

видов и условия, приводящие к возникновению нежелательных видов повреждения.

**Список литературы:** 1. *Fink*. Wear Oxidation a New Component of Wear, «Technik» 2, Heft 4, 1947. S. 171 – 176. 2. *Крагельский И.В.* Трение, изнашивание и смазка / Крагельский И.В., Алисин В.В. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с. 3. *Ramech K.T.* Nanomaterials Mechanics and Mechanisms. – 2008. – 300 p. 4. *Белый В.В.* Трибология в СССР и США. Исследования и приложения. – М.: машиностроение, 1991. – 225 с. 5. *Фляйшер Г.* К вопросу о количественном определении трения износа. – М.: Наука, 1982. – 296 с. 6. *Хрущов М.М.* Абразивное изнашивание / Хрущов М.М., Бабичев М.А., – М.: Наука, 1986. – 252 с.

*Поступила в редколлегию 16.11.2011*

**УДК 621.43.052**

**Р. МААМРИ**, докторант, Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

**Ф.И. АБРАМЧУК**, докт. техн. наук, доц., зав.каф., ХНАДУ, Харьков

**А.Н. КАБАНОВ**, канд.техн.наук, доц., ХНАДУ, Харьков

**М.С. ЛИПИНСКИЙ**, асп., ХНАДУ, Харьков

**И. ДУБЕ**, Ph. D., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

**Л. ТЮБАЛЬ**, Ph. D., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

**А. КОДЖО** Ph. D., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

## **ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С НАДДУВОМ, КОНВЕРТИРОВАННОГО ИЗ ДИЗЕЛЯ**

Приведены результаты исследования газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля. Для данного типа двигателей уточнена математическая модель процесса сгорания с переменным показателем сгорания Вибе.

**Ключевые слова:** токсичность, наддув, газовый двигатель.

Наведені результати дослідження газового двигуна з наддувом, конвертованого з дизеля. Для даного типу двигунів уточнена математична модель процесу згоряння зі змінним показником згоряння Вібе.

**Ключові слова:** токсичність, наддув, газовий двигун.

Results of investigation of gas engine with supercharging converted from diesel have been given. For this type of engines math model of combustion process with variable Viebe combustion factor has been specified.

**Key words:** toxicity, supercharging, gas engine.

### **1. Введение**

Конвертирование дизелей грузовых автомобилей в газовые двигатели с искровым зажиганием в настоящее время является актуальной задачей [1]. Однако решение этой задачи связано с рядом трудностей. Так, в дизеле детали камеры сгорания не рассчитаны на тепловую нагрузку, создаваемую в камере сгорания аналогичного газового двигателя с искровым зажиганием. Это, а также постоянное ужесточение экологических требований к автомобильным ДВС

заставляет использовать в газовых двигателях, конвертированных из дизелей, концепцию «бедного горения» [1].

Применение этой концепции вызывает снижение мощности двигателя, что особенно заметно на режимах максимальной нагрузки. Для компенсации потерь мощности, возникающих при конвертировании дизельного двигателя в газовый, целесообразно использовать наддув.

## **2. Анализ публикаций по теме исследования**

В настоящее время во всём мире идут активные работы по конвертированию дизелей в газовые двигатели с использованием концепции «бедного горения» и применением наддува. В России выполняются работы по конвертированию дизеля КамАЗ-740 в двигатель с искровым зажиганием [2]. В США разработкой подобных научных программ занимаются компании John Deere, Cummins, Detroit Diesel, Caterpillar и др. [3]. В Европе газовое топливо активно внедряется на общественном транспорте. Примером могут служить автобусы Iveco CityClass [4]. В Украине подобные работы выполняются в ЛНТУ [5], ХНАДУ [1] и других научных центрах.

Анализ отечественной и зарубежной литературы показал, что в подавляющем большинстве исследований на газовых двигателях, конвертированных из дизелей, либо используется наддув, либо планируется его использовать в перспективе.

## **3. Цель исследования**

Исходя из вышесказанного, целью данного исследования стал выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля, на примере двигателя 6ГЧН13/14.

## **4. Экспериментальный стенд**

Для проведения экспериментальных исследований, а также для экспериментальной проверки расчётных моделей в газовой лаборатории кафедры ДВС ХНАДУ создан экспериментальный стенд, общий вид которого приведен на рис. 1. Стенд создан на базе газового двигателя с искровым зажиганием и наддувом 6ГЧН13/14,

конвертированного из дизеля ЯМЗ-236. Стенд оборудован всеми приборами, необходимыми для определения как эффективных, так и индикаторных показателей мощности, экономичности и токсичности.

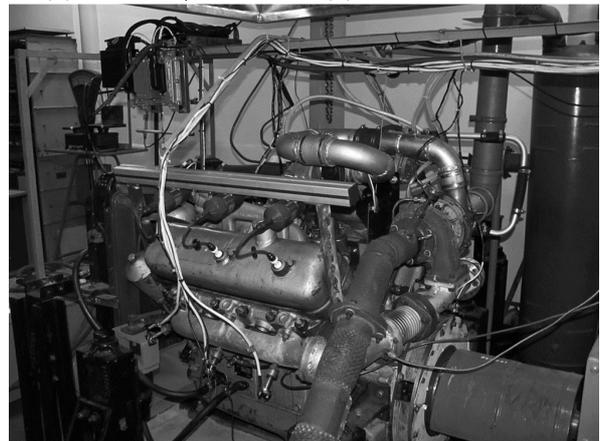


Рис. 1. Экспериментальный стенд

## **5. Математическая модель**

Для сокращения количества экспериментов применялось расчётно-экспериментальное исследование. Для реализации такого подхода эксперимент заменяется математическим моделированием. Математическая модель проверяется и уточняется при помощи серии экспериментов, затем с использованием уточнённой модели проводится расчётное исследование.

В качестве математической модели была выбрана модель Вибе с уточнённым расчётом показателя сгорания  $m$ , предложенным А.Н. Кабановым [6].

Как показали предварительные исследования, давление наддува оказывает влияние на форму характеристики тепловыделения. Поэтому зависимость для показателя сгорания Вибе  $m$ , приведенная в [6], для расчёта характеристики тепловыделения не может быть использована в первоначальном виде, и должна быть уточнена с учётом влияния давления наддува. Кроме того, использование наддува также оказывает влияние на продолжительность сгорания.

Поэтому на основании предварительных экспериментальных исследований были предложены зависимости для переменного показателя сгорания Вибе  $m_{var}$  и продолжительности сгорания  $\varphi_z$

$$m_{vari} = 10.639 \cdot \bar{\varphi}_i \cdot A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F + J, \quad (1)$$

где

$$A = \frac{\theta + 18}{40}, \quad (2)$$

$$B = \alpha + 0,00025, \quad (3)$$

$$C = \frac{0,005 \cdot \eta_v + 0,005}{0,01}, \quad (4)$$

$$E = \frac{n + 1100}{3000}, \quad (5)$$

$$F = \frac{\pi_k + 0,001}{0,95}, \quad (6)$$

$$J = -28,025 \bar{\varphi}_i^2 + 98,045 \bar{\varphi}_i^3 - 156,86 \bar{\varphi}_i^4 + 86,88 \bar{\varphi}_i^5, \quad (7)$$

где  $\bar{\varphi}_i$  – относительный угол сгорания,  $\bar{\varphi}_i = 0 \dots 1$ ;  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $\eta_v$  – коэффициент наполнения;  $\theta$  – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ;  $\pi_k$  – степень повышения давления при наддуве.

$$\varphi_z = 28,25(0,812 \cdot \alpha - 0,045 \cdot \theta + 13,223 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0,1258 \cdot \eta_v - 0,576 \cdot (\pi_k - 1) + 0,512) \quad (8)$$

Так как модель Вибе не позволяет выполнить расчёт содержания токсичных компонентов в продуктах сгорания с достаточной точностью из-за невозможности определения распределения температур по цилиндру, она была дополнена двухзонной моделью, описанной в [7].

Достоинством двухзонной модели является то, что она позволяет не только с достаточной точностью рассчитать содержание оксидов азота  $\text{NO}_x$  в отработавших газах, но и получить данные, необходимые для расчёта возможности появления детонации и её количественной оценки.

## 6. Выбор степени сжатия и максимального давления наддува

Выбор степени сжатия определяется двумя факторами: механической прочностью деталей двигателя и вероятностью появления детонации при максимальных нагрузках.

Так как детали газового двигателя, конвертированного из дизеля, имеют большой запас прочности (степень сжатия при конвертировании снижается на

несколько единиц), в данном случае на выбор степени сжатия влияет только второй фактор.

Количественная оценка детонации в двигателе выполнялась расчётным путём при помощи методики, описанной в [8]. В основе данной методики лежит расчёт критерия детонации в процессе сгорания

$$K_d = \frac{(h_{c'} - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (9)$$

где  $h_{c'}$  – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг;  $h$  – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг;  $H_u$  – низшая теплота сгорания, кДж/кг,  $x$  – доля выгоревшего топлива;  $\varepsilon$  – степень сжатия.

Пограничная детонация присутствует на режиме в том случае, если максимальное значение критерия детонации в процессе сгорания составляет  $K_{dmax} = 1,5$ . Превышение этого значения означает наличие детонации на режиме, причём её интенсивность прямо пропорциональна значению  $K_{dmax}$ .

В данном случае на возникновение детонации влияют два основных фактора: степень сжатия  $\varepsilon$  и степень повышения давления при наддуве  $\pi_k$ . Причём исследования [3] показывают, что можно получить лучшие показатели мощности, если снижать степень сжатия, при этом увеличивая давление наддува до максимума, который позволяет конструкция турбокомпрессора и механическая прочность деталей камеры сгорания.

Расчёты с использованием критерия  $K_d$  показали, что при максимальной степени повышения давления при наддуве, обеспечиваемой турбокомпрессором ТКР-9-12-07 на режимах максимальной нагрузки ( $\pi_{k_{max}} = 1,45$ ), степень сжатия  $\varepsilon = 11,8$  позволяет работать без детонации.

## 7. Многокритериальная оптимизация регулировочных параметров

Для решения задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя 6ГЧН13/14 использовался метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя, описанный в [9].

Решение этой задачи предполагает поиск компромисса между мощностью, экономичностью и токсичностью двигателя. Поэтому в качестве критериев качества рабочего процесса использовались следующие величины: удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , г/(кВт·ч); эффективная мощность  $N_e$ , кВт; удельные выбросы оксидов азота  $g_{NOx}$ , г/(кВт·ч).

Концепция двигателя предполагает реализацию возможностей природного газа по верхнему пределу обеднения смеси, что позволяет частично осуществить качественное регулирование смеси. То есть, регулирование двигателя предполагается осуществлять не только за счёт открытия дроссельной заслонки, но и за счёт  $\alpha$  и давления наддува.

Поэтому в качестве варьируемых параметров предлагается использовать следующие величины: коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , угол опережения зажигания  $\theta$ , град. пкв до ВМТ, частота вращения коленчатого вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>, угол открытия дроссельной заслонки  $\varphi_{др}$ , %, степень повышения давления наддува  $\pi_k$ .

Диапазоны изменения варьируемых параметров для решения задачи оптимизации регулировочных параметров приведены в таблице.

Таблица. Диапазон варьирования параметров двигателя при решении задачи оптимизации регулировочных параметров

| $\alpha$ | $\square$        | $n$              | $\pi_k$ | $\Phi_{др}$ |
|----------|------------------|------------------|---------|-------------|
| –        | град. пкв до ВМТ | хв <sup>-1</sup> | –       | %           |
| 1        | 5                | 800              | 1       | 0           |
| 1,5      | 40               | 2100             | 1,45    | 100         |

Диапазоны изменения варьируемых параметров для решения задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя (табл. 1), выбирались исходя из следующих соображений.

При  $\alpha < 1$  топливо сгорает не полностью и, как следствие, сильно увеличиваются выбросы СО и СН. При  $\alpha > 1,5$  существенным образом уменьшается содержание NO<sub>x</sub> в отработанных газах, однако из-за резкого увеличения цикловой нестабильности рабочего процесса и увеличения частоты пропусков вспышек существенным образом снижаются показатели мощности и экономичности газового ДВС, а также резко увеличиваются выбросы СН.

Пределы изменения угла опережения зажигания  $\theta$ , град. п.к.в. до ВМТ, выбирались на основании экспериментальных данных, полученных в результате предварительных испытаний газового двигателя 6ГЧН13/14.

Диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>, выбирался исходя из соображений обеспечения стабильной работы двигателя при любой комбинации других факторов.

Угол открытия дроссельной заслонки изменялся от полного закрытия ( $\Phi_{др} = 0$  %) до полного открытия ( $\Phi_{др} = 100$  %).

Степень повышения давления при наддуве  $\pi_k$  изменялась при помощи перепуска топливо-воздушной смеси в обход турбокомпрессора. Соответственно,  $\pi_k$  изменялось от полного отсутствия наддува ( $\pi_k = 1$ ) до максимальной степени наддува ( $\pi_k = 1,45$ ).

### 8. Результаты исследования и построение характеристических карт

Проведенное расчётно-экспериментальное исследование показало, что работа газового двигателя без наддува позволяет достичь на номинальном режиме мощности базового дизеля  $N_e = 130$  кВт только при  $\alpha \approx 1$ .

Запас прочности двигателя позволяет увеличивать степень повышения давления наддува на номинальном режиме до  $\pi_k = 1,45$ , теоретически позволяя достичь мощности 180 кВт при  $\alpha = 1$ . Однако это приводит к тепловому перенапряжению деталей двигателя и возникновению детонации.

Чтобы снизить влияние последних факторов, смесь обедняется. Исследование показало, что для бездетонационной работы двигателя на номинальном режиме смесь необходимо обеднять до  $\alpha \approx 1,3$ . Это – предел бездетонационной работы двигателя при  $\pi_k = 1,45$ , при этом обеспечивается мощность  $N_e = 130$  кВт при  $n = 2100$  мин<sup>-1</sup> и крутящий момент  $M_e = 670$  Н·м при  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup>.

Выбросы  $\text{NO}_x$  на режимах максимальной нагрузки при  $\pi_k = 1,45$  и  $\alpha \approx 1,3$  снижаются на 35...45 % по сравнению с работой при  $\pi_k = 1,45$  и  $\alpha \approx 1$ .

Таким образом, снижение частоты вращения при максимальном значении относительной нагрузки ( $P_e = 100\%$ ) целесообразно выполнять за счёт увеличения коэффициента избытка воздуха до  $\alpha \approx 1,5$ . Надёжность воспламенения при высоких значениях  $\alpha$  обеспечивается повышенной концентрацией топлива в районе свечи зажигания, обеспечиваемой наддувом.

Снижение нагрузки до  $\bar{P}_e \approx 0,6$ , таким образом, целесообразно осуществлять увеличением  $\alpha$ . При  $\pi_k = 1,45$   $\alpha$  можно увеличивать до  $\alpha \approx 1,4...1,6$ , так как при дальнейшем увеличении  $\alpha$  появляются пропуски вспышек.

Дальнейшее снижение нагрузки уже требует снижения  $\pi_k$ . Это требует небольшого увеличения  $\alpha$  пропорционально снижению  $\pi_k$ . Кроме того, увеличение  $\alpha$  в этих условиях требуется вследствие ухудшения условий воспламенения и сгорания при низком значении  $\bar{P}_e$ .

Таким образом, на минимальных оборотах холостого хода  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$  значение  $\alpha$  составляет  $\alpha = 1,05$ .

Такой подход позволяет снизить выбросы  $\text{NO}_x$  на средних режимах на 60...70 % по сравнению с безнаддувным вариантом, работающим при малых значениях  $\alpha$ .

Таким образом, на двигателе 6ГЧН13/14 предлагается к использованию смешанное регулирование мощности: при помощи изменения степени открытия дроссельной заслонки и изменением  $\alpha$ . Кроме того, появляется третий управляющий фактор – степень повышения давления при наддуве  $\pi_k$ .

На рис. 2...5 приведены характеристические карты для микропроцессорной системы управления двигателем, которые получены в результате решения задачи оптимизации регулировочных параметров.

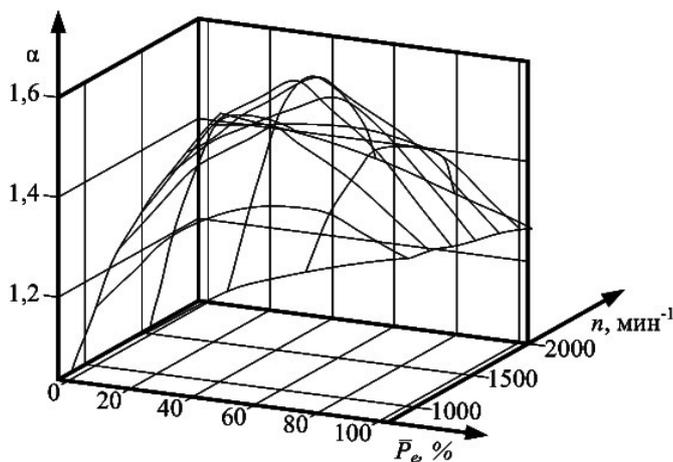


Рис. 2. Характеристическая карта управления  $\alpha$

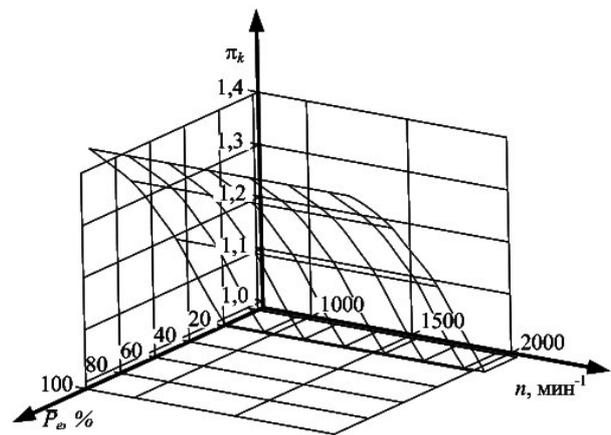


Рис. 3. Характеристическая карта управления степенью повышения давления при наддуве

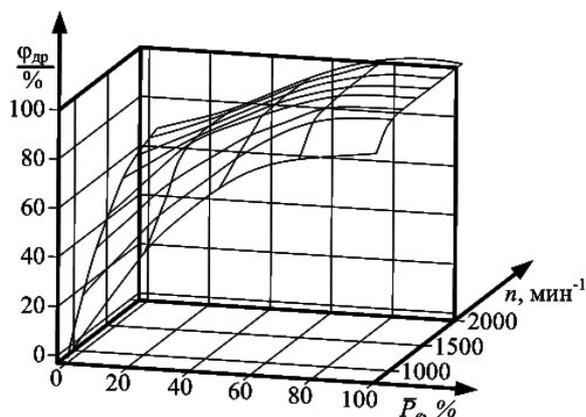


Рис. 4. Характеристическая карта управления углом открытия дроссельной заслонки

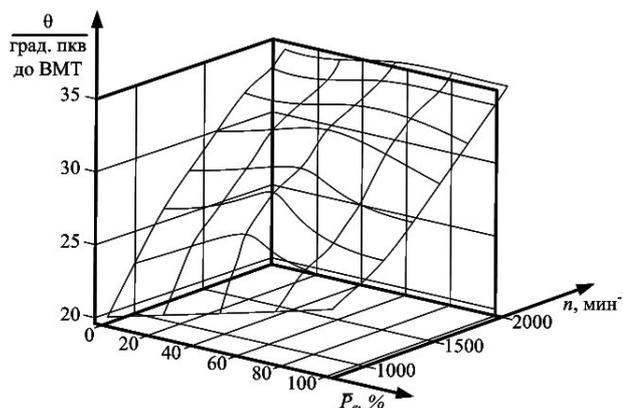


Рис. 5. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

### 9. Результаты испытаний двигателя 6ГЧН13/14

Результаты испытаний двигателя 6ГЧН13/14 получены при использовании микропроцессорной системы управления двигателем с характеристическими картами, приведенными на рис. 2...5. В качестве примера на рис. 6 приведена внешняя скоростная характеристика (ВСХД) газовых двигателей 6ГЧ13/14 (без наддува) и 6ГЧН13/14 (с наддувом). Использование наддува позволило двигателю 6ГЧН13/14 достичь мощностных характеристик базового дизеля без наддува. Так, на номинальном режиме эффективная мощность  $N_e$  увеличивается на 26 % (со 100 кВт до 135 кВт). Обороты, соответствующие максимуму  $M_e$ , изменились с  $n_{M_{max}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{M_{max}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$ . Максимальный эффективный крутящий момент, соответствующий этим оборотам, увеличился на 36 % (с 480 Н·м до 750 Н·м). Из рис. 6. видно, что при использовании наддува  $N_e$  на режимах ВСХД увеличивается на 26...31 %,  $M_e$  – на 35...41 %, хотя удельный эффективный расход топлива  $g_e$  при этом увеличивается на 7...9 %. Несмотря на прирост мощности,  $\alpha$  немного увеличивается (на 3...4 %).

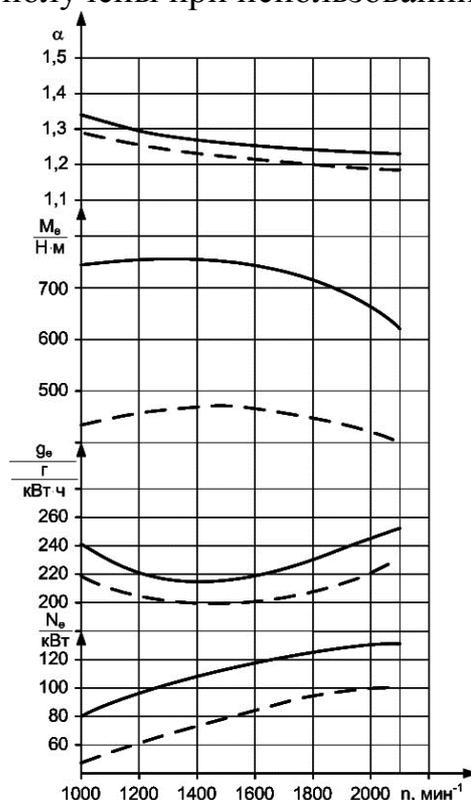


Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика двигателя 6ГЧН13/14:

————— — с наддувом; - - - -  
- - - - без наддува.

Увеличение  $\alpha$  способствует снижению температур в цилиндре двигателя на 5...10 % на всех режимах ВСХД. Это позволяет снизить выбросы оксидов азота  $NO_x$  на режимах ВСХД на 8...15 %. Выбросы CO и CH в обоих двигателях находятся практически на одинаковом уровне.

На частичных режимах давление наддува снижается, параллельно увеличивается  $\alpha$ . Кроме того, осуществляется смешанное регулирование смеси на

частичных режимах. Благодаря этому на частичных режимах выбросы  $\text{NO}_x$  снижаются на 19...36 %. На режимах холостого хода разница в выбросах  $\text{NO}_x$  практически отсутствует.

Результаты испытаний газового двигателя 6ГЧН13/14 с использованием 13-режимного цикла ESC показали следующие средние эксплуатационные выбросы нормируемых токсичных компонентов, г/(кВт·ч):  $\bar{g}_{\text{NO}_x} = 2,36$ ;  $\bar{g}_{\text{CO}} = 1,03$ ;  $\bar{g}_{\text{CH}} = 1,07$ . При этом средние эксплуатационные выбросы нормируемых токсичных компонентов безнаддувного газового двигателя 6ГЧ13/14 составили, г/(кВт·ч) [6]:  $\bar{g}_{\text{NO}_x} = 3,28$ ;  $\bar{g}_{\text{CO}} = 1,15$ ;  $\bar{g}_{\text{CH}} = 1,31$

Снижение средних эксплуатационных выбросов при установке регулируемого наддува на газовый двигатель 6ГЧ13/14 по сравнению с безнаддувным вариантом составило: по  $\text{NO}_x$  – 28 %, по CO – 10 %, по CH – 18 %.

### **Выводы**

1. Анализ литературных источников показал, что использование регулируемого наддува на газовом двигателе позволяет устранить недостатки концепции «бедного горения», сохранив её достоинства.

2. На основании результатов предварительных испытаний предложены уравнения для переменного показателя сгорания Вибе  $m$  и продолжительности сгорания  $\varphi_z$ , учитывающие изменение давления наддува.

3. На основании выполненного расчётно-экспериментального исследования разработаны характеристические карты для микропроцессорной системы управления газовым двигателем с искровым зажиганием 6ГЧН13/14.

4. Испытания газового двигателя 6ГЧН13/14 с использованием разработанных характеристических карт показали улучшение мощностных показателей двигателя 6ГЧН13/14 в сравнении с безнаддувным вариантом: по  $N_e$  – 26...31 %, по  $M_e$  – 35...41 %. Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  при этом увеличивается на 7...9 %.

5. Испытания газового двигателя 6ГЧН13/14 по 13-режимному циклу ESC показали, что снижение средних эксплуатационных выбросов при установке регулируемого наддува на газовый двигатель 6ГЧ13/14 по сравнению с безнаддувным вариантом составило: по  $\text{NO}_x$  – 28 %, по CO – 10 %, по CH – 18 %.

**Список литературы:**1. Богомолов В.А. Перспективы применения природного газа в качестве топлива для автомобильных дизелей [Текст] / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, С.В. Салдаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – № 16. – С. 247-249.2. Луканин В.Н. Предварительные результаты разработки газового двигателя с наддувом мощностью 200 кВт [Текст] / В.Н. Луканин, А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов, И.Г. Шишлов, Р.Х. Хамидуллин // Двигатели внутр. сгорания: пробл., перспективы развития: сб. науч. тр. – М.: МАДИ (ТУ). – 2000. – С. 68-79.3. Cox G.B. Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty Vehicles: Final Report [Текст] / G.B. Cox, K.A. DelVecchio, W.J. Hays – Caterpillar Inc. – 2002. – 67 p.4., Nylund N-O. Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles [Текст] / N-O Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. – Brussel: IANGV. – 2002. – 105 p.5. Захарчук В.І. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля [Текст] / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук // Автомобільний транспорт. – 2005. – №16. – С. 276 – 278.6. Кабанов А.Н. Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Кабанов Александр Николаевич. –

Х., 2007. – 206 с. 7. *Абрамчук Ф.И.* Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Межвузовский сборник “Наукові нотатки”. – Луцк: Луцкий Национальный технический университет. – 2010. – № 28. – С. 4-8. 8. *Attar A.A.* Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine [Текст]: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. Calgary, Canada, 1997. – 248 p. 9. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами [Текст] / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 2005. – 110 с.

*Поступила в редколлегию 06.11.2011*

**УДК 629.463.65:629.4.01**

**О.В. ФОМІН**, канд. техн. наук, ДонІЗТ, Донецьк

**В.В. ФОМІН**, інж., ПРАТ «ДМЗ», Донецьк

**К.О. РЯБКО**, ст. викл., ДонІЗТ, Донецьк

## **ВПРОВАДЖЕННЯ НОВИХ РІШЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СУЧАСНИХ ЗАЛІЗНИЧНИХ НАПІВВАГОНІВ**

В статті представлено особливості та результати реалізації нових технічних рішень при створенні сучасної конструкції універсальних напіввагонів.

**Ключові слова:** проектування напіввагонів, нові технічні рішення, розрахунки на міцність.

В статье представлены особенности и результаты реализации новых технических решений при создании современной конструкции универсальных полувагонов.

**Ключевые слова:** проектирование полувагонов, новые технические решения, расчеты на прочность.

In the article features and results of realization new technical decisions are presented at creation of modern construction of universal railways freight gondolas.

**Key words:** gondola design, new technical solutions, calculations of strength.

### **Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень.**

Пріоритетними напрямками діяльності залізничного транспорту України є збереження та нарощування його потенціалу, зміцнення позицій на вітчизняному та закордонному ринках транспортних послуг, впровадження нових технологій і забезпечення конкурентоспроможності. При цьому одним з основних параметрів який безпосередньо впливає на реалізацію зазначених показників є технічний рівень рухомого складу.

На сьогоднішній день переважна частка рухомого складу припадає на вантажний парк вагонів, який в свою чергу майже на 60% складається з універсальних напіввагонів. Поряд із зазначеним на нинішній день близько 80% вітчизняного парку напіввагонів експлуатується на грані призначеного терміну служби. Необхідні обсяги поповнення залізничних універсальних напіввагонів, у відповідності до Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки, яку затверджено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 14 жовтня 2008 року №1259, представлено на рис.1.