

Р.С. АЙВАЗЯН

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предлагается метод сравнительной оценки эффективных показателей дизельных двигателей. Рассматриваются возможности сопоставления различных дизелей и режимов работы с применением параметра “топливонапряженность” двигателей.

Ключевые слова: дизель, эффективные показатели, топливонапряженность, цикловая подача.

Экспериментальные исследования процесса создания и доводки двигателей имеют различные задачи, связанные с доводкой опытного образца, с изучением рабочего цикла и отдельных процессов, определением влияния конструкций как отдельных узлов, так и двигателя в целом.

При доводочных испытаниях, а также сопоставлении опытного дизеля с прототипом или с любым другим дизелем часто прибегают к сравнительной оценке мощностных и экономических показателей двигателя до и после изменения в нем того или иного параметра. При этом необходимо соблюдать условия сопоставимости сравниваемых объектов.

Рассмотрим эти условия на примере определения относительной экономичности опытного дизеля по отношению к прототипу.

Относительная экономичность равна

$$\bar{g}_e = \frac{g_{ц0}}{g_{цп}} \frac{V_{hp}}{V_{h0}} \frac{P_{en}}{P_{e0}}, \quad (1)$$

где $g_{ц0}$, $g_{цп}$, V_{h0} , V_{hp} ; P_{e0} , P_{en} – соответственно цикловые расходы топлива, рабочие объемы и средние эффективные давления опытного двигателя и прототипа.

Обозначив в (1) $K_T = g_{ц} / V_h$, получим

$$\bar{g}_e = \frac{K_{To}}{K_{Tp}} \frac{P_{en}}{P_{e0}}, \quad (2)$$

где K_T – параметр, представляющий собой удельное количество впрыснутого за цикл топлива, $гp/см^3$, и называемый “топливонапряженностью” рабочего объема двигателя [1].

Согласно (2), относительная экономичность одного двигателя по отношению к другому прямо пропорциональна отношению топливонапряженностей этих двигателей и обратно пропорциональна отношению развиваемых в них средних эффективных давлений. Величину относительной экономичности возможно

определить, задаваясь одним из следующих условий: $P_{eo} = P_{ep}$ или $K_{T0} = K_{Tp}$. Если принять первое из двух условий, относительная экономичность выразится соотношением $\bar{g}_e = K_{T0} / K_{Tp}$.

Однако в этом случае идентичность условий сопоставления сравнительных агентов не будет соблюдена. При сравнении по этому же принципу двух различных скоростных режимов одного и того же двигателя будут допущены такие же нарушения идентичности условий сопоставления.

Поясним это на примере. Как известно, с повышением числа оборотов в дизеле механические потери растут. Для выполнения условия $Pe = \text{const}$ необходимо одновременно с повышением числа оборотов повысить топливонапряженность рабочего объема K_t . С другой стороны, при этом цикловой расход топлива имеет тенденцию к увеличению. В результате при $Pe = \text{const}$ с повышением числа оборотов резко падает коэффициент избытка воздуха.

В дизеле А-01 с изменением оборотов от 1200 до 2000 в минуту при сохранении $Pe = \text{const} = 0,6$ МПа это выглядит следующим образом [2]:

$n, \text{мин}^{-1}$	$K_t \times 10^{-4}, \text{г/см}^3$	α
1200	0,425	1,56
1400	0,436	1,51
1600	0,446	1,47
1800	0,465	1,38
2000	0,488	1,31

Вполне естественно, что столь резкое изменение как K_t , так и коэффициента избытка воздуха α делает совершенно различными условия протекания рабочего процесса в двух соседних скоростных режимах. Поэтому рассматривать полученную таким способом зависимость $\bar{g}_e = f(n)$ как результат влияния числа оборотов мы не вправе. Более того, эта зависимость не имеет практического значения для количественной оценки работы дизеля.

Принцип сопоставления при $Pe = \text{const}$ неприемлем при определении влияния числа оборотов на параметры, не зависящие непосредственно от качества протекания рабочего процесса.

Рассмотрим в качестве примера влияние числа оборотов на среднее давление потерь при газообмене. Известно, что среднее давление потерь при газообмене пропорционально разности работ воздуха на входе, газов на выходе дизеля. При неизменном цикловом расходе топлива с повышением числа оборотов величина этой работы, как показывает опыт, изменяется незначительно. Если сопоставление двух скоростных режимов, с точки зрения потерь при газообмене, проводить при условии $Pe = \text{const}$, то сравниваемые режимы окажутся в различных протеканиях газообмена.

Рассмотрим опытные данные.

Подобное сравнение в дизеле Д-240 с изменением его частоты вращения от 1800-2300 мин^{-1} при условии $Pe = 0,64$ МПа проведено для двух значений угла впрыска топлива. При этом в обоих случаях зафиксирован резкий рост

отрицательной работы на выпуске с ростом числа оборотов, который обусловлен значительным ростом топливонапряженности K_T .

Таким образом, зависимость, полученная опытным путем, не является результатом чистого влияния числа оборотов.

Для получения искомой зависимости $P_{нх}=f(p)$ необходимо соблюдать условие $K_T = \text{const}$.

Приведенные примеры показывают, что сопоставление различных режимов работы одного и того же дизеля или двух дизелей нельзя проводить при $P_e = \text{const}$, которому сопутствует произвольное изменение топливонапряженности. К тому же среднее эффективное давление, являясь величиной производной, не может служить основой для сравнения различных двигателей и режимов между собой.

В двигателях с всасыванием воздуха из атмосферы единственной независимой переменной является топливонапряженность рабочего объема дизеля. Поэтому в основу сопоставления следует принять условие $K_T = \text{const}$.

Таким образом, искомую относительную экономичность можно получить лишь при условии одинаковой топливонапряженности в обоих дизелях, т.е. при $K_{T0} = K_{Tн}$. Тогда

$$\bar{g}_e = P_{еп} / P_{ео}. \quad (3)$$

Иначе говоря, относительная экономичность одного двигателя по отношению к другому определяется отношением средних эффективных давлений, развиваемых в них при одной и той же топливонапряженности.

Напишем уравнение баланса работы двигателя при заданном K_T [1]:

$$P_e = c K_T \eta_i - P_{мл}, \quad (4)$$

где η_i – индикаторный КПД двигателя; $P_{мл}$ – среднее давление механических потерь; c – постоянная, зависящая от элементарного состава топлива.

Независимой переменной в этом уравнении и является параметр K_T , который, естественно, при определении среднего эффективного давления должен быть одинаковым в сравниваемых двигателях. Однако равенство K_T еще не гарантирует полной идентичности условий сопоставления. Необходимо его дополнить условием равенства параметров воздуха на входе.

Заменив в выражении (2) $K_T = K_B / \alpha \ell_0$ (K_B , по аналогии с K_T , представляет собой количество воздуха в граммах, приходящееся на каждый кубический сантиметр рабочего объема; ℓ_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного грамма топлива; α – коэффициент избытка воздуха) и $K_B = g_B / V_h$ (g_B – цикловой расход воздуха в граммах), получим $K_T = g_B / V_h \alpha \ell_0$.

Умножив и разделив правую часть этого уравнения на плотность воздуха ρ_K и обозначив $\eta_v = g_B / V_h \rho_K$, получим окончательно

$$K_T = \frac{\eta_v}{\alpha} \frac{\rho_K}{\ell_0}. \quad (5)$$

Заменяя далее в (4) значение K_T из (5), получим уравнение баланса работы двигателя с учетом параметров воздуха

$$Pe = c \frac{\eta_v}{\alpha} \frac{\rho_K}{\ell_0} \eta_i - P_{мп}. \quad (6)$$

Из (5) очевидно, что условие $K_T = \text{const}$ обуславливает постоянство произведения $\frac{\eta_v}{\alpha} \rho_K$.

Рассмотрим каждый из двух множителей в отдельности. Плотность воздуха ρ_K , как и топливнонапряженность K_T , является независимой переменной. Оба эти параметра составляют внешние условия работы двигателя. Поэтому идентичность условий сопоставления может быть соблюдена только при равенстве этих внешних (задаваемых) параметров в сравниваемых дизелях.

Однако плотность одинаковой величины можно получить при различных сочетаниях давления P_K и температуры T_K . Случайное сочетание этих параметров в сравниваемых дизелях может привести к нарушению условий сопоставимости. Поэтому условия равенства плотности воздуха на входе необходимо заменить условием равенства его давления P_K и температуры T_K . При заданных K_T и ρ_K отношение η_v / α также приобретает постоянство.

Физическую сущность отношения η_v / α можно установить из (5):

$$\frac{\eta_v}{\alpha} = \frac{K_T \ell_0}{\rho_K}.$$

Произведение $K_T \ell_0$ в числителе правой части уравнения представляет собой теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания K_T $г/см^3$ топлива.

Величину ρ_K можно представить как максимальное количество воздуха в граммах, которое могло содержаться в одном кубическом сантиметре рабочего объема при идеальных условиях протекания наполнения (отсутствие гидравлических потерь и теплового воздействия стенок цилиндра и остаточных газов). Тогда отношение η_v / α обратно пропорционально максимально возможному коэффициенту избытка воздуха $\alpha_{\max}$ и прямо пропорционально максимально возможному коэффициенту использования воздуха $\sigma_{\max}$ при заданных значениях K_T и ρ_K .

Таким образом, условия равенства K_T и ρ_K в сравниваемых двигателях определяют равенство в них максимально возможных степеней использования воздуха.

Максимально возможная степень использования воздуха является потенциальной возможностью. В сравниваемых дизелях эта возможность может быть реализована по-разному.

Из соотношения $\alpha = \eta_v / \text{const}$, вытекающего из (5), видно, что величина действительного коэффициента избытка воздуха зависит от коэффициента наполнения η_v , который в сравниваемых дизелях может быть различным и обусловлен конструктивными параметрами, заложенными в двигатель при его создании.

Таким образом, основными условиями сопоставимости двигателей являются $K_T = \text{const}$; $P_K = \text{const}$; $T_K = \text{const}$.

Написав уравнение баланса в первоначальном его виде (4) для каждого из сравниваемых двигателей, мы можем определить превосходство одного из них по отношению к другому из соотношения

$$\pm \Delta P_e = c \Delta \eta_i - \Delta P_{\text{мп}}. \quad (7)$$

Из (7) вытекает, что величина и знак разности средних эффективных давлений зависят исключительно от разности индикаторных и механических потерь в сравниваемых двигателях.

При соблюдении условий сопоставимости можно с помощью соотношения (7) определить величину и знак приращения среднего эффективного давления в двигателе при изменении в нем конструктивных и регулировочных параметров (формы и размеров воздухоподводящих каналов, фаз газораспределения, теплового режима, формы камеры сгорания, законов впрыска и сгорания, числа оборотов и т.д.).

Изменение любого из этих параметров неминуемо отражается на величине баланса работы дизеля. Сказанное относится к отдельно взятым режимам, с помощью которых можно сделать обобщение о преимуществах одного дизеля по отношению к другому.

Изложенный метод оценки эффективных показателей дизелей дает возможность их группирования по потенциальным возможностям их форсирования как по среднему эффективному давлению, так и по числу оборотов, критически осмыслить уровень показателей исследуемого и вновь проектируемого двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Айвазян Р.С.** Определение механических потерь в дизеле по нагрузочным характеристикам // Двигателестроение. – Л., 1983. – N 2. – С. 43-45.
2. Тракторные дизели: Справочник / Под общей ред. **Б.А. Взорова**. – М., 1981. – 451 с.

ГИУА. Материал поступил в редакцию 15.03.2001.

Ռ.Ս. ԱՅՎԱԶՅԱՆ

ԴԻԶԵԼԱՅԻՆ ՇԱՐԺԻՉՆԵՐԻ ԱՆՎԱՆԱԿԱՆ ՑՈՒՑԱՆԻՇՆԵՐԻ ՀԱՄԵՄԱՏԱԿԱՆ ԳՆԱՀԱՏՈՒՄԸ

Առաջարկվում է դիզելային շարժիչների համեմատական գնահատման նոր մեթոդ, որտեղ լուսաբանվում են տարբեր դիզելների և նրանց ռեժիմների համադրումը՝ կիրառելով լավանդիքալարվածությունը պարամետրը:

R.S. AYVAZIAN

COMPARATIVE EVALUATION OF EFFECTIVE DIESEL ENGINE INDICES

A comparative evaluation of effective diesel engine indices is proposed. Comparison possibilities of different diesels and working modes using “fuel strength engine” parameters are considered.