Электронный научно-производственный журнал
«АгроЭкоИнфо»
==========

УДК 631-436

Взаимосвязь индикаторных и эффективных показателей работы двигателя внутреннего сгорания при использовании многокомпонентных топлив

Иванов К.И., Сторожев И.И.

ГАУ Северного Зауралья

Аннотация

В данной статье мы рассмотрели индикаторные и эффективные показатели работы двигателя внутреннего сгорания при использовании многокомпонентных топлив и определили их взаимосвязь.

Ключевые слова: ДВИГАТЕЛЬ, ТОПЛИВО, ХАРАКТЕРИСТИКА, КПД, НАГРУЗКА, ТЕМПЕРАТУРА, СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью и индикаторным КПД.

Среднее индикаторное давление

Изменение давления в течение рабочего цикла двигателя отображается индикаторной диаграммой (рис. 1). Площадь нескругленных диаграмм *(aczba)* в определенном масштабе выражает теоретическую расчетную работу газов за один цикл двигателя. Эта работа, отнесенная к ходу поршня, является теоретическим[1] средним индикаторным давлением p'_i.

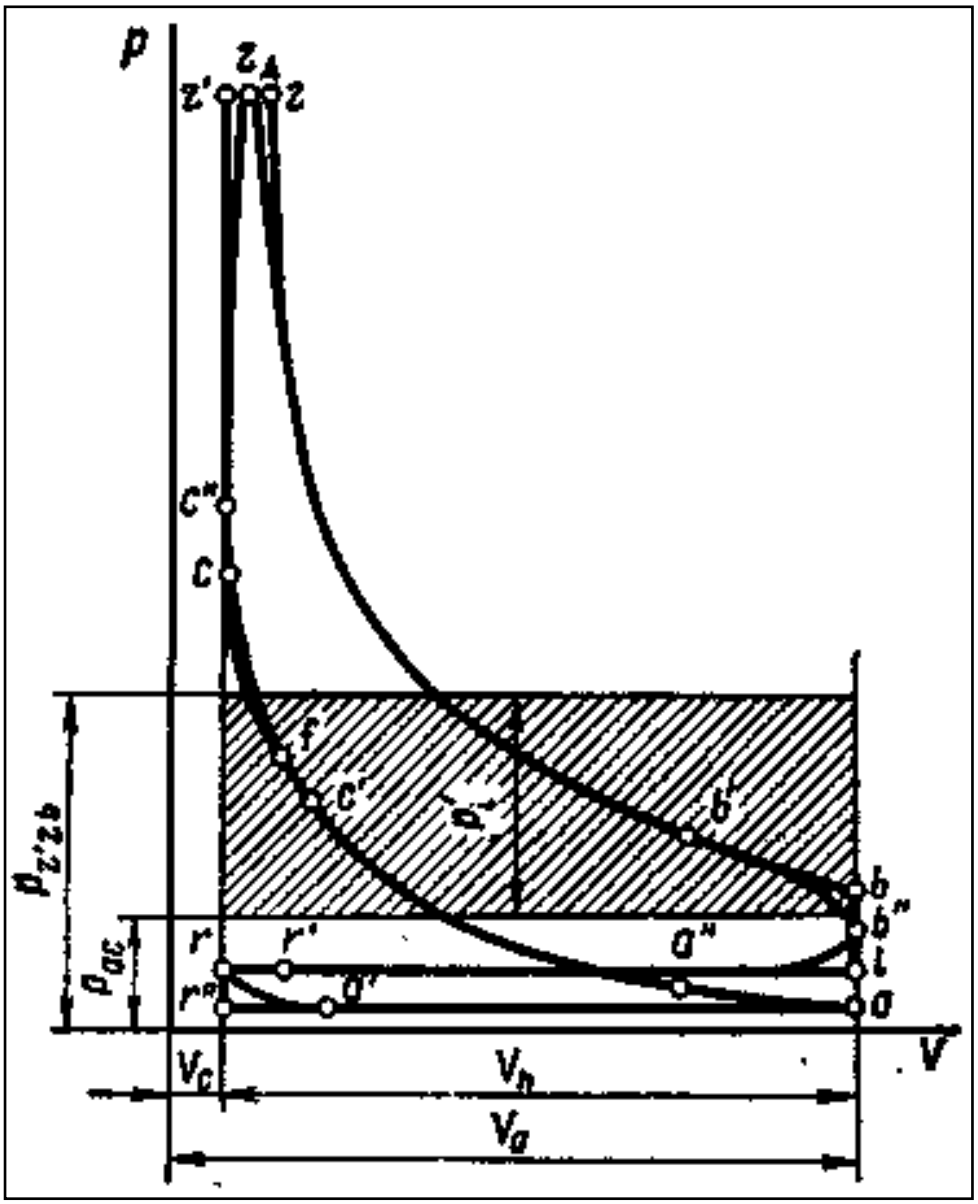

Рис. 1. Индикаторная диаграмма дизеля

Для дизеля, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 1.), теоретическое значение среднего индикаторного давления определяется по зависимости [2]:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right) + \lambda\left(\rho - 1\right)\right],$$

где: p_c – давление в конце процесса сжатия (точка *c* на индикаторной диаграмме), МПа;

ε – степень сжатия;

n_1 – показатель политропы процесса сжатия;

n_2 – показатель политропы процесса расширения;

λ – степень повышения давления,

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c};$$

p_z – максимальное давление в конце сгорания (точка z на индикаторной диаграмме), МПа;

ρ – степень предварительного расширения,

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c};$$

μ – молярная масса свежего заряда, кмоль;

T_z – максимальная температура в конце сгорания (точка z на индикаторной диаграмме), К;

T_c – температура в конце процесса сжатия (точка c на индикаторной диаграмме), К [3];

Среднее индикаторное давление p_i, действительного цикла отличается от значения p'_i на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет округления в точках c, z, b.

Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы φ_u и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i. Коэффициент полноты диаграммы φ_u для дизельных двигателей принимается равным 0,92…0,95. Среднее давление насосных потерь при процессах впуска и выпуска может быть определено как [4]:

$$\Delta p_i = p_r - p_a .$$

При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, затрачиваемой на механические потери. При экспериментальном определении работы трения обычно пользуются методом прокрутки двигателя, и, естественно, в определяемых таким методом механических затратах на прокрутку двигателя учитываются и затраты на насосные ходы. В связи с этим обычно принимается, что среднее индикаторное давление p_i, отличается от p'_i только на коэффициент полноты диаграммы

$$p_i = \varphi_è \, p_i' .$$

При работе на полной нагрузке величина среднего индикаторного давления p_i для четырехтактных дизелей без наддува как правило достигает 0,7…1,1 МПа [8].

Индикаторная мощность

Индикаторная мощность двигателя (N_i) - работа, совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени.

Для многоцилиндрового двигателя (кВт) -

$$N_i = \frac{p_i V_h i n}{30\tau},$$

где: p_i – среднее индикаторное давление, МПа;

V_h – рабочий объем одного цилиндра, л (дм^3);

i – число цилиндров;

n – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$;

τ – число тактов двигателя.

Для четырехтактных двигателей -

$$N_i = \frac{p_i V_h i n}{120}.$$

Индикаторная мощность одного цилиндра -

$$N_{iö} = \frac{p_i V_h n}{30\tau}.$$

Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива

Обычно индикаторный КПД (η_i) характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты [5], внесенной в цилиндр с топливом. Нужно отметить, что введенный в цилиндр водо-метанол , как было отмечено ранее, способствует увеличению теплоты сгорания топлива, однако топливом он не является. С учетом данного допущения, для 1 кг топлива:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_{\grave{e}}},$$

где: L_i – теплота, эквивалентная индикаторной работе, МДж/кг;

$H_{\acute{e}}$ – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Другими словами, индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

При известной величине индикаторного КПД индикаторный удельный расход жидкого топлива [г/(кВт ч)]:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_{\grave{e}}} \text{ или } g_i = \frac{3600\rho_k \eta_V}{p_i l_0 \alpha},$$

а удельный расход теплоты на единицу мощности [МДж/(кВт ч)]:

$$g_i = \nu_i H'_{\grave{e}} = \frac{9700\eta_V \rho_k H'_{\grave{e}}}{M'_1 T_k p_i}.$$

В представленных формулах p_i и p_k выражены в МПа; ρ_k – в кг/м^3; $H_{\acute{e}}$ – в МДж/кг; H'_u – в МДж/м^3; l_0 – в кг/кг топл.; M'_1 – в моль/моль топл.; T_k – в К.

Эффективные показатели, характеризующие работу двигателя, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на преодоление различных механических сопротивлений (трение в кривошипно-шатунном механизме, приведение в действие вспомогательных механизмов и нагнетателя и др.) и на совершение процессов впуска и выпуска [6].

Механические потери

Потери на преодоление различных механических сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь или величиной работы, соответствующей мощности механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра (среднее давление механических потерь $p_м$).

Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление p_e представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра. При расчетах среднее

эффективное давление определяется исходя из среднего индикаторного давления за вычетом среднего давления механических потерь

$$p_e = p_i - p_M$$

С ростом среднего эффективного давления улучшаются условия использования рабочего объема цилиндра, что дает возможность создавать более совершенные двигатели.

Длительное время при создании автомобильных и тракторных двигателей отмечалась тенденция к постоянному увеличению p_e. Однако, постоянно растущие требования к уменьшению токсичности двигателей в процессе их эксплуатации сдерживали рост p_e. Сегодня тенденция роста p_e возобновилась благодаря найденным, хотя и дорогим, но эффективным способам повышения экологической чистоты работы двигателей. К этим способам относится, прежде всего, замена карбюратора на инжектор, осуществляющий непосредственный впрыск легкого топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр двигателя, применение различных видов нейтрализаторов отработавших газов, перевод части легкового транспорта на использование в качестве силовых установок дизелей. Таким образом, для современных автомобилей, в первую очередь для легковых, тенденция к повышению p_e продолжает сохраняться при резком уменьшении токсичности за счет лучшей организации рабочего процесса, применения высокосортных топлив, совершенствования систем питания и использования наддува. Применение многокомпонентных топлив, как это было указано ранее, также будет способствовать снижению токсичности отработавших газов дизельных двигателей.

Механический КПД

Отношение среднего эффективного давления к индикаторному называется механическим КПД двигателя:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} \text{ или } \eta_M = 1 - \frac{p_M}{p_i}.$$

Величина механического КПД возрастает с уменьшением потерь на трение и на привод вспомогательных механизмов, а также с увеличением, до определенных пределов, нагрузки [7].

Эффективная мощность

Полезная работа, получаемая на валу двигателя в единицу времени, называется эффективной мощностью N_e. Величина N_e (кВт) может быть определена по индикаторной мощности с учетом механического КПД:

$$N_e = N_i \eta_M = \frac{p_e V_h in}{30\tau},$$

где: p_e – выражено в МПа; Vh – в л; n – в мин-1.

Связь между эффективной мощностью и основными параметрами двигателя выражается следующей зависимостью:

$$N_e = \frac{V_h inH_è}{30\tau\alpha l_0} \rho_k \eta_V \eta_i \eta_M ,$$

где: Vh – выражено в л; n – в мин-1; N_e – в МДж/кг; рк – в г/м3.

Из анализа полученного выражения следует, что эффективная мощность двигателя в общем случае может быть повышена за счет:

а) увеличения рабочего объема цилиндра (увеличения линейных размеров диаметра цилиндра и хода поршня);

б) увеличения числа цилиндров;

в) увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя;

г) перехода с четырехтактного на двухтактный цикл;

д) повышения низшей теплоты сгорания топлива;

е) повышения плотности заряда и коэффициента наполнения (например, путем наддува, а также за счет улучшения организации газообмена, снижения сопротивлений на впуске и выпуске, применения инерционного наддува для увеличения дозарядки и т. д.);

ж) повышения индикаторного КПД (за счет совершенствования процесса сгорания и сокращения потерь теплоты топлива в процессах сжатия и расширения);

з) повышения механического КПД двигателя (например, за счет использования высококачественных масел, уменьшения Соприкасающихся поверхностей, сокращения насосных потерь и т. д.) [8].

Эффективный КПД ηe и эффективный удельный расход топлива ge характеризуют показатели экономичности работы двигателя.

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесенной в двигатель с топливом, называется эффективным КПД:

$$\eta_{å} = \frac{L_e}{H_{è}};$$

где: L_e– теплота, эквивалентная эффективной работе, МДж/кг топл.;

H_e – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг топл.

Связь между эффективным и механическим КПД двигателя определяется выражением:

$$\eta_{å} = \eta_i \eta_{ì} \ ,$$

для двигателей, работающих на жидком топливе:

$$\eta_{å} = \frac{p_e}{\rho_k \rho_V} \cdot \frac{\alpha L_0}{H_{è}}.$$

Эффективный КПД двигателя характеризует степень использования теплоты топлива в двигателе с учетом всех потерь тепловых и механических.

Удельный эффективный расход жидкого топлива [г/(кВт·ч)] определяется из выражения:

$$g_e = \frac{3600}{H_{è}\eta_e} \text{ или } g_e = \frac{3600\rho_k \eta_V}{p_e l_0 \alpha}.$$

Для анализа эффективных показателей работы двигателей внутреннего сгорания используются скоростные и нагрузочные характеристики, которые получают экспериментальным путем при испытаниях двигателей [5].

Скоростная характеристика показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива и других параметров от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Кроме того, чтобы более полно отразить рабочий процесс двигателя, на скоростной характеристике дополнительно показывают зависимость коэффициентов наполнения и избытка воздуха, температуры отработавших газов и некоторые другие величины от изменения частоты вращения коленчатого вала.

В зависимости от положения органа, управляющего подачей топлива, различают внешнюю и частичные скоростные характеристики.

Электронный научно-производственный журнал
«АгроЭкоИнфо»
==========

Скоростная характеристика дизельного двигателя, полученная при полном смещении рейки топливного насоса, соответствующем номинальной мощности, называется внешней. Внешняя скоростная характеристика позволяет провести анализ и дать оценку мощностных, динамических, экономических и эксплуатационных показателей при работе двигателя с полной нагрузкой. Скоростная характеристика дизельного двигателя в режиме бездымного сгорания топлива, снятая при неизменном наивыгоднейшем положении рейки топливного насоса, которое найдено в соответствии с данными регулировочной характеристики по составу смеси, также называется внешней.

Скоростную характеристику дизельного двигателя, снятую для каждого скоростного режима при положении рейки топливного насоса, соответствующем заметному дымлению, называют характеристикой предела дымления.

Скоростная характеристика дизельного двигателя, снятая для каждого скоростного режима при положении рейки топливного насоса, соответствующем значительному дымлению (темно-серый или черный дым), называется предельной характеристикой.

Любая скоростная характеристика двигателя, полученная при положении рейки топливного насоса дизельного двигателя, соответствующем частичной мощности, называется частичной скоростной характеристикой. Такие характеристики используют для выяснения влияния целого ряда факторов (угла опережения впрыска топлива, минимально устойчивых частот вращения коленчатого вала двигателя и т. д.) на работу двигателя при частичных нагрузках и дают возможность наметить пути улучшения его мощностных и экономических показателей.

Характеристика двигателя позволяющая выявить зависимости ряда характерных показателей работы двигателя (часового и удельного расходов топлива, часового расхода воздуха, коэффициента избытка воздуха, эффективного и механического КПД и др.) в зависимости от нагрузки двигателя, которая может быть выражена, например, эффективной мощностью или средним эффективным давлением, называется нагрузочной характеристикой.

Нагрузочная характеристика тракторного дизеля, которую при работе на регуляторе обычно называют регуляторной, может быть выражена как зависимости часового и удельного расходов топлива, частоты вращения и крутящего момента от нагрузки, представленной в виде эффективной мощности. В некоторых случаях регуляторную характеристику изображают как зависимости основных величин от частоты

вращения коленчатого вала двигателя. Графики регуляторной характеристики могут быть построены и в функции от крутящего момента двигателя, когда речь идет о совместном рассмотрении регуляторной характеристики с тяговыми показателями трактора или о его тяговом расчете.

Список использованных источников:

1. Патлах В.В. Впрыск воды в цилиндры двигателя внутреннего сгорания: «Домашние технологии». - 1993-2007 гг. [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: http://www.patlah.ru
2. Бояджиев Д. Комплексная термоэкологическая оценка теплотехнических систем и ее влияние на выбор оптимального варианта: Тр. IX Межд. конф. по пром. энергетике. – Бухарест, 1978. – С. 3-8.
3. Горячкин А.В. Влияние содержания влаги в зоне горения на эмиссию оксидов азота и серы (Национальный университет кораб-лестроения им. Адмирала Макарова, Херсонский филиал, г. Херсон) [Электрон. ресурс] // Техногеннабезпека Вып. 18. – Режим доступа: http://lib.chdu.edu.ua/pdf/naukpraci/politics/ 2004/31-18-3.p
4. Старцев А.В., Сторожев И.И. Эффективность использования машинно-тракторных агрегатов с двигателями, работающими на многокомпонентном топлив. Сообщение 1. Экономическая оценка // «Наука и производство»: Сб. науч.- труд. / под ред. В.В. Ерофеева. – Челябинск: ЧРО РАЕН, 2009. - С. 10-17.
5. Сторожев И.И., Романов С.В. Результаты лабораторных исследований топливной экономичности дизельного двигателя при работе на водной инжекции // Теоретический и научно-практический журнал «ИЗВЕСТИЯ». - 2018. - № 5 (73). - С. 169-172.
6. Вознесенский В.А. Статические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях. – М.: Финансы и статистика, 1981. - 263 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 382 с.
8. Сторожев И.И., Пальянов А.Т. Электромеханическое управление запальной дозой топлива газодизельного двигателя д-245 // «ИЗВЕСТИЯ». - 2023. - № 1 (99). - С. 110–115.

==========

Цитирование:

Иванов К.И. Сторожев И.И. Взаимосвязь индикаторных и эффективных показателей работы двигателя внутреннего сгорания при использовании многокомпонентных топлив [Электрон. ресурс] // АгроЭкоИнфо: Электронный научно-производственный журнал. – 2023. – № 3. – Режим доступа: http://agroecoinfo.ru/STATYI/2023/3/st_324.pdf. DOI: https://doi.org/10.51419/202133324.