

граммами того же назначения, ПК Впрыск базируется на совершенной математической модели [4]. В части сервисной оболочки уделено внимание простоте работы – как при выборе схемы топливной системы, так и подготовки данных для расчета. С этой целью пользовательская библиотека содержит прототипы систем различных схем, оперативный контроль входных данных, а также их анализ на этапе подготовки к счету. Встроена диагностика обработки задания. Результаты представляются в табличной форме и различных графических образах. Наиболее эффективной работой при решении актуальных задач совершенствования двигателя с заданными параметрами, например, экологическими, осуществляется при взаимодействии двух программных продуктов.

Ныне ПК функционирует в режиме удаленного пользования с сервером в МГТУ. ПК передан для работы на ряд предприятий и ВУЗов России, является инструментальной базой при выполнении курсового проекта по дисциплине Системы питания. В частности, в нем обоснование параметров и режимов работы топливopодpающей аппаратуры начинается с оптимизации рабочего процесса, а собственно ее проектирование продолжается с помощью ПК Впрыск. У пользователя, работающего с этими программами, остается ощущение обычной работы с приложениями Windows на персональном, например домашнем, компьютере.

Литература:

2. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18 – 31.

3. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 32 – 45.

4. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. - 352 с.

5. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Моделирование процессов топливopодpачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей. – Барнаул-М.: Изд-во АлтГТУ им. И.И.Ползунова, 2002. – 166 с.

ОСНОВЫ ЭНТРОПИЙНОГО АНАЛИЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Зейнетдинов Р. А. (Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

Повышение работоспособности, надежности и улучшение топливно-экономических показателей автотракторных двигателей связано с охлаждением цилиндра и отводом теплоты в систему охлаждения. Температурный режим в системе охлаждения (СО) оказывает существенное влияние на эффективные и индикаторные показатели рабочего процесса дизеля, а оптимально спроектированная система охлаждения обеспечивает заданные тепловые режимы термически напряженных деталей двигателя в различных условиях эксплуатации автотранспорта.

При установленном оптимальном тепловом состоянии двигателя общая картина теплоотдачи от рабочих газов в стенки цилиндра и головки двигателя достаточно сложна. Это обусловлено сложной зависимостью теплоты, передаваемой системе охлаждения, от температуры рабочих газов, коэффициентов теплопередачи и

параметров, характеризующих технологический процесс в системе охлаждения, что определяется сложными гидродинамическими и тепловыми процессами, связанными с движением теплоносителя, омывающего поверхности теплообмена, и его фазовым поведением. При этом процессы теплопроводности, теплоотдачи и теплотеплопередачи могут иметь как стационарный, так и нестационарный характер. Следовательно, все термодинамические процессы, протекающие в системе охлаждения, являются необратимыми, и система открытая, внутренне неравновесная и продолжительности названных процессов конечны. Однако достижение современной теплотехники – использование методов неравновесной термодинамики и теории нелинейной термодинамики – не нашли широкого применения в исследовании теплотеплопередачи в современных форсированных дизелях.

Следует отметить, что при этом необратимые энергетические потери в СО характеризуются не только количественными показателями теплоты, но и качественными. И для раскрытия механизма появления этих потерь в процессах тепло-массообмена в СО поршневых двигателей следует различать количество теплоты, участвующего в термодинамическом процессе Q , и количество теплоты, подведённого к термодинамической системе от рабочего тела (Q_e). Первое всегда равно максимально возможному количеству теплоты, подводимому к системе через стенки и головки цилиндров $Q_e \max$, а второе определяет только фактически подведённое количество теплоты Q_e , оно всегда не больше первого. Эта особенность базируется на представлениях о том, что существует разница в понятиях "количество теплоты, участвующее в термодинамическом процессе" и "количество теплоты, подведённое к макросистеме от внешнего источника в термодинамическом процессе". Эта разница обусловлена теплом диссипаций. В соответствии с отмеченным можно записать

$$dQ = d_a Q + d_i Q. \quad d_i Q \geq 0. \quad (1)$$

где dQ – количество теплоты, участвующей в термодинамическом процессе; $d_e Q$ – количество теплоты, подведенное к системе от стенок цилиндров; $d_i Q$ – теплота диссипации.

При этом $d_i Q$ зависит от того, насколько обратимый процесс отличается от необратимого. Для экстремального (обратимого) процесса $d_i Q = 0$, т.е. количество теплоты, участвующей в процессе и подведенной к системе от стенок цилиндров совпадают. Следовательно, чем меньше необратимость процессов, тем будет больше подводимая теплота, т.е.

$$\int_{1-2} d_a Q = \int_{1-2} (dQ - d_i Q) \rightarrow \max. \quad (2)$$

Из термодинамики известно, что при описании открытых и неравновесных 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 σ .

Из общего термодинамического уравнения Гиббса следует, что для открытой системы с переменным числом компонентов теплоносителя при ее локально-равновесном состоянии скорость изменения энтропии будет выражаться уравнением [1]:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{1}{T} \left(\frac{dU}{dt} + p \frac{dV}{dt} \right) - \sum \frac{m_i}{T} \frac{dn_i}{dt}, \quad (3)$$

где p – равновесное давление; U – полная внутренняя энергия ОЖ; μ_i – химический потенциал i -го компонента теплоносителя; n_i – число молей i -го компонента; V – объем системы.

Из выражения (3) следует, что в открытой системе локальную энтропию можно представить в виде суммы двух слагаемых. Первое из них обусловлено обменом веществ и энергии с внешней средой – $d_e S$ (поток энтропии), а второе – производством энтропии – $d_i S$ необратимыми процессами внутри самой системы. С учетом этих пояснений получаем:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d_e S}{dt} + \frac{d_i S}{dt}, \quad (4)$$

где $d_e S/dt$, $d_i S/dt$ – соответственно скорости изменения обратимой и необратимой частей энтропии системы.

Если рассмотреть процесс фазового перехода какого-либо дифференциального объема теплоносителя за стенкой цилиндра двигателя как неравновесный термодинамический процесс, то количество теплоты, подведенной от стенки цилиндра к этой открытой макросистеме при изменении ее состояния, согласно второму закону термодинамики, может быть представлено в следующей форме:

$$Q(s, m) = \int_t \int_V r_{нж} T \frac{ds}{dt} dV dt = \int_t \int_V r_{нж} T \left(\frac{d_e s}{dt} + \frac{d_i s}{dt} \right) dV \cdot dt, \quad (5)$$

где T – абсолютная температура охлаждающей жидкости; $\rho_{нж}$ – массовая плотность двухфазного теплоносителя; V – объем; t – время.

В соответствии с первым законом термодинамики для СО количество теплоты, участвующей в бесконечно малом процессе тепломассообмена теплоносителя, определяется выражением [2]

$$dQ = dH - V dp - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k dn_k, \quad \bar{H}_k = \left(\frac{\partial H}{\partial n_k} \right)_{P, T, n_j}, \quad (6)$$

где dn_k – бесконечно малое изменение числа молей k -го компонента теплоносителя за счет массообмена с внешней средой.

С учетом уравнения $dQ/T = d_e S + d_i S$, определение количество теплоты для процессов тепломассообмена охлаждающей жидкости со стенкой цилиндра может быть представлено в виде

$$r T \left(\frac{d_e s}{dt} + \frac{d_i s}{dt} \right) = r \left(\frac{dh}{dt} - \frac{dp}{dt} - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k \frac{dc_k}{dt} \right), \quad (7)$$

где h – удельная массовая энтальпия термодинамической системы; c_k – мольная концентрация k -го компонента системы.

С учетом уравнения (7) определение количества теплоты, отводимого из системы охлаждения теплоносителем, можно представлено в виде:

$$r T \frac{d_e s}{dt} = r \left(\frac{dh}{dt} - \frac{dp}{dt} - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k \frac{dc_k}{dt} \right) - r T \frac{d_i s}{dt}. \quad (8)$$

Возле стенок цилиндров потоки теплоносителя представляют собой двухфазную систему, концентрация в жидкой фазе связана с концентрацией в паре условиями равновесия. И локальное производство энтропии в элементе объема неравновесной открытой термодинамической системы имеет следующий вид:

$$s_s = r \frac{d_i s}{dt} = - \frac{1}{T^2} J_q \text{grad} T + \frac{1}{T} \dot{\mathbf{a}}_k J_k [K_k - \tilde{N} m_k] - \frac{1}{T} P_k' : \text{Grad}(1 - x_k) \times \mathbf{w}_k' - \frac{1}{T} P_k'' : \text{Grad} x \times \mathbf{w}_k'' \neq 0, \quad (9)$$

где \dot{J}_q и \dot{J}_k – плотности потоков теплоты и масс k -го компонента; K_k – внешняя сила, действующая на 1 моль k -го компонента; P_{ij} – сила трения ($i, j=1, 2, 3$); \mathbf{w}_k' , \mathbf{w}_k'' – среднемассовая скорость жидкой и паровой фаз k -го компонента в потоке насыщенного пара.

Производство энтропии, обусловленное только процессом теплопроводности в формуле (9), может быть приведено к виду:

$$J_q \frac{\tilde{N} T}{T^2} = \frac{1}{T} J_q \tilde{N} \ln T = \frac{1}{T} J_q \tilde{N} \frac{\partial s_{p,nk}}{\partial c_{pm}} \quad (10)$$

Отметим, что температурная часть удельной массовой энтропии определяется выражением:

$$s = c_{pm} \cdot \ln T \quad \text{или} \quad \nabla s = c_{pm} \cdot \nabla T / T. \quad (11)$$

Кроме того, будем иметь в виду [3], что

$$\nabla m_{kT} = \nabla m_{kp,T} + \bar{V}_k \cdot \nabla p, \quad (12)$$

где \bar{V}_k – парциальный молярный объем частиц k -го компонента.

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

$$\frac{d_i S_{cm}}{dt} = - \frac{1}{T^2} (q_\Sigma \cdot \text{grad} T), \quad (13)$$

где q_Σ – суммарный тепловой поток, воспринимаемый зеркалом цилиндра.

Суммарный тепловой поток q_Σ складывается из следующих нагрузок: тепловой, воспринимаемой непосредственно от газов q_g , и тепловой – от трения о зеркало цилиндра юбки поршня $q_{пор}$ и поршневых колец $q_{кол}$ [4]

$$q_\Sigma = q_g + q_{пор} + q_{кол}. \quad (14)$$

В охлаждающей системе при теплообмене в зависимости от времени течения внутрицилиндровых процессов возможны как приток, так и отток энтропии, следовательно, производство энтропии за счет теплообмена со стенкой цилиндра может иметь любой знак. В системе одновременно идет также отток энтропии за счет теплообмена с окружающей средой через радиатор. Однако в целом суммарная энтропия за счет теплообмена будет иметь положительный знак, и определяться энтропийным равновесием, значение которого зависит от степени открытости системы и однозначно меняется с изменением степени воздействия внешней среды на ОС. При этом из-за инерционности системы возможны в ней возникновение энтропийных колебаний относительно энтропийного равновесия, которые с переходом двигателя на установившийся режим работы затухают, и наступает снова термодинамическое равновесие.

В открытой термодинамической системе член s_s строго положителен и растет до тех пор, пока система находится в неравновесном состоянии. Производство энтропии, характеризующее необратимость процессов, можно рассмотреть как про-

изведению вектора обобщенного потока J_j на вектор обобщенных сил X_j [2]. В этом случае условие минимальной диссипации технологических процессов в рассматриваемой термодинамической системе сводится к виду:

$$\bar{S} = \frac{1}{t} \int_0^t \sum_{j=1}^m J_j(u_1, u_2) \cdot X_j(u_{1j}, u_{2j}) dt \rightarrow \min. \quad (15)$$

где u_{ij} – параметры процесса.

Таким образом, на основе вышеизложенного следует отметить, что одно из перспективных направлений стратегии системного анализа технологических процессов в СО двигателя состоит в использовании энтропийного подхода. Данный подход позволяет создать теоретические основы протекания диффузионных, тепловых, гидромеханических процессов в гетерофазных полидисперсных средах и определить более точно энергетические потери на эти процессы. При этом задача оптимальной в термодинамическом смысле организации технологических процессов в охлаждающей системе ДВС состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потоков.

Литература

1. Карапетьянц М. Х. Химическая термодинамика. – М.: Химия, 1975. – 584 с.
2. Грот С., Мазур П. Неравновесная термодинамика. – М.: Мир, 1966. – 456 с.
3. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов. – М.: Изд-во Мир, 1967. – 544 с.
4. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с.

ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ НА ТОКСИЧНОСТЬ ВЫБРОСА ДИЗЕЛЕЙ

Салова Т.Ю., Мажитов Б.Ж. (Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

Из всего множества различных требований к дизелям на современном этапе эксплуатации автомобилей к основным можно отнести следующие четыре: расход топлива, токсичность, надежность и стоимость двигателя. Благодаря пониженному расходу топлива и хорошим тяговым характеристикам, возникающим при высоком крутящем моменте на низких частотах вращения коленчатого вала, дизель с непосредственным впрыском топлива занял большую долю рынка в Европе. Но уже сейчас, и особенно в перспективе, выполнение будущих законодательств по токсичности будет являться основным направлением в дальнейших исследованиях.

Эксплуатация двигателей автотранспортных средств в высокогорных условиях во многом отличается от равнинной местности. Высокогорные дороги состоят преимущественно из подъемов и спусков, протяженность которых достигает 20 ... 30 км, углы продольных уклонов до 10 %. На характерных перевальных и предперевальных участках имеются многочисленные повороты малых радиусов, величина которых нередко составляет всего 8 ... 12 м, а углы поворота на серпантинах достигают 300°. В республике Таджикистан широко используются автомобили КамАЗ-5511 – для перевозки сельскохозяйственных грузов и строительных материалов, при работе в карьерах, в условиях бездорожья, на коротких плечах, на до-