

Таким образом, полученные данные свидетельствуют о работоспособности и эффективности представленных разработок, позволяющих корректировать подачу и распыливание топлива в камере сгорания **D** с учетом особенностей его конструкции и режимных параметров. Это создает условия для улучшения эксплуатационных характеристик **D** путем реализации в нем зонального смесеобразования.

#### **Литература:**

1. Луканин В.Н., Мальчук В.И. Концепция зонального смесеобразования и методы ее реализации в многотопливном дизеле // Совершенствование рабочих процессов и конструкции автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1989. – С. 5-12.
2. Мальчук В.И., Трусов В.И. Методы совершенствования подачи и распыливания топлива в условиях ограничений на таксичность отработавших газов // Вестник МАДИ(ГТУ), вып. 3. – 2004. – С. 39-46.
3. Мальчук В.И. Метод расчета рабочего процесса аппаратуры коррекции подачи топлива по зонам камеры сгорания // Вестник МАДИ(ГТУ), вып. 2. – 2004. – С. 25-29.
4. Мальчук В.И., Ареф А.А., Сидина М.М. Метод экспериментальной оценки гидравлических параметров распылителей быстроходных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М. – 2000. – С. 132-140.
5. Топливные системы и экономичность дизелей / Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

### **АЛЬТЕРНАТИВА КОЭФФИЦИЕНТУ НАПОЛНЕНИЯ**

**Матюхин Л.М.** (Московский Автомобильно-дорожный институт – ГТУ)

Являясь одними из основополагающих понятий теории ДВС, коэффициенты наполнения ( $\eta_v$ ) и остаточных газов ( $\gamma_r$ ) вместе с тем недостаточно удобны для оценки наполнения. Так, коэффициенту  $\eta_v$  присущи следующие недостатки:

1. его значения при одном и том же массовом наполнении могут быть различными в зависимости от параметров заряда на входе в цилиндр.
  2. одной и той же величине  $\eta_v$  в случае одинакового рабочего объема и разных степеней сжатия соответствует рабочая смесь различного состава,
  3. нецелесообразно оценивать наполнение, относя его лишь к рабочему объему – в конце такта впуска свежий заряд заполняет *полный объем* цилиндра  $V_a$ , а в конце такта сжатия занимает *объем камеры сгорания*. Очевидно, что мощность двигателя определяется степенью заполнения в конце процесса впуска свежим зарядом не рабочего, а полного объема цилиндра,
  4. с помощью  $\eta_v$  не может быть установлено предельное, максимальное значение коэффициента, к которому следует стремиться для организации «идеального» наполнения и для достижения наивысших мощностных показателей двигателя.
  5. среднее индикаторное давление цикла ( $p_i$ ) при одинаковом рабочем объеме, а также одном и том же наполнении не может не зависеть от степени сжатия (в используемых ныне формулах для вычисления  $p_i$  с применением  $\eta_v$  степень сжатия присутствует лишь в неявном виде).
  6. Отсутствует четкая и логически однозначная зависимость между  $\eta_v$  и  $\gamma_r$ .
- Известно, что дозирование топлива должно осуществляться исходя из *состава рабочей смеси и количества поступающего в цилиндры двигателя окислителя*

[4]. Это дает основания утверждать, что оценивать наполнение удобнее величинами, характеризующими состав находящейся в цилиндре смеси и однозначно связанными с массовым наполнением, а не посредством ( $\eta_v$ ).

Для оценки качества процесса наполнения целесообразно соотносить количество молей поступившего в цилиндр свежего заряда с количеством находящейся в нем молей рабочей смеси, то есть оценивать результаты газообмена составом образующейся в процессе впуска рабочей смеси. Это представляется тем более удобным, что мольные доли равны объемным, благодаря чему соответствующие теоретические построения и математические выкладки легко иллюстрируются графически, а потому оказываются весьма наглядными.

Традиционно используемая при расчетах формула [1]:

$$\eta_v = \varphi_1 \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r + \Delta T + \varphi \cdot \gamma_r \cdot T_r}$$

справедлива для двигателей, работающих на жидких топливах, но не может применяться в случае газовых двигателей, поскольку не учитывает «вытеснения» из цилиндра части воздуха газообразным топливом.

В соответствии с законом Дальтона объем смеси, равный полному объему цилиндра, может быть представлен (рис. 1) в виде парциальных объемов компонентов, т.е.

$$V_a = V_T^a + V_B^a + V_r^a,$$

где  $V_T^a$ ,  $V_B^a$  и  $V_r^a$  – объемы газообразного топлива, воздуха и ОГ, приведенные к параметрам точки «а» индикаторной диаграммы. После деления данного равенства на  $V_a$  получаем:

$$1 = \sigma_T + \sigma_B + \sigma_r, \quad (1)$$

где под  $\sigma_i$  подразумеваются объемные доли топлива, воздуха и остаточных газов.

Сумма  $V_T^a + V_B^a = V_{сз}^a$  объемов газового топлива и воздуха равна парциальному объему свежего заряда, и сумма долей  $\sigma_B + \sigma_r = \sigma_{сз}$  – его объемной доле.

Выражение для определения коэффициента избытка воздуха может быть представлено следующим образом:

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot l_0} = \frac{N_B \cdot \mu_B}{N_T \cdot \mu_T \cdot l_0}, \quad \text{где под } N_i \text{ и } \mu_i \text{ подразумеваются количества и массы}$$

молей соответствующих компонентов. После деления числителя и знаменателя на суммарное количество молей смеси  $N$  получаем

$$\alpha = \frac{\frac{N_B}{N} \cdot \mu_B}{\frac{N_T}{N} \cdot \mu_T \cdot l_0} = \frac{\sigma_B \cdot \mu_B}{\sigma_T \cdot \mu_T \cdot l_0}, \quad \text{поскольку мольные доли } \sigma_i = \frac{N_i}{N} = \frac{V_i}{V} \text{ равны долям}$$

объемным.

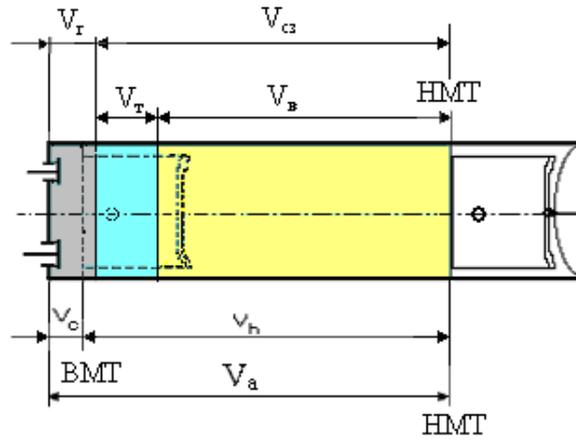


Рис. 1. Объем рабочей смеси как сумма парциальных объемов остаточных газов, топлива и воздуха

Из последнего выражения имеем:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_b \cdot \mu_b}{\alpha \cdot \mu_r \cdot l_0}. \quad (2)$$

Но в соответствии с (1) доля свежего заряда равна

$$\sigma_{cz} = \sigma_r + \sigma_b = 1 - \sigma_r, \quad (3)$$

где величина доли ОГ может быть определена через парциальный объем ОГ  $V_r^a$

[2] с использованием уравнения приведения:  $\frac{V_c \cdot p_r}{T_r} = \frac{V_r^a \cdot p_a}{T_a}$ . Здесь  $p_r$  и  $T_r$  – па-

раметры ОГ в точке «r» индикаторной диаграммы, а  $p_a$  и  $T_a$  в правой части равенства соответствуют давлению и температуре в точке «a» индикаторной диаграммы. Таким образом,  $V_r^a$  есть приведенный к параметрам точки «a» объем остаточных газов.

Поскольку  $V_r^a = V_c \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_r}$ , после деления на полный объем цилиндра, равный объему рабочей смеси, получаем:

$$\sigma_r = \frac{V_r^a}{V_a} = \frac{p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r}. \quad (4)$$

После подстановки значений  $\sigma_r$  и  $\sigma_b$  в выражение (3) имеем:

$$\sigma_b \cdot \left(1 + \frac{\mu_b}{\alpha \cdot \mu_r \cdot l_0}\right) = 1 - \frac{p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \quad \text{или} \quad \sigma_b \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0}\right) = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r},$$

(так как  $l_0 = L_0 \cdot \mu_b$ ). В результате простых преобразований получаем окончательно:

$$\sigma_b = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0}{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0 + 1}. \quad (5)$$

Или, с учетом дозарядки,

$$\sigma_b = \varphi_1 \cdot \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0}{\alpha \cdot \mu_r \cdot L_0 + 1} \quad (5a)$$

Принимая в расчет выражение (2), формулу для определения доли газообразного топлива можно записать следующим образом

$$\sigma_{\tau} = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \mu_{\tau} \cdot L_0 + 1} \quad (6)$$

$$\text{или } \sigma_{\tau} = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r} \cdot \frac{\varphi_1}{\alpha \cdot \mu_{\tau} \cdot L_0 + 1}. \quad (6a)$$

При питании двигателя жидким топливом вторая дробь в формуле (5a) стремится к единице, и расчетная формула принимает вид ([2]):

$$\sigma_{\nu} = \varphi_1 \cdot \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r}.$$

Последняя дробь в формуле (6a) становится при этом пренебрежимо малой и доля топлива в рабочей смеси может не приниматься в расчет. Это означает, что  $\sigma_{\text{сз}} = \sigma_{\nu}$ .

Таким образом, доли отдельных компонентов рабочей смеси могут быть определены по формулам (4), (5) и (6), и – как это нетрудно проверить – их сумма равна единице

Величину среднего индикаторного давления  $p_i$  двигателя легко представить через долю свежего заряда  $\sigma_{\nu}$ . Действительно:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{G_{\tau}^{\text{н}} \cdot H_u \cdot \eta_i}{V_h} = \frac{\sigma_{\nu} \cdot V_a \cdot \rho_a \cdot H_u \cdot \eta_i}{\alpha \cdot l_0 \cdot (V_a - V_c)}, \text{ где } G_{\tau}^{\text{н}} \text{ – цикловой заряд топлива, а } \rho_a$$

– плотность свежего заряда при параметрах точки диаграммы «а». В итоге формула принимает следующий вид:

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \sigma_{\nu} \cdot \rho_a. \quad (7)$$

Используя формулу приведения

$$\rho_a = \rho_k \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a},$$

получаем выражение

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \sigma_{\nu} \cdot \rho_k. \quad (7a)$$

позволяющее анализировать влияние на мощностные характеристики двигателя параметров заряда на входе в цилиндр.

В отличие от приводимого в учебниках [1] выражения для определения среднего индикаторного давления

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \rho_k, \quad (8)$$

формулы (7...7a) в явном виде показывают зависимость мощностных показателей двигателя от степени сжатия и от состава рабочей смеси. Этими формулами можно пользоваться и для газовых двигателей, поскольку «вытеснение» воздуха газообразным топливом учитывается величиной  $\sigma_{\nu}$ . Кроме того, полученные выражения для определения как долей компонентов рабочей смеси, так и среднего индикаторного давления весьма удобны с дидактической точки зрения, поскольку упрощают анализ влияния различных факторов (через величины  $V_{\tau}$  и  $V_r$ ) на результаты процессов газообмена и индикаторные показатели двигателя.

Идеальное наполнение при отсутствии в цилиндрах ОГ ( $\sigma_{\text{сз}} = 1$ ) означало бы давления и температуры заряда, равные таковым на входе в двигатель. Однако благо-

даря наличию гидравлических сопротивлений впускного тракта и его подогрева давление в точке «а» индикаторной диаграммы всегда ниже  $p_k$ , а температура – выше  $T_k$ . В общем случае совершенство впускного тракта и, соответственно, отличие реального наполнения от идеального можно оценить неким коэффициентом «ухудшения наполнения», представляющим собой отношение полного объема цилиндра (свежего заряда) к тому объему, который занимал бы свежий заряд при идеальном наполнении (при  $p_k$  и  $T_k$ ), будучи приведенным к условиям точки «а» индикаторной диаграммы:

$$k = \frac{V_a}{V_a^{\text{теор}}}. \text{ Воспользуемся уравнением приведения: } \frac{V_a^{\text{теор}} \cdot p_a}{T_a} = \frac{V_a \cdot p_k}{T_k}, \text{ откуда}$$

$$V_a^{\text{теор}} = V_a \cdot \frac{p_k}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_k}. \text{ Тогда } k = \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a}. \quad (9)$$

Чем ближе к единице величина коэффициента «к», тем совершеннее впускной тракт.

Связь между  $\sigma_{c3}$  и  $\gamma_r$  находится из выражения

$$\eta_v = \frac{N_B}{N_B^{\text{теор}}} = \frac{V_B}{V_B^{\text{теор}}} = \frac{\sigma_B \cdot V_a}{V_h^{\text{теор}}}, \text{ где в знаменателе – приведенный к условиям точки «а»}$$

объем воздуха, заполняющего при  $p_k$  и  $T_k$  пространство между ВМТ и НМТ цилиндра.

$V_h^{\text{теор}} = V_h \cdot \frac{p_k}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_k}$ , что после подстановки и несложных преобразований дает выражение:

$$\eta_v = \sigma_B \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \quad (10)$$

$$\text{или, с учетом (9) } \eta_v = \sigma_B \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot k. \quad (10a)$$

Подстановка  $\eta_v$  из (10) в (8) приводит к получению выражения (7a).

Расчет доли свежего заряда по результатам эксперимента можно проводить по выражению ([2]):

$$\sigma_{c3} = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot G_B \cdot 10^3}{30 \cdot n \cdot \varepsilon \cdot i V_h \cdot \rho_B}.$$

Немаловажным достоинством использования объемных долей является простая связь между ними:  $\sigma_{c3} + \sigma_r = 1$ , что позволяет применять для оценки качества газообмена, а также и в любых используемых в тепловом расчете математических зависимостях лишь долю в рабочей смеси свежего заряда  $\sigma_{c3}$ , поскольку  $\sigma_r = 1 - \sigma_{c3}$ .

При рециркуляции отработавших газов их введение в двигатель со свежим зарядом неизбежно сказывается на наполнении цилиндров и, соответственно, на соотношении в рабочей смеси количеств продуктов сгорания и свежего заряда. Как показано в [3], доля свежего заряда при этом уменьшается на величину  $\Delta\sigma = \sigma_{c3} - \sigma'_{c3} = R_c \cdot \sigma_{c3}$ , где  $R_c$  есть степень рециркуляции. В относительных единицах ухудшение наполнения численно равно степени рециркуляции продуктов сгорания, поскольку  $\delta(\sigma) = \Delta\sigma / \sigma_{c3} = R_c$ , то есть, ухудшение наполнения и снижение доли топливовоздушной смеси в рабочей смеси прямо пропорциональны степени рециркуляции продуктов сгорания.

Таким образом, можно констатировать:

- объемная доля свежего заряда  $\sigma_{сз}$  ( $\sigma_{в}$  в случае питания двигателя жидким топливом) однозначно связана с массовым наполнением цилиндров,
- оценка качества наполнения через доли свежего заряда и остаточных газов наглядна и методически удобна, поскольку между долями и, соответственно, количествами в цилиндре свежего заряда и остаточных газов существует однозначная зависимость (отсутствующая между  $\eta_v$  и  $\gamma_r$ ):  $\sigma_{сз} = 1 - \sigma_r$ ,
- отсутствует необходимость во введении каких-либо дополнительных показателей для определения содержания в рабочей смеси ОГ, поскольку  $\sigma_r = 1 - \sigma_{сз}$ , что упрощает формулы, используемые при тепловом расчете,
- объемные доли рабочей смеси позволяют не только адекватно оценивать результаты процессов газообмена, но характеризуют также и состав находящейся в цилиндре рабочей смеси, что также упрощает определение всех ее термодинамических параметров даже в случае использования рециркуляции ОГ ([3]).
- большинство безразмерных коэффициентов, включая коэффициенты полезного действия, представляют собой некие доли, максимальные величины которых ограничены единицей. Аналогично – значение доли свежего заряда  $\sigma_{сз}^{max} = 1$  соответствует идеальному наполнению, при котором рабочая смесь не содержит ОГ и состоит исключительно из свежего заряда.
- использование объемных долей позволяет в явном виде представлять зависимость среднего индикаторного давления от степени сжатия и подсчитывать значение  $p_i$  в том числе для газовых двигателей и для двигателей с переменной степенью сжатия.

#### **Литература:**

1. Двигатели внутреннего сгорания: Кн. 1 / п/р В.Н.Луканина, М.: Высшая школа», 2005. – 345 с.
2. Матюхин Л.М. Альтернативный способ оценки качества газообмена в ПДВС. Вестник МАДИ (ГТУ), / МАДИ. Вып. 7, 2006, стр. 11-15.
3. Матюхин Л.М. Использование объемных долей компонентов рабочей смеси для проведения теплового расчета двигателя, М. Вестник МАДИ (ГТУ) / Вып. 1 (8), 2007, стр.46 -51.
4. Электронное управление автомобильными двигателями. М. Машиностроение, 1994 – 14, 15, 19, 21 с

### **КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ИЗЛУЧЕНИЯ ПЛАМЕНИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Руднев Б.И., Повалихина О.В.** (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет)

Для обоснованного расчета локального радиационного теплового потока, передаваемого от пламени к стенкам камеры сгорания (КС) дизельного двигателя, необходимо располагать надежными данными по температуре пламени, его интегральной степени черноты, радиационным свойствам поверхностей и оптико-геометрическим характеристикам системы в целом.

В теории радиационного теплообмена показано, что частицы сажи в видимой области спектра являются основным излучателем, определяющим эмиссионную способность дизельного пламени. Кроме того, А.Г. Блох [1] выделяет следующие