

1. Babushkin V.M., Neiman V.A., Chevychelov V.A. Electrical networks: the development and new solutions. Allowance for electric power engineering - K. : Power Industry and Electrification, 2002. - p. 168, il.
2. MGOST 14209-97 (IEC 354) Manual load power oil transformers. Date of introduction 2002.01.01.
3. IEC 60076-7: 2005 Power transformers - Part 7: Loading guide for oil-immersed power transformers. Released: 2005-12-15.
4. Sham Tickoo. Effective work in SolidWorks / transl. from english - Edited by: «Peter Print», 2004.

УДК 621.314

**С.В. Казанський**, канд. техн. наук, доцент; **В.І. Моссаковський**, **Д.П. Печьонкін**  
**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»**  
**МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ СИЛОВИХ ОЛИВНИХ**  
**ТРАНСФОРМАТОРІВ**

*Розглянуто зміст чинного стандарту з навантажень силових оливних трансформаторів. Наведено послідовність моделювання нестационарних теплових режимів силових оливних трансформаторів в електричних мережах.*

*Мета дослідження: підвищення експлуатаційної надійності електричних мереж і систем за рахунок інтенсифікації навантажувальної здатності силових оливних трансформаторів.*

*Методика реалізації: запровадження новітніх алгоритмів і програм моделювання нестационарних термодинамічних процесів силових оливних трансформаторів для автоматизованого контролю внутрішнього теплового стану.*

*Результати дослідження: проаналізовано основні положення чинних нормативних документів з навантажувальної здатності силових оливних трансформаторів; досліджено доцільність застосування програмного пакету SolidWorks для моделювання теплових режимів силових оливних трансформаторів.*

*Висновки: показано, що впровадження сучасних алгоритмів і програмних пакетів дозволяє створити ефективну модель автоматизованого контролю нестационарних теплових режимів силових оливних трансформаторів в електричних мережах.*

**Ключові слова:** силовий трансформатор, навантажувальна здатність, нестационарний тепловий режим, моделювання.

Надійшла 08.04.2015

Received 08.04.2015

УДК 621.43.016.7

**В.Г. Петренко**, канд. техн. наук, старш. наук. співроб.  
**А.С. Соломаха**, канд. техн. наук; **П.О. Барабаш**, канд. техн. наук, доцент  
**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»**

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ**  
**ЗРІДЖЕНОГО ПРОПАНАУ ДО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО**  
**ЗГОРАННЯ**

*Робота присвячена дослідженню процесу впорскування зрідженого газу до впускного колектору двигуна внутрішнього згорання на сталому режимі роботи з позицій класичної термодинаміки. Розроблено методику розрахунку параметрів газоповітряної суміші в залежності від початкових параметрів повітря та зрідженого газу на вході до двигуна. Розглянуто процес випаровування зрідженого пропану після його впорскування до впускного трубопроводу двигуна внутрішнього згорання. Показано вплив впорскування зрідженого пропану на температуру заряду та на наповнення циліндру і, відповідно, на енергетичні показники двигуна. Виконано розрахунок для двох режимів роботи двигуна – на повному навантаженні та в режимі холостого ходу.*

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згорання, зріджений нафтовий газ, газова система живлення двигуна

© Петренко В.Г., Соломаха А.С., Барабаш П.О., 2015

**Вступ.** В умовах стрімкого зростання ціни на бензин все більшого поширення набуває використання альтернативних палив. Одним з перевірених часом варіантів є дообладнання автомобілів для роботи на пропан-бутанових сумішах. Ціна зрідженого газу суттєво менша за товарні високооктанові бензини. Крім того, кількість автомобільних газових заправок різко зросла, і сьогодні практично кожна бензинова АЗС пропонує також і заправку пропан-бутаном. Спалювання газового палива в ДВЗ крім економічного ефекту дозволяє підвищити екологічні характеристики двигуна.

Більшість автомобільних систем живлення зрідженим газом передбачають випаровування палива перед його подачею до двигуна у спеціальному редукторі-випаровувачі. До недоліків такої схеми можна віднести збільшення парціального об'єму палива в робочій газоповітряній суміші, що призводить до зменшення наповнення циліндрів двигуна з відповідним зниженням енергетичних показників в порівнянні з бензиновим варіантом. Крім того, дозування подачі палива в газовому вигляді вимагає збільшення дозуючих отворів майже на порядок в порівнянні з подачею рідкого палива, що спричиняє збільшення маси рухомих частин газових форсунок та інерційності їх роботи.

При подачі до двигуна газового палива в рідкому стані вказані недоліки в значній мірі нівелюються. До суттєвих переваг впорскування зрідженого газу можна віднести відсутність редуктора-випаровувача як окремого агрегату системи живлення. Випаровування палива відбувається, залежно від схеми, безпосередньо у впускному колекторі або в камері згорання двигуна, що дозволяє за рахунок випарного охолодження повітря збільшити наповнення циліндрів двигуна [1]. В результаті вдається досягти енергетичних показників двигуна при живленні пропан-бутаном на рівні бензинового аналогу [2,3].

#### **Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

Схеми з впорскуванням зрідженого газу у впускний колектор в основному досліджувалися експериментальним шляхом [2-6], а основна увага в наведених роботах присвячена визначенню енергетичних та екологічних показників двигуна. При цьому, відзначається, що ефективність двигуна при роботі на зрідженому газі залежить не лише від його марки, а й від моменту та місця впорскування. В відомих джерелах відсутні узагальнюючі критерії та параметри щодо порівняння різних типів двигунів та способів впорскування.

Одним із таких параметрів є ступінь охолодження повітря у вхідному колекторі в результаті випаровування зрідженого газу, за допомогою якого можна оцінити покращення якості наповнення циліндрів свіжим зарядом. Зменшення температури вхідного заряду при впорскуванні зрідженого пропану в загальному випадку залежить від місця впорскування палива, витрат повітря та пропану (тобто від режиму роботи двигуна) та їх початкових температур. Зокрема в роботі [5] поряд з енергетичними характеристиками виконано заміри температури у вхідному колекторі в залежності від способу (одинарне чи повійне впорскування), моменту впорскування, обертів двигуна та його навантаження. При цьому показано, що температура повітря практично не залежить від режиму роботи двигуна та способу впорскування. Це говорить про високу інтенсивність протікання процесу, в результаті чого на нього впливають лише витрати та початкові параметри повітря та зрідженого газу, що дозволяє вирішувати дану задачу теоретичним методами. Відмічене дає можливість виконати оцінку впливу випарного охолодження в результаті впорскування зрідженого газу без проведення спеціальних складних стендових випробувань.

**Метою статті** є термодинамічний аналіз процесу охолодження вхідного повітря при впорскуванні зрідженого пропану у впускний колектор ДВЗ.

#### **Аналіз процесу випаровування зрідженого пропану в повітряному потоці.**

Свіжий заряд (у газоподібному стані) під час руху по впускній системі та всередині циліндру контактує з гарячими стінками і підігрівається на величину  $\Delta T$ . Ступінь підігріву заряду залежить від швидкості його руху, тривалості впуску, а також від різниці температур стінки та заряду. При підвищенні температури знижується щільність заряду, тому надмірний підігрів негативно впливає на заповнення циліндру. З цієї точки зору вигідним є процес впорскування палива в рідкому стані у впускну систему двигуна, при якому надлишкова теплота використовується для випаровування палива.

Таким чином, приріст температури свіжого заряду можна записати як:

$$\Delta T = \Delta T_{nid} - \Delta T_{vun} \quad (1)$$

де  $\Delta T_{nid}$  – підвищення температури свіжого заряду за рахунок теплообміну;  $\Delta T_{vun}$  – зменшення температури свіжого заряду за рахунок випаровування палива. В загальному випадку  $\Delta T$  може бути як додатним, так і від'ємним.

При проведенні теплового розрахунку двигуна  $\Delta T_{nid}$  приймають на основі наявних експериментальних даних та непрямих розрахунків. Як правило,  $\Delta T_{nid} = 20 \dots 40$  °С [7].

Для визначення  $\Delta T_{vun}$  в рівнянні (1) розглянемо процес впорскування зрідженого пропану в потік повітря у вхідному колекторі (рис.1). Для сталого режиму роботи двигуна процес, що розглядається, можна прийняти адіабатним та ізобарним.

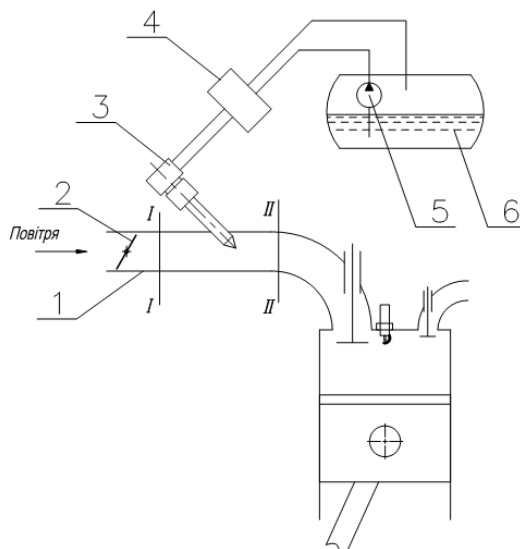


Рис.1 Принципова схема подачі зрідженого пропану

1 – впускний трубопровід; 2 – дросельна заслінка; 3 – форсунка; 4 – регулятор тиску; 5 – паливний насос; 6 – бак з пропаном.

В такому процесі ентальпія паливо-повітряної суміші залишається постійною. Це впливає з Першого закону термодинаміки, який для газоповітряної суміші, що містить 1 кг повітря можна записати як:

$$dQ = dH_i - Vdp \quad (2)$$

Оскільки, в адіабатно-ізобарному процесі  $dQ = 0$  та  $dp = 0$ , то з рівняння (2)

$$dH_i = 0 \quad (3)$$

Приріст ентальпії визначається за формулою

$$dH_i = C_i \cdot dT \quad (4)$$

де  $C_i$  – ефективна теплоємність, що визначає зміну ентальпії суміші на 1 кг повітря, кДж/кг<sub>пов.</sub>

Для процесів, в яких відбувається фазовий перехід, суміш повітря та пропану неможна розглядати як механічну суміш газу, пари та рідини, як це прийнято для газових сумішей (тобто як сума добуток масової долі кожної складової на її питому теплоємність). Виражена таким чином теплоємність не відповідає фізичній суті цього поняття, так як при цьому не враховується тепло фазового переходу.

Тому для розглянутого ізобарного процесу ефективну теплоємність, що визначає зміну ентальпії газоповітряної суміші (на 1 кг повітря), можна записати у вигляді [8]:

$$C_i = \frac{dH_i}{dT} = c_p + h_n \cdot \frac{d(d_n)}{dT} \quad (5)$$

де  $c_p$  – питома ізобарна теплоємність суміші, кДж/(кг·К);  $h_n$  – ентальпія пропану, що знаходиться в суміші, кДж/кг;  $d_n$  – відносна кількість пропану в суміші (газовміст), кг/кг<sub>пов.</sub>

В рівнянні (5) похідна  $\frac{d(d_n)}{dT}$ , що характеризує інтенсивність фазового переходу, залежить не тільки від умови  $p = const$ . На інтенсивність фазового переходу при постійному тиску буде впливати також додатковий параметр (в нашому випадку адіабатність процесу,  $s = const$ ). Завдяки цьому, в загальному випадку, теплоємність суміші, в якій відбувається фазовий перехід, є функцією процесу.

Так як температура в процесі змінюється  $dT \neq 0$ , то для того, щоб виконувалася рівність (3) необхідно, щоб в рівності (4) ефективна теплоємність суміші, що складається з повітря ( $c_p > 0$ ) та пропану, що випаровується  $\left( h_n \cdot \frac{d(d_n)}{dT} < 0 \right)$ , дорівнювала  $C_i = 0$ . З урахуванням рівності (5):

$$c_p = -h_n \cdot \frac{d(d_n)}{dT} \quad (6)$$

З фізичної точки зору це означає, що теплота на випаровування пропану повністю надходить від оточуючого повітря.

Отже, остаточно отримуємо:

$$\frac{d(d_n)}{dT} = -\frac{c_p}{h_n} \quad (7)$$

З рівняння (7) очевидно, що в адіабатно-ізобарному процесі ( $p = \text{const}$ ,  $s = \text{const}$ ) при подачі пропану в потік повітря ( $d(d_n) > 0$ ) температура може лише знижуватися ( $dT < 0$ ), тобто відбувається охолодження суміші.

Кількість тепла, що може бути витрачене на випаровування зрідженого пропану, залежить від теплоємності суміші в початковому стані. Тому можна прийняти, що  $c_p = c_{p1} = \text{const}$ . Ентальпію пропану (газу) в процесі випаровування в першому наближенні можна прийняти як середнє значення між початковим та кінцевим станом, тобто  $h_n = \frac{h_{n1} + h_{n2}}{2} = \bar{h}_n$ .

З урахуванням цього, розділивши змінні та проінтегрувавши вираз (7) отримуємо:

$$c_{p1} \cdot (t_1 - t_2) = \bar{h}_n \cdot (d_{n2} - d_{n1}) \quad (8)$$

Рівняння (8) встановлює зв'язок між зміною температури та вмістом газу (пропану) в суміші.

#### Особливості впорскування зрідженого пропану в потік повітря.

Якщо не враховувати теплообмін з навколишнім середовищем, то процес впорскування зрідженого пропану до впускного трубопроводу можна показати в діаграмі тиск-ентальпія (p-h діаграма) як відрізок AA<sub>1</sub>BC (див. рис.2).

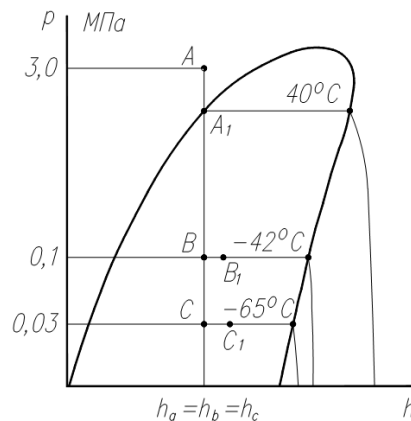


Рис.2 Процес впорскування зрідженого пропану в p-h діаграмі

Перед подачею на форсунку зріджений газ стискується, при цьому його параметри будуть відповідати точці А. Як відомо, процес розпилення через просту форсунку (дросель) наближено описується залежністю  $dH = \text{const}$ , тобто процес розпилення AA<sub>1</sub>B(C) проходить по ізентальпі. На рис.2 процес AA<sub>1</sub> – падіння тиску пропану в однофазному рідкому стані; A<sub>1</sub>B(A<sub>1</sub>C) – процес адіабатного випаровування пропану, перегрітого по відношенню до температури насичення при тиску у вхідному трубопроводі. Після виходу з форсунки відбувається різке падіння тиску до його значення у впускному трубопроводі (точка В). У зв'язку з тим, що точка В знаходиться в зоні вологої насиченої пари, зріджений газ на виході з сопла вибухово скипає [9-10], в результаті чого частина рідини переходить в газоподібний стан, а зріджений пропан різко охолоджується (спрацьоване падіння температури витрачається на зміну агрегатного стану). Далі утворені в процесі розпилення та вибухового скипання краплі пропану продовжують випаровуватися за рахунок охолодження повітря, що призводить до зміщення точки В(C) праворуч (в положення В<sub>1</sub> та С<sub>1</sub>).

Таким чином, формування заряду можна умовно поділити на два етапи: 1) впорскування та 2) випарного охолодження, яке описується рівнянням (8).

На першому етапі відбувається подача зрідженого газу через форсунку. В процесі вибухового скипання рідини частина зрідженого пропану переходить в газоподібний стан, в результаті чого відбувається стрімке охолодження рідкої фази. На другому етапі утворені краплі зрідженого пропану випаровуються за рахунок охолодження повітря.

#### Оцінка ступеня охолодження повітря в результаті впорскування зрідженого пропану.

Для пропану (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) стехіометричний склад паливоповітряної суміші складає 15,7 кг<sub>повітря</sub>/кг<sub>пропан</sub> [6, 11], тобто  $d_{n2} = 1/15,7 = 0,06$  кг<sub>пропан</sub>/кг<sub>повітря</sub>. Прийемо температуру та тиск зрідженого пропану на вході в форсунку відповідно  $t = 40$  °C,  $p \approx 30$  МПа (точка А на рис.2). Температуру навколишнього повітря прийемо 15°C, а  $\Delta T_{\text{від}} = 25$ °C. Тоді у впускному колекторі в зоні впорскування пропану  $t_1 = 40$ °C, а тиск

залежить від режиму роботи двигуна. Розглянемо два випадки впорскування палива: при повному навантаженні ( $p_{пов} \approx 1$  бар) та на режимі холостого ходу ( $p_{хх} \approx 0,3$  бар).

1. *Випадок*  $p_{пов} = 0,1$  МПа. З p-h діаграми [12] для прийнятих нами умов степінь сухості в кінці процесу впорскування дорівнює 0,45 (точка В, рис.2). Тобто 45% по масі зрідженого пропану (або 0,027 кг<sub>пропан</sub>/кг<sub>повітря</sub> для прийнятих нами даних) відразу перетворюється в газоподібний стан на виході з дросельного отвору форсунки. Цей процес відбувається за рахунок внутрішньої енергії пропану, в результаті чого решта 55% зрідженого пропану охолоджується приблизно до мінус 42 °С (температура фазового переходу для пропану при тиску 1 бар). Далі утворені в процесі впорскування краплі зрідженого пропану (55% по масі) випаровуються та приймають температуру суміші. Цей процес відбувається за рахунок відбору теплоти від потоку повітря.

В рівнянні (8) невідомими величинами є температура суміші в кінці процесу ( $t_2$ ) та середня ентальпія пропану в процесі ( $\bar{h}_n$ ), при цьому  $\bar{h}_n = f(p_2 = const, t_2)$  [6]. Приймаючи, що  $c_{p1} = 1$  кДж/кг отримуємо:

$$1 \cdot (40 - t_2) = \bar{h}_n \cdot (0,06 - 0,027)$$

Найпростіше таке рівняння розв'язується методом послідовних наближень. В результаті отримуємо  $t_2 = 22$  °С.

2. *Випадок*  $p_{пов} = 0,03$  МПа. З p-h діаграми [12] для прийнятих нами умов степінь сухості в кінці процесу впорскування дорівнює 0,55 (точка С, рис.2). Тоді рівняння (8) має вигляд:

$$1 \cdot (40 - t_2) = \bar{h}_n \cdot (0,06 - 0,033)$$

В результаті отримуємо  $t_2 = 25$  °С.

Зниження температури заряду суттєво впливає на коефіцієнт наповнення. Так, охолодження суміші на 20 градусів дозволяє збільшити наповнення циліндру приблизно на 5% [7]. Таким чином, застосування системи живлення з впорскуванням зрідженого пропану дозволяє без конструктивних змін двигуна покращити його енергетичні показники.

#### Висновки

1. Проведене аналітичне дослідження дозволяє розрахувати ступінь охолодження вхідного повітря при впорскуванні зрідженого пропану в впускний колектор ДВЗ, що є необхідною складовою при розробці та переобладнанні цих систем живлення.
2. Запропонована методика розрахунку дозволяє також розраховувати термодинамічні процеси сумішоутворення при впорскуванні зріджених газів безпосередньо до камери згорання ДВЗ.
3. Наведена методика розглядає процес як рівноважний. Питання впливу нестационарності реальних процесів буде розглянуто в наступних публікаціях.
4. Застосування системи живлення з впорскуванням зрідженого пропану дозволяє без конструктивних змін двигуна покращити наповнення його циліндрів на 4...5%, що призводить до росту потужності двигуна.

#### Список літератури

1. <http://www.vialle.nl/>
2. Lejda K. Problemy zasilania wtryskowego ciekłym LPG w silnikach o zapłonie iskrowym / K.Lejda, A. Jaworski // ARCHIWUM MOTORYZACJI. – 2009. – №1. – pp. 47-65.
3. Jaklinski P. The effect of LPG injector position on the SI engine operation / P.Jaklinski, L.Grabowski, M.Wendeker, J.Czarnigowski, P.Szczesny, G.Baranski, R.Sochaczewski // COMBUSTION ENGINES. – 2007. – №4(131). – pp.33-41.
4. Buczaj M. Kształtowanie się cen paliwa lpg oraz ich zmienność w porównaniu z paliwem U95 w latach 2002-2011 // TECHNIKA TRANSPORTU SZYNOWEGO. – 2012. – №5. – pp.1695-1702.
5. Lejda K. The effect of injection timing parameters for liquid LPG fuel on selected operating parameters of the internal combustion engine / K. Lejda, A. Jaworski, A.Ustrzycki // COMBUSTION ENGINES. – 2007. – №3(130). – pp.16-26.
6. Piątkowski P. Testing of Ecological Properties of Spark Ignition Engine Fed with LPG Mixture / P. Piątkowski, T. Bohdal. // Rocznik Ochrona Środowiska. – 2011. – T13. – pp.607-618.
7. Автомобильные двигатели / Под общ. ред. Ховаха М.С. – М.: Машиностроение. – 1967. – 496 с.
8. Михайловский Г.А. Термодинамические расчеты процессов парогазовых смесей. – М.:Машгиз. – 1962. – 184с.
9. Соломаха А.С. Експериментальне дослідження розпилення перегрітої води // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2013. – №1/8(61). – с.20-25
10. Дикий М.О. Тепломасообмін при випаровуванні крапель перегрітої води в повітряному потоці / М.О.Дикий, А.С.Соломаха., В.Г.Петренко // Водний транспорт. – 2013. – №2(17). – с.18-24.
11. Биков Г.О. Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції / Г.О.Биков, К.І.Капітанчук, М.С.Кулик, І.О. Орлов. – К.: Книжкове вид-во НАУ. – 2006. – 292с.

12. Стаскевич Н.Л. Справочник по сжиженным углеводородным газам / Н.Л.Стаскевич, Д.Я.Вигдорчик. – Л. Недра, 1986. – 543 с.

V. Petrenko, A. Solomakha, P. Barabash

National Technical University of Ukraine “Kyiv Polytechnic Institute”

**THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE PROCESS RELATED TO LIQUEFIED PROPANE INJECTION TO INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

*The paper is dedicated to a research into the process of liquefied gas injection to the inlet manifold of the internal combustion engine working on a steady-state mode from a perspective of classical thermodynamics. There has been developed a method for calculating the parameters of the gas-air mixture depending on initial parameters of air and liquefied petroleum gas – (LPG) at the engine inlet. The process of evaporation of liquefied propane, being injected to the inlet pipe of the internal combustion engine, has been reviewed. The influence of injected liquefied propane on the temperature of the charge and the cylinder filling, and therefore, on the engine energy performance has been shown. There have been done calculations for the two modes of the engine operation – full load and idle modes.*

**Key words:** internal combustion engine, liquefied petroleum gas (LPG), gas fuel system for ICE.

1. <http://www.vialle.nl/>
2. Lejda K. Problemy zasilania wtryskowego ciekłym LPG w silnikach o zapłonie iskrowym / K.Lejda, A. Jaworski // ARCHIWUM MOTORYZACJI. – 2009. – №1. – pp. 47-65.
3. Jaklinski P. The effect of LPG injector position on the SI engine operation / P.Jaklinski, L.Grabowski, M.Wendeker, J.Czarnigowski, P.Szczesny, G.Baranski, R.Sochaczewski // COMBUSTION ENGINES. – 2007. – №4(131). – pp.33-41.
4. Buczaj M. Kształtowanie się cen paliwa lpg oraz ich zmienność w porównaniu z paliwem U95 w latach 2002-2011 // TECHNIKA TRANSPORTU SZYNOWEGO. – 2012. – №5. – pp.1695-1702.
5. Lejda K. The effect of injection timing parameters for liquid LPG fuel on selected operating parameters of the internal combustion engine / K. Lejda, A. Jaworski, A.Ustrzycki // COMBUSTION ENGINES. – 2007. – №3(130). – pp.16-26.
6. Piątkowski P. Testing of Ecological Properties of Spark Ignition Engine Fed with LPG Mixture / P. Piątkowski, T. Bohdal. // Rocznik Ochrona Środowiska. – 2011. – T13. – pp.607-618.
7. Avtomobilniye dvigateli / Pod obsch. red. Khovakha M.C. – M.: Mashinostroeniye. – 1967. – 496 s.
8. Mikhayilovskiy G.A. Termodinamicheskiye rascheti protsessov parogazovikh smesey. – M.: Mashgiz. – 1962. – 184s.
9. Solomakha A.S. Eksperymentalne doslidzhennya rozpylennya peregritoyi vody // Skhidno-yeuropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. – 2013. – №1/8(61). – s.20-25.
10. Dikiy M.O. Teplomasoobmin pry vyparovuvanni krapel peregritoyi vody v povitryanomu pototsi / M.O. Dikiy, A.S. Solomakha, V.G. Petrenko // Vodnyi transport. – 2013. – №2(17). – s.18-24.
11. Bykov G.O. Avtomobilni gazonapovnyvalni kompresorni stantsiyi / G.O. Bukov, K.I. Kapitanchuk, M.S. Kulyk, I.O. Orlov. – K.: Knyzhkove vud-vo NAU. – 2006. – 292s.
12. Staskevich N.L. Spravochnik po szhizhennym uglevodorodnym gazam / N.L.Staskevich, D.Y. Vigdorchik. – L.: Nedra, 1986. – 543 s.

УДК 621.43.016.7

В.Г. Петренко, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

А.С. Соломаха, канд. техн. наук; П.О. Барабаш, канд. техн. наук, доцент

**Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»  
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА СЖИЖЕННОГО ПРОПАНА В  
ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

*Работа посвящена исследованию процесса впрыска сжиженного газа в впускной коллектор двигателя внутреннего сгорания на установившемся режиме работы с позиций классической термодинамики. Разработана методика расчета параметров газозооной смеси в зависимости от начальных параметров воздуха и сжиженного газа на входе в двигатель. Рассмотрен процесс испарения сжиженного пропана после его впрыска во впускной трубопровод двигателя внутреннего сгорания. Показано влияние впрыска сжиженного пропана на температуру заряда и на наполнение цилиндра и, соответственно, на энергетические показатели двигателя. Выполнен расчет для двух режимов работы двигателя - на полной нагрузке и в режиме холостого хода.*

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, сжиженный нефтяной газ, газовая система питания двигателя.

Надійшла 12.04.2015

Received 12.04.2015