

2. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai: "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions," paper 214-12, Bull. JSME, vol. 26, No. 214, pp. 576-583, 1983.
3. A.S. Kuleshov: "Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range", SAE Paper No 2005-01-2119, 2005.
4. A.S. Kuleshov: "Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection", SAE Paper No 2006-01-1385, 2006.
5. Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
6. Marco Bakenhus and Rolf D. Reitz: "Two-Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single-Cylinder Heavy-Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope-Based Imaging System", SAE Paper No. 1999-01-1112, 1999.
7. Soon-Ik Kwon, Masataka Arai, Hiroyuki Hiroyasu: "Ignition Delay of a Diesel Spray Injected Into a Residual Gas Mixture", SAE Paper No. 911841, 1991.
8. Schneider W., Stockli M., Lutz T., Eberle M. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ. N 11, 1993. S. 588-599.

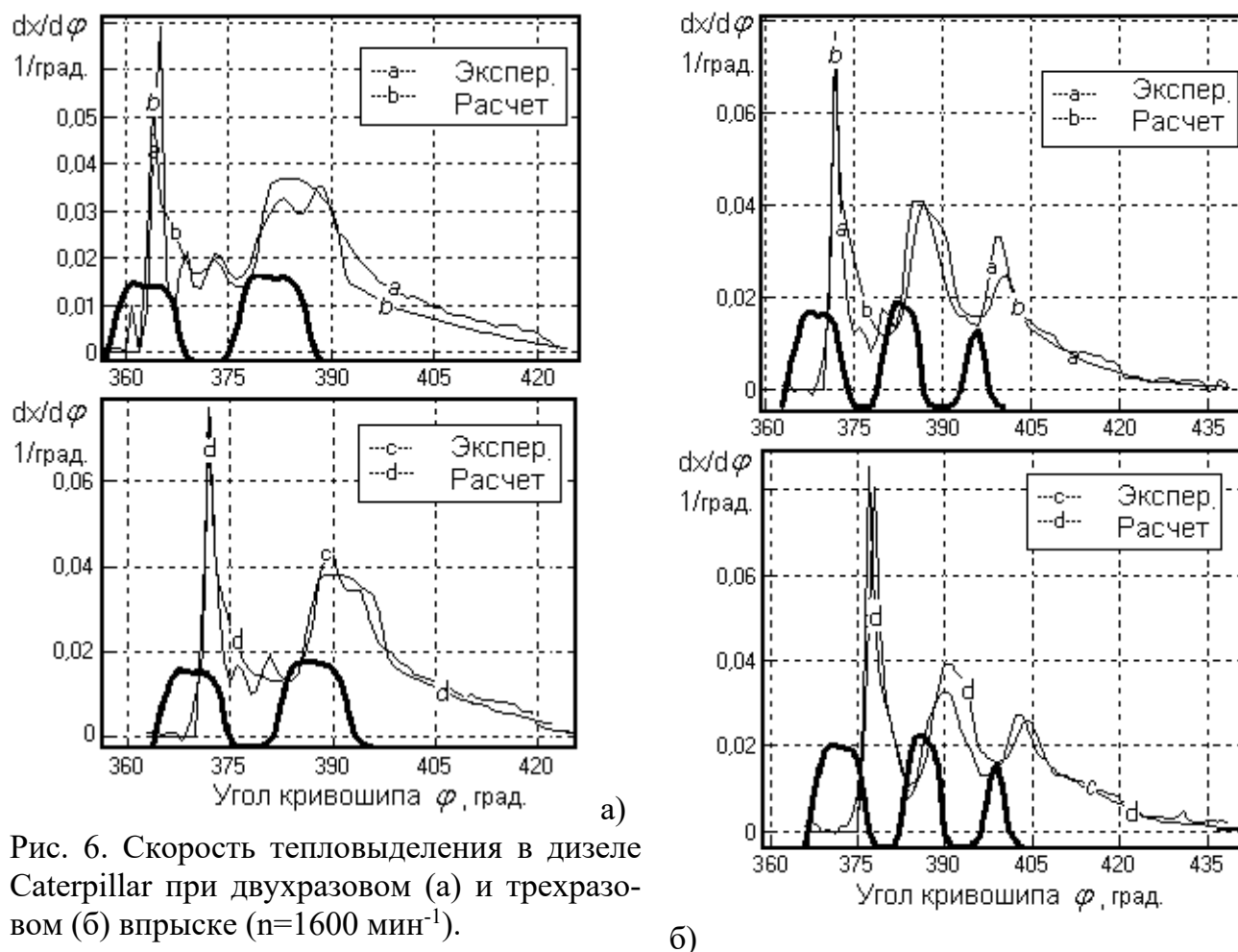


Рис. 6. Скорость тепловыделения в дизеле Caterpillar при двухразовом (а) и трехразовом (б) впрыске ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$).

АНАЛИЗ НЕИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЭТАЛОННОМ ЦИКЛЕ ДВС

Свистула А.Е., Матиевский Д.Д.

(Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова)

Постановка проблемы

В работе [1] анализ индикаторного КПД η_i осуществляется по уравнению, представляющему собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной $\Delta X_{\text{нп}}$ и неиспользуемой δ_i теплоты в цикле (1).

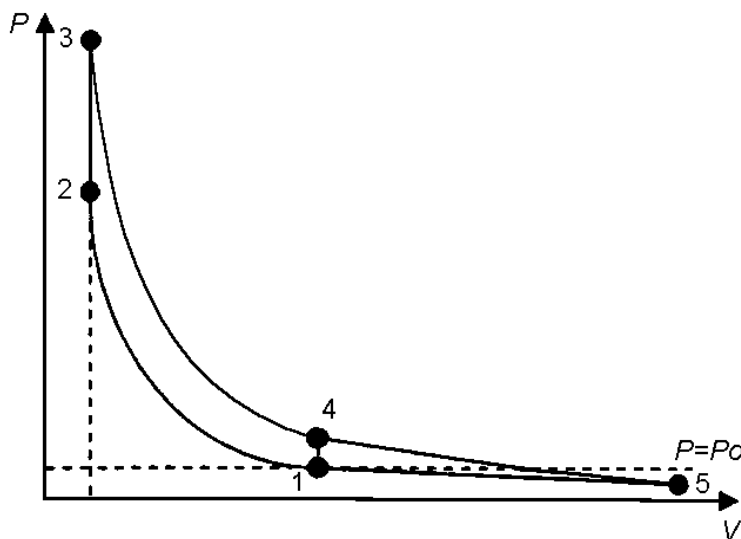
$$\eta_i = 1 - \Delta X_{\text{нп}} - \sum \delta_i. \quad (1)$$

В качестве эталонного выбран цикл с мгновенным подводом теплоты в ВМТ и мгновенным отводом в НМТ и адиабатными процессами сжатия и расширения. Этот цикл имеет наибольший КПД по условию подвода теплоты в ВМТ, но при замыкании цикла по изохоре не позволяет получить максимальные работу и КПД по условию отвода теплоты.

Метод и результаты исследования

Введем в рассмотрение идеализированный цикл с подводом теплоты по изохоре и отводом по изотерме и дифференцируем неиспользование теплоты δ_s в эталонном цикле, введенном в работе [1] при анализе КПД действительного цикла.

Идеализированный цикл по аналогии с работой [2] (рис. 1) состоит из двух адиабат 1-2 и 3-5, изохоры 2-3 и изотермы 5-1, в котором мгновенно в ВМТ (процесс 1-2) осуществляется ввод такого же количества теплоты $1 - \Delta X_{\text{нп}}$, что и в реальном цикле. Рабочим телом в цикле является воздух в идеальном состоянии с показателем адиабаты $k = 1,4$. Отвод теплоты для получения максимально возможного значения работы осуществляется в изотермическом процессе 5-1 при минимально возможной температуре окружающей среды T_0 . Этот цикл имеет



наибольший КПД, так как вся теплота вводится мгновенно в наиболее выгодном месте цикла, где степень сжатия имеет максимальное значение ε_0 , и максимально возможную работу.

Рис. 1. Идеализированный цикл

Можно показать, что для такого цикла с мгновенным подводом теплоты, изотермическим замыканием, сжатием и расширением по адиабате термический КПД имеет вид:

$$\eta_{\text{ти}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}, \quad (2)$$

где ε_0 – степень сжатия,
 k – показатель адиабаты,

$$\lambda_z = \frac{H_u}{\alpha C_v T_a \varepsilon_0^{k-1} L_0} - \text{степень повышения давления,}$$

H_u – низшая теплота сгорания,
 α – коэффициент избытка воздуха,
 C_v – изохорная теплоемкость,

T_a – температура в точке «а»,

L_0 - теоретически необходимое количество воздуха.

Тогда неиспользование теплоты в названном цикле составит

$$\delta_{\text{ти}} = \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}. \quad (3)$$

Выражение (2) отличается от выражения термического КПД цикла Отто с мгновенным подводом и отводом теплоты в мертвых точках наличием второго сомножителя во втором члене. Цикл (рис. 1) имеет больший КПД, чем цикл Отто, т.к. сомножитель $\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ меньше единицы и зависит от λ_z (рис. 2).

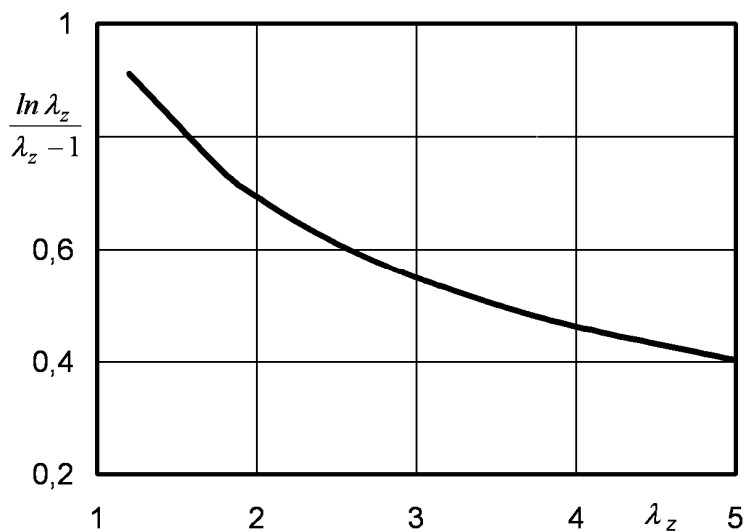
Неиспользование теплоты в идеализированном цикле $\delta_{\text{ти}}$ будет зависеть от степени сжатия ε_0 и (в отличие от неиспользования теплоты в эталонном цикле $\delta_{\text{э}}$) от степени повышения давления λ_z .

Величина $\delta_{\text{ти}}$ имеет тенденцию к уменьшению с ростом соответственно ε_0 и λ_z , характеризующих геометрические параметры и нагрузку (рис. 3).

Анализируя КПД во взаимосвязи с характеристиками подвода и отвода теплоты, необходимо ввести долю выгоревшего топлива X_n (по аналогии с работой [1]). Тогда коэффициент использования теплоты в развитии цикла, названного идеализированным, по мере подвода доли теплоты X_n будет иметь вид:

$$\eta_{\text{ин}} = X_n - \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}, \quad (4)$$

где $\lambda_n = X_n(\lambda_z - 1) + 1$ – текущая степень повышения давления.



Коэффициент неиспользования теплоты идеализированного цикла в его развитии в произвольной точке

$$\delta_{\text{ин}} = \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}. \quad (5)$$

Рис. 2. Зависимость $\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ от λ_z

Далее запишем разницу неиспользования теплоты в эталонном (введенном в работе [1]) и предложенном идеализированном цикле и обозначим ее коэффициентом $\delta_{\text{э-и}}$. За эталонный цикл в [1] принят цикл, отличающийся от идеализированного тем, что отвод теплоты осуществляется мгновенно в НМТ по изохоре 4-1 (рис. 1). Разность неиспользования теплоты в эталонном и идеализированном цикле

$$\delta_{\text{э-и}} = \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \left(1 - \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1} \right). \quad (6)$$

Согласно рис. 3 коэффициент $\delta_{\text{э-и}}$ по завершении цикла уменьшается с ростом степени сжатия ε_0 и увеличивается с ростом степени повышения давления λ_z , т.е. нагрузки. Величина коэффициента $\delta_{\text{э-и}}$ (по данным работы [1]) уменьшается с уве-

личением неполноты сгорания (как функции коэффициента избытка воздуха α) и степени сжатия ε_0 .

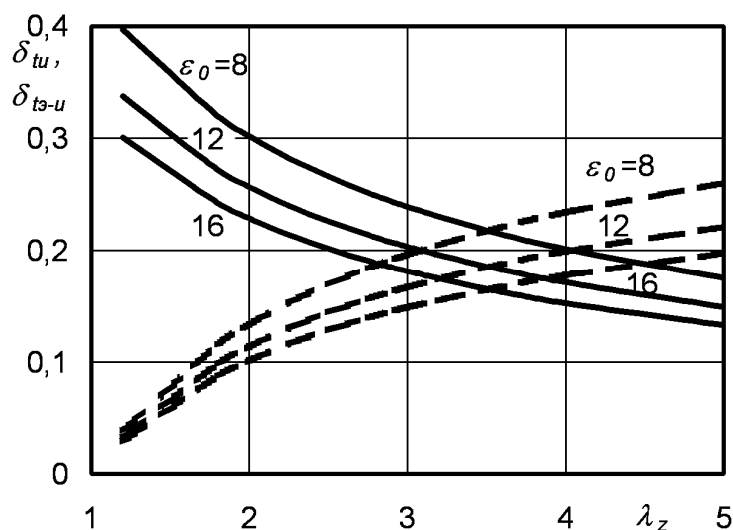


Рис. 3. Зависимость δ_{tu} (—) и δ_{t3-i} (- -) от ε_0 и λ_z

Таким образом, неиспользование теплоты в эталонном цикле $\delta_{э\ n}$ можно представить в виде суммы двух коэффициентов $\delta_{и\ n} + \delta_{э-и\ n}$. При анализе индикаторного КПД дизеля 1Ч13/14, при $n=1750\ \text{мин}^{-1}$ и $P_i=0,98\ \text{МПа}$ получено $\eta_i=0,48$ и $\delta_{э}=0,32$.

Ранее известный коэффициент $\delta_{э}$ [1] удалось дифференцировать на две составляющие $\delta_{э}=\delta_{и}+\delta_{э-и}=0,15+0,17=0,32$. Величина $\delta_{и}$ определяет предельное неиспользование теплоты, соответствующее идеализированному циклу, уменьшить которое не представляется возможным для принятых условий. Значение $\delta_{и}$ будет определяться геометрическими характеристиками двигателя (степенью сжатия) и нагрузочным режимом (через степень повышения давления).

Предложенная методика позволит дополнить известный метод [1] при анализе резервов повышения индикаторного КПД перспективных циклов ДВС.

Заключение

Предложено при анализе индикаторного КПД ввести в рассмотрение идеализированный цикл с изохорным подводом и изотермическим отводом теплоты. Неиспользование теплоты в ранее известном [1] эталонном цикле дифференцировано, и выделена составляющая неиспользования теплоты в идеализированном цикле. Разность в неиспользовании теплоты между эталонным и идеализированным циклом связана с изменением закона отвода теплоты, т.е. с заменой продолженного расширения по адиабате с замыканием цикла по изохоре на замыкание по изотерме.

Неиспользование теплоты в идеализированном цикле является предельным, уменьшить которое в тепловом двигателе не представляется возможным, что определяет теоретически максимальное значение термического КПД теплового двигателя.

Предлагаемая методика совместно с методом анализа индикаторного КПД позволяет дифференцировать влияние на η_i различных процессов с учетом особенностей их развития и может быть успешно использована в исследовании и реализации мероприятий по повышению топливной экономичности двигателя.

Литература:

1. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. - 1984. - №6. - С. 7 - 11.
2. Марченко А.П. Термодинамическая оценка резервов повышения КПД двигателей внутреннего сгорания// Двигатели внутреннего сгорания: научно-техн. журнал. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2004. - №2(5). - С.3-5.