

труды. – М.: Наука, 1977. – 410 с. 6. Соколик А.С., Воинов А.Н., Свиридов Ю.Б. Влияние химического и турбулентного факторов на процесс сгорания в условиях двигателя. – Изв. АН СССР, Отд. техн. наук. – М.: Изд. АН СССР, 1949. – №12. – с. 1848-1873. 8. Young M.B. Cyclic Dispersion – Some Quantitative Cause – and – Effect Relationships. – SAE Technical Series, 1980, #800459, 33 pp. 9. Теория двигателей внутреннего сгорания/ Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников и др. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М.-

Л.: Машиностроение, 1965. – 459 с. 10. Дьяченко Н.Х. Теоретические и экспериментальные исследования рабочего цикла автомобильного двигателя при работе на частичных нагрузках //Труды Военной Академии Тыла и Транспорта. – Л: ВАТТ. – 1957, № 6-7. 11. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис...докт. техн. наук: 05.22.10 – 05.04.02. – К., 1985. – 538с.

УДК 621.43.003

**С.А. Ерощенко, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.А. Каграманян, канд. техн. наук, О.В. Василенко, асп.**

## ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

### Введение и постановка задачи

В настоящее время в народном хозяйстве наблюдается постоянный рост потребления углеводородного топлива. Основными потребителями такого топлива являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые в большей мере, чем другие энергетические установки загрязняют атмосферу Земли вредными веществами (ВВ), выбрасываемыми с отработавшими газами (ОГ). Усовершенствование качества протекания процессов смесеобразования и сгорания позволяет повысить экономические и экологические показатели двигателей.

Среди ДВС двухтактные двигатели с искровым зажиганием (ИЗ), как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием весьма распространены. Они обладают лучшими удельными показателями по мощности, весу и объему по сравнению с четырехтактными двигателями, однако имеют ряд недостатков. Двухтактные ДВС с ИЗ и внешним смесеобразованием характеризуются высоким расходом топлива и значительными выбросами ВВ с ОГ. Низкие экономические и экологические показатели этих двигателей обусловлены, в основном, потерей части топлива при продувке цилиндра и работе на обогащенных

смесях. Исключение потерь топлива во время продувки цилиндра возможно путем перехода от внешнего смесеобразования к внутреннему путем непосредственного впрыскивания топлива (НВТ) после закрытия органов газораспределения. Выполнение указанных условий позволит значительно повысить (в 1,3÷2 раза) эффективный КПД ( $\eta_e$ ) двухтактных двигателей с ИЗ. При этом влияние организации процессов смесеобразования и сгорания расслоенного топливовоздушного заряда на экономические показатели двигателя можно оценить по уровню индикаторного КПД ( $\eta_i$ ), а потенциальные возможности рабочих процессов - по уровню термического КПД ( $\eta_t$ ).

### Анализ публикаций

Анализ публикаций показывает, что разные авторы предлагают разные методы определения термического КПД ( $\eta_t$ ). В большинстве работ определение  $\eta_t$  предлагается проводить только с учетом степени сжатия ( $\epsilon$ ) и показателя адиабаты ( $k$ ) для воздуха [1]. В работе [2] проф. Б. С. Стечкин предлагает методику определения термического КПД с учетом влияния степени сжатия и коэффициента избытка воздуха без учета влияния температуры продуктов

сгорания. Кроме того, автором была заменена зависимость показателя адиабаты  $k=f(\alpha)$ , имеющая форму параболы, на ломаную в виде двух прямых. Такой подход снизил точность определения термического КПД. На данный момент отсутствует методика, которая позволяет с удовлетворительной точностью определять значение термического КПД для двигателя с ИЗ и, в частности, для двухтактного двигателя с ИЗ при непосредственном впрыскивании топлива и с реальным рабочим телом.

### Цель и задачи исследований

Целью настоящего исследования является определение влияния степени сжатия и коэффициента избытка воздуха на термический КПД двухтактного двигателя с ИЗ при реальном рабочем теле по нагрузочной характеристике при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ .

### Обработка и анализ экспериментальных данных

Экспериментальные исследования проводились по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  на двухтактном одноцилиндровом двигателе ДН-4М ( $S/D=87/82$ ) с ИЗ, воздушным охлаждением и кривошипно-камерной продувкой (рис. 1). Данный двигатель используется для привода водяных помп, электрогенераторов, средств малой механизации.

Исследования велись с использованием карбюраторной системы питания при  $\varepsilon=8,5$  и системы непосредственного впрыскивания топлива с помощью механического насоса с манжетным уплотнением плунжера (НВР-1) и при  $\varepsilon=12$ . С карбюратором двигатель работал в диапазоне  $\alpha=0,8-0,9$ , что обеспечивало получение гомогенной обогащенной топливоздушной смеси (ТВС). Установка на двигатель системы НВТ позволила организовать пленочное смесеобразование и расслоение топливоздушной смеси (ТВС) на частичных режимах работы при из-

менении коэффициента избытка воздуха в цилиндре от  $\alpha_{ц}=1,0$  до  $\alpha_{ц}=1,62$  (рис. 2). При полной нагрузке двигателя система НВТ обеспечила получение гомогенного состава ТВС ( $\alpha_{ц} \approx 1,0$ ) [3]. Значения  $\alpha_{ц}$  определялись по суммарному коэффициенту избытку воздуха  $\alpha_{\Sigma}$  с учетом коэффициента утечки продувочного воздуха ( $v$ ) [4, 5].

$$v = \frac{G_{B,mp}}{G_B} = \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц} + G_{B,mp}} = \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц} \cdot \left(1 + \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц}}\right)}, \quad (1)$$

где  $G_B$  – количество поступающего на впуске в цилиндр воздуха,  $\text{кг/ч}$ ;  $G_{B,mp}$  – количество транзитного вытекающего в выпускную систему воздуха при продувке цилиндра,  $\text{кг/ч}$ ;  $G_{B,ц}$  – количество воздуха, оставшегося в цилиндре,  $\text{кг/ч}$ . Значения  $v$  определены экспериментальным путем при помощи газового анализа по известной методике [6] и представлены на рис.2. Потеря ТВС при карбюраторной системе питания и потеря воздушного заряда при НВТ с повышением нагрузки ( $P_e$ ) от 0,1 МПа до 0,47 МПа возрастает от 12% до 27% ( $v = 0,12 \div 0,27$ ) относительно расхода воздуха или смеси на впуске.

Использование НВТ и расслоение ТВС позволило повысить геометрическую степень сжатия до  $\varepsilon=12$  при работе двигателя ДН-4М на низкооктановом бензине А-76.

Косвенная оценка качества организации внутрицилиндровых процессов при внешнем и внутреннем смесеобразовании проводилась по уровню индикаторного КПД. При определении индикаторного КПД использовалась уточненная методика расчета [4, 5]. Суть методики заключается в том, что при расчете  $\eta_i$  учитывается только то топливо, которое осталось в цилиндре ( $G_{T,ц}$ ) двигателя после закрытия органов газораспределения. Тогда общее количество топлива ( $G_T$ ), поступающего в двигатель за цикл, можно определить как:



Рис. 1. Общий вид моторного стенда с двигателем ДН-4М

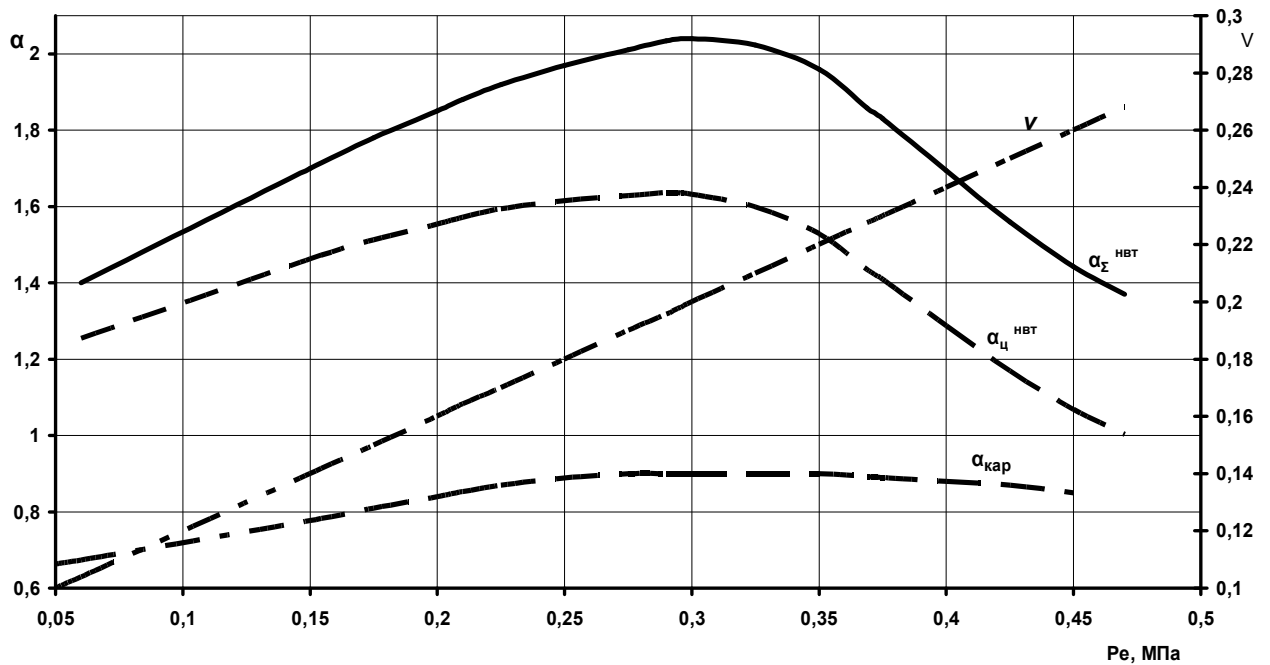


Рис. 2. Коэффициент утечки продувочного воздуха ( $\nu$ ) и коэффициенты избытка воздуха ( $\alpha_{\Sigma}$ ,  $\alpha_{\text{ц}}$ ) при работе двигателя по нагрузочной характеристике ( $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ ) с карбюратором и системой НВТ

$$G_T = G_{T.ц} + G_{T.мп} = G_{T.ц} \left( 1 + \frac{G_{T.мп}}{G_{T.ц}} \right) = G_{T.ц} (1 + Z), \quad (2)$$

где  $G_T$  – количество поступающего на впуске в цилиндр топлива, кг/ч;  $G_{T.ц}$  – количество топлива, оставшегося в цилиндре, кг/ч;  $G_{T.мп}$  – количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/ч;  $Z$  – коэффициент, учитывающий потерю воздуха, топлива или ТВС при продувке цилиндра.

Тогда связь между индикаторными КПД, определяемыми по общепринятой методике и предлагаемой [4,5], примет вид:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_T} = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot (G_{T.ц} + G_{T.мп})} = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T.ц} \cdot (1 + Z)} = \eta_i' \cdot \frac{1}{1 + Z}, \quad (3)$$

где  $\eta_i' = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T.ц}} = \eta_i (1 + Z)$ ,

$\eta_i'$  – индикаторный КПД, определяемый по новой методике;  $\eta_i$  – индикаторный КПД, определяемый по общепринятой методике;  $L_i$  – внутрицилиндровая работа газов за цикл, кДж;  $Q_n^p$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $G_{T.ц}$  – количество

топлива, оставшегося в цилиндре за цикл, кг/цикл;  $G_{T.мп}$  – количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/цикл.

Внутрицилиндровая индикаторная работа газов  $L_i$  определялась по осредненным индикаторным диаграммам на каждом режиме работы двигателя [5, 8].

Используя данную методику, были получены значения индикаторного КПД для двигателя с внешним и внутренним смесеобразованием по нагрузочным характеристикам при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 3).

С повышением нагрузки  $\eta_i'$  двигателя с карбюратором (определено по предложенной методике [5]) повышается. Максимальное значение  $\eta_i'$  достигает 0,3 при  $P_e=0,425 \text{ МПа}$ . На величину  $\eta_i'$  двигателя с системой НВТ влияет повышение степени сжатия до  $\epsilon=12$ , исключение потерь топлива при продувке и состав ТВС в цилиндре двигателя, характеризуемый  $\alpha_{ц}$ . Повышение  $\alpha_{ц}$  до 1,64 способствует улучшению преобразования химической энергии топлива в индикаторную работу газов, о чем свидетельствует повышение  $\eta_i'$  до 0,442. При снижении  $\alpha_{ц}$  индикаторный КПД снижается.

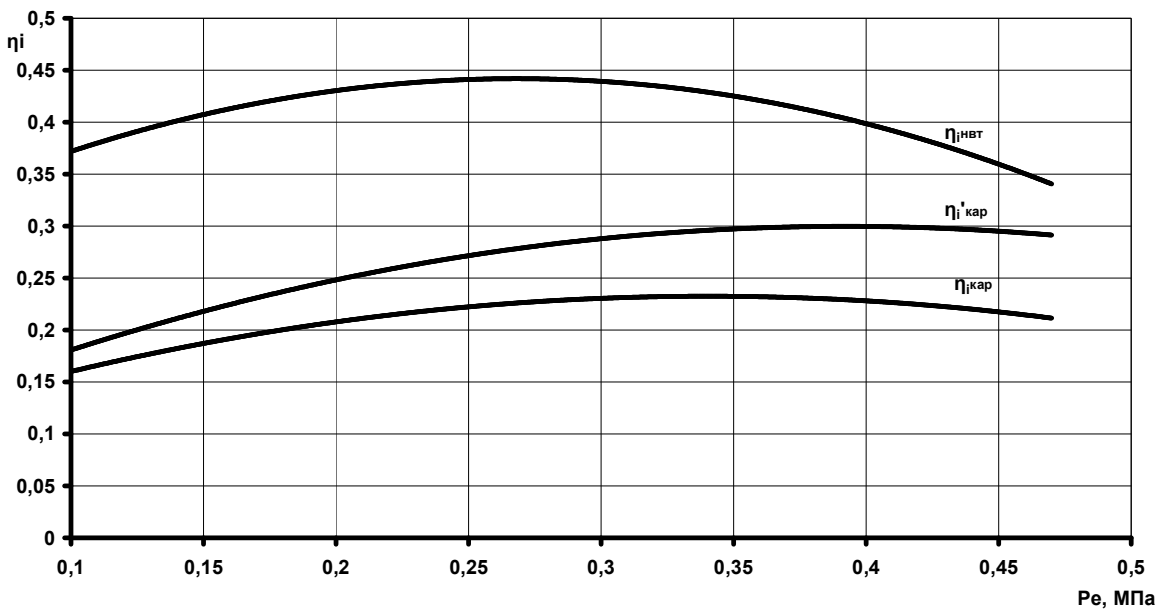


Рис. 3. Индикаторный КПД двигателя с НВТ и карбюратором по нагрузочной характеристике при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Определение  $\eta_i'$  двигателя с карбюратором по предлагаемой методике позволяет объективно сравнить  $\eta_i'$  двигателя с системой НВТ и карбюратором. Более высокие значения  $\eta_i'$  двигателя с системой НВТ можно объяснить лучшей организацией процессов, смесеобразования и сгорания расслоенного ТВЗ. Так, при нагрузке  $P_e=0,1$  МПа  $\eta_i'$  двигателя с системой НВТ равен 0,37, что в 1,9 раз выше, чем  $\eta_i'$  двигателя с карбюратором ( $\eta_i'=0,195$ ). Максимальное значение индикаторного КПД двигателя с НВТ наблюдается при  $P_e=0,3$  МПа ( $\eta_i'=0,442$ ), а для карбюраторного двигателя  $\eta_i'$  составляет при том же  $P_e$  только  $\eta_i'=0,3$ , т.е. в 1,47 раза ниже. Минимальное повышение  $\eta_i'$  (в 1,22 раза) при переходе от внешнего смесеобразования к внутреннему находится в зоне максимальной нагрузки ( $P_e=0,45$  МПа).

Для определения резервов повышения индикаторного КПД двигателя ДН-4М при работе с карбюратором и НВТ рассчитывался термический КПД ( $\eta_t$ ) в зависимости от нагрузки ( $P_e$ ). В общем случае термический КПД равен [9]:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \quad (4)$$

где  $q_1$  – теплота, подведенная в цикле, Дж;  $q_2$  – теплота, отведенная от цикла, Дж.

Термодинамический цикл двигателя с ИЗ и подводом теплоты при  $V=const$  представлен на рис. 4. Он отличается от идеального, рассматриваемого в термодинамике, тем, что в процессах сжатия и расширения используются реальные рабочие тела. В процессе сжатия участвует смесь воздуха с малым количеством продуктов сгорания, учитываемых коэффициентом остаточных газов  $\gamma$ , а в процессе расширения – смесь продуктов сгорания с воздухом. Кроме того, в процессах сжатия и расширения реальных рабочих тел учитывалось изменение их теплоемкостей, а следовательно, показателей адиабаты ( $k$ ) в зависимости от температуры  $T$ . При этом состав

рабочих тел в процессах сжатия и расширения оставался постоянным.

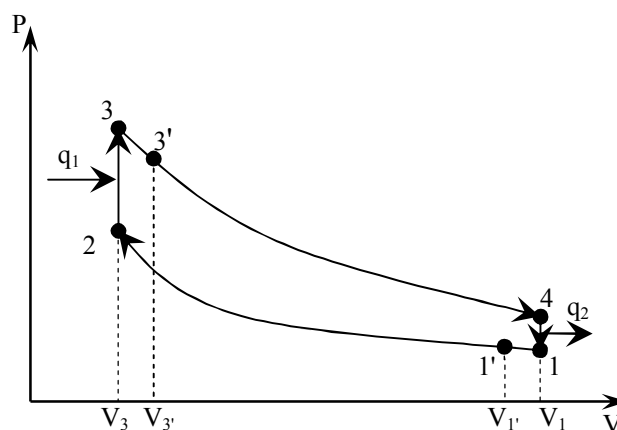


Рис. 4. Термодинамический цикл двигателя с подводом теплоты при  $V=const$

Количество подведенной в цикле теплоты можно определить как:

$$q_1 = B_u \cdot Q_n^p, \quad (5)$$

где  $B_u$  – цикловая подача топлива, кг/цикл;  $Q_n^p$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Количество отведенной в цикле теплоты можно определить как:

$$q_2 = Q_4 - Q_1, \quad (6)$$

где  $Q_4 = G_4 \cdot mC_{p_4} \cdot T_4$  – количество теплоты в т. 4, Дж;  $Q_1 = G_1 \cdot mC_{p_1} \cdot T_1$  – количество теплоты в т. 1, Дж;  $G_1$  и  $G_4$  – количества рабочего тела в т. 1, и в т. 4, кг;  $mC_{p_1}$  и  $mC_{p_4}$  – средние удельные массовые изобарные теплоемкости рабочих тел в т. 1, и в т. 4, Дж/кг·град;  $G_4 = G_1 + B_u$  – связь между  $G_1$  и  $G_4$ , кг.

Параметры смеси ( $P_1$  и  $T_1$ ) в т. 1 определялись по экспериментальным данным, а объем цилиндра ( $V_1$ ) в т. 1 определялся в момент закрытия впускных окон.

Теплоемкости реальных рабочих тел в процессе сжатия и расширения определялись по формулам [7]:

$$mC_p = a + b \cdot T, \quad (7)$$

где  $a$  и  $b$  – безразмерные коэффициенты;  $T$  – температура.

А показатель адиабаты по формуле:

$$k = \frac{mC_p}{mC_v}, \quad (8)$$

где  $mC_p$  – средняя удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж/кг·град;  $mC_v$  – средняя удельная массовая изохорная теплоемкость, Дж/кг·град.

Параметры рабочих тел в процессах сжатия и расширения определялись с интервалом счета 5 градусов поворота коленчатого вала по формуле:

$$T_{1'} = T_1 \left( \frac{V_1}{V_{1'}} \right)^{k-1},$$

$$P_{1'} = P_1 \left( \frac{V_1}{V_{1'}} \right)^k, \quad (9)$$

$$T_{3'} = T_3 \left( \frac{V_3}{V_{3'}} \right)^{k-1},$$

$$P_{3'} = P_3 \left( \frac{V_3}{V_{3'}} \right)^k.$$

При этом величина  $k$  на шаге счета ( $V_1 - V_{1'}$  или  $V_3 - V_{3'}$ ) принималась постоянной.

Результаты расчета представлены на рис. 5., где видно, что двигатель с системой НВТ имеет более высокие значения  $\eta_t$ , чем двигатель с карбюратором во всем диапазоне нагрузок по нагрузочной характеристике.

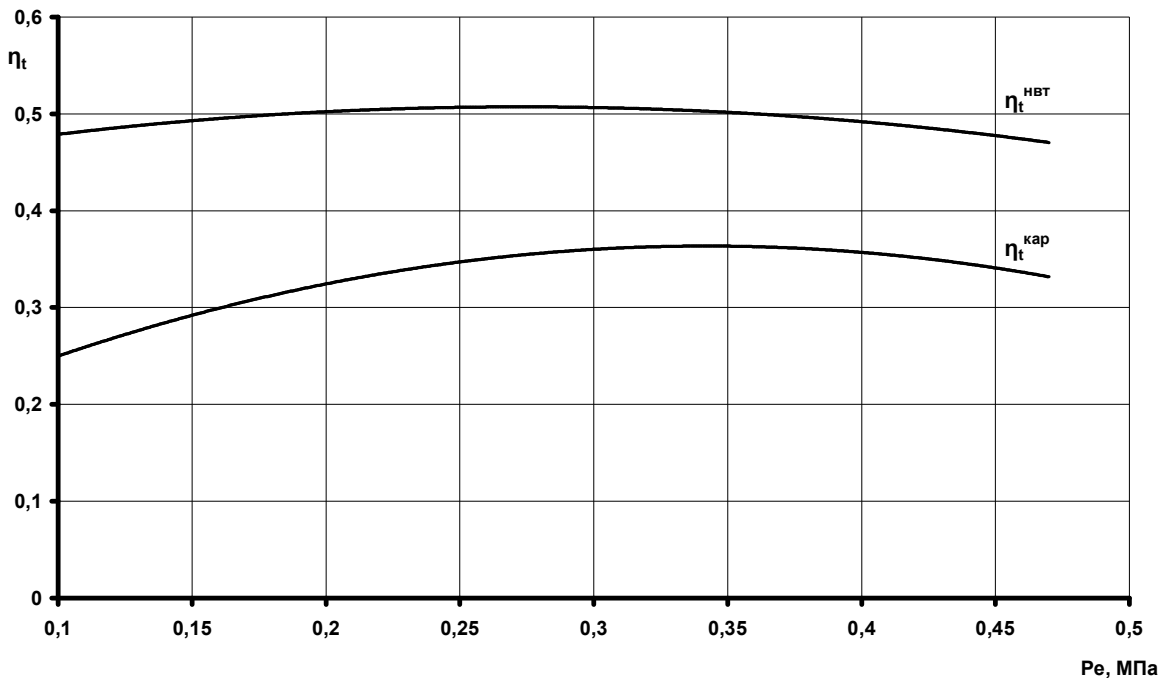


Рис. 5. Термический КПД двигателя с реальным рабочим телом с карбюраторной системой питания и НВТ при частоте вращения коленчатого вала  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

### Выводы

1. При переходе двигателя с карбюраторной системы питания на систему питания с НВТ индикаторный КПД возрастает в 1,48 раза при нагрузке

$P_e=0,29 \text{ МПа}$ . Максимальное значение  $\eta_i$  двигателя с НВТ достигает 44,2%.

2. Для определения термического КПД двигателя с ИЗ предложено учитывать реальное рабочее

тело (воздух и остатки продуктов сгорания), что позволяет определить резервы повышения индикаторного КПД и экономичность двигателя.

3. Определены значения термического КПД двигателя с карбюраторной системой питания и системой НВТ по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ .

4. Термический КПД двигателя с ИЗ и НВТ на минимальных нагрузках ( $\eta_t=47,1 \%$  при  $P_e=0,1 \text{ МПа}$ ) в 1,92 раза выше, чем у двигателя с карбюратором ( $\eta_t=25 \%$ ). С повышением нагрузки до  $P_e=0,45 \text{ МПа}$   $\eta_t$  двигателя с НВТ ( $\eta_t=47 \%$ ) выше в 1,42 раза по сравнению с  $\eta_t$  двигателя, работающего на карбюраторе ( $\eta_t=34 \%$ ).

5. Результаты исследования показали, что максимальное значение  $\eta_t$  ДВС с НВТ составляет 51% при  $P_e=0,29 \text{ МПа}$ , а значения  $\eta_i$  при этой нагрузке составляет 44,2%.

6. Повышение  $\eta_i$  и  $\eta_t$  двигателя с НВТ получено за счет: повышения степени сжатия, исключения потерь топлива при продувке, повышения коэффициента избытка воздуха, снижения коэффициента остаточных газов.

7. Для повышения  $\eta_i$  ДВС с любой системой питания необходимо уменьшать продолжительность процесса сгорания, снижать тепловые потери в процессах сжатия и расширения.

### Список литературы:

1. Мелькумов Т.М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1953. – 407 с.
2. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. – М.: Издательство академии наук СССР, 1960. – 199 с.
3. Пат. 60614А України, МКІ F02В 17/00. Двигун внутрішнього згорання / В.А. Корогодський, С.В. Обозний (UA). – №2003010308; Заявл. 14.01.2003; Опубл. 15.10.2003 // Річний показник за 2003 р. до офіційного бюлетеня «Промислова власність». – Ч.І. – Т.І. – Бюл. №10. – 4 с.
4. Єроценков С.А., Корогодський В.А. Щодо індикаторного ККД двигунів внутрішнього згорання. // Тез. доп. наук.-техн. конф. каф. акад. та спеціалістів залізнич. трансп. за міжнар. участю (17–19 квітня 2007 р.). – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – с. 23.
5. Єроценков С.А., Корогодський В.А., Василенко О.В. Аналіз економічних і екологічних показателів двохтактного двигателя ДН–4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 70–76.
6. И.В. Антонов Методика экспериментального исследования процессов газообмена в двухтактном двигателе // Двигатели внутреннего сгорания. – 1997. – Вып.56–57. – С. 82–86.
7. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. – М.: Машиностроение, 1969. – 374 с.
8. Корогодський В.А., Василенко О.В. Определение показателей сгорания по индикаторным диаграммам двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: Сб. науч. тр. / ХНАДУ – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 37. – С. 60–67.
9. Теплотехника / А.Н. Алабовский, С.М. Константинов, И.А. Недужий. – К.: Вища шк. 1986. – 255 с.

УДК 621.43

**А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, И.Д. Васильченко, канд. техн. наук,  
Д.В. Мешков, инж.**

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ РЕШЕНИЯ ТЕЛЕГРАФНОГО УРАВНЕНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ CR

### Введение

Аккумуляторные системы высокого давления

Common-Rail (CR), наряду с насос-форсунками с электромагнитным управлением, являются наиболее