

**В. О. ПИЛЬОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

**О. В. БІЛОГУБ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

**А. Ю. ФЕДОРОВ**, студент НТУ «ХПІ»

## **ВИБІР ГРАНИЧНИХ УМОВ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ В САПР**

Наведено результати досліджень температурного стану поршня середньообертового дизеля при завданні граничних умов теплообміну третього роду за різними методиками. Встановлена несуттєва різниця в отриманих результатах. Показано, що найбільш економічною є методика НТУ "ХПІ". Рекомендовано її використання при розробці нових та удосконаленні існуючих конструкцій поршнів.

**Ключові слова:** дизель, поршень, граничні умови, камера згоряння, температурний стан.

**Постановка проблеми.** Величинами, що найчастіше задають для задач, пов'язаних з розрахунком теплових полів деталей ДВЗ та подальшого аналізу їх температурного і теплонапруженого стану, є коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  і температура оточуючого середовища  $T_2$ . Ці граничні умови (ГУ) 3-го роду для поршнів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) суттєво, на порядки, відрізняються щодо окремих ділянок деталі. Традиційно ці ділянки підрозділяють на чотири зони (див. рис.), для яких приймають певні методики прогнозування коефіцієнту тепловіддачі і температури оточуючого середовища.

Для поверхонь окрім камери згоряння (КЗ) – це зони II, III та IV, вказані граничні умови є добре відомими та знайшли свого практичного поширення. Для визначення параметрів по поверхні КЗ – зона I, є декілька методик, що відрізняються об'єктом аналізу, кількістю факторів, що враховуються, підходами до їх урахування та, відповідно, економічністю отримання результату. При цьому основну проблему складає прогнозування коефіцієнту тепловіддачі.

Відповідно до сучасних концепцій гарантованого забезпечення ресурсної міцності деталей ДВЗ та їх проектування за показниками не гіршими, ніж у аналогів [1,2], для поршнів автомобільних бензинових двигунів ГУ 3-го роду щодо зони I розроблено, наприклад, в [3], для поршнів автотракторних дизелів – в [1]. Щодо середньообертових транспортних дизелів перспективних рівнів форсування завдання ГУ 3-го роду для зони КЗ поршня потребує свого обґрунтування. При цьому на початкових стадіях проектування поршнів в САПР достатнім є моделювання стаціонарного температурного стану деталі на певних характерних режимах експлуатації двигуна.

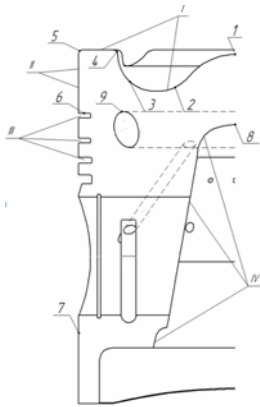


Рис. – Геометрична модель поршня середньообертового ДВЗ: 1-IV – основні зони завдання ГУ; 1-8 – основні зони контролю температурного стану.

Для прогнозування миттєвого в часі усередненого по поверхні КЗ коефіцієнту тепловіддачі найчастіше застосовують різноманітні полумпіричні  $\alpha$ -формули [4,5]. На цій основі з урахуванням, наприклад, робіт [3,6] можна встановити локальні по поверхні КЗ середньоциклові значення ГУ. Відомою також є методика визначення локальних по поверхні КЗ поршня середньоциклових значень ГУ 3-го роду, яка не потребує моделювання робочого процесу двигуна [1]. Таким чином, результат моделювання температурного стану поршня залежатиме від прийнятої моделі завдання ГУ.

**Мета та завдання дослідження.** Відповідно до виконаного аналізу проблеми метою дослідження є вибір найбільш ефективної методики прогнозування ГУ 3-го роду по поверхні КЗ поршня середньообертового дизеля для її застосування в САПР. Завданням дослідження є порівняння результатів моделювання температурного стану поршня при застосуванні відмінних поширених методик. За об'єкт моделювання прийнято поршень тепловозного дизеля 6ЧН21/21.

**Моделювання температурного стану поршня середньообертового дизеля.** В роботі розглянуто чотири варіанти моделювання температурного стану поршня, заснованих на використанні найбільш поширених методик отримання ГУ по поверхні КЗ. Для виконання роботи з використанням програмного комплексу «Дизель-РК» [7] було ідентифіковано робочий процес двигуна при чотирьох рівнях його форсування – 717 кВт, 750 кВт, 896 кВт та 916 кВт.

Варіант 1. Моделювання коефіцієнту тепловіддачі за формулою Вошні. Значення  $\alpha(\tau)$  узято безпосередньо з результатів обчислень робочого процесу.

Варіант 2. Визначення коефіцієнту тепловіддачі за формулою Ейхельберга [4, 5]:

**Аналіз публікацій.** Середні за тривалість робочого циклу ДВЗ та середні по поверхні КЗ величини коефіцієнту тепловіддачі та температури оточуючого поверхню КЗ середовища встановлюють за відомими формулами:

$$\alpha_z = \frac{1}{\tau_{ц}} \int_0^{\tau_{ц}} \alpha(\tau) d\tau; \quad (1)$$

$$T_z = \int_0^{\tau_{ц}} T_z(\tau) \alpha(\tau) d\tau / \int_0^{\tau_{ц}} \alpha(\tau) d\tau, \quad (2)$$

де  $\tau_{ц}$  – тривалість робочого циклу ДВЗ;

$\alpha(\tau), T_z(\tau)$  – функції миттєвих коефіцієнту тепловіддачі та температури робочого тіла в циліндрі ДВЗ, визначені на основі даних робочого процесу.

$$\alpha(\tau) = 2,44(pT)^{1/2} C_m^{1/3}, \quad (3)$$

де  $p$ ,  $T$  – відповідно поточні значення тиску і температури газу в циліндрі двигуна;

$C_m$  – середня швидкість поршня.

Варіант 3. Визначення коефіцієнту тепловіддачі за формулою Хохенберга [8]:

$$\alpha(\tau) = 130 \cdot V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.3996} (C_m + 1.4)^{0.8}, \quad (4)$$

де  $V$  – поточне значення об'єму циліндра.

Зрозуміло, що відмінність застосованих формул за варіантами обчислень 1-3 відповідно до (1),(2) приведе до відмінностей у середньоциклового значенні температури оточуючого середовища  $T_z$ .

Варіант 4. Моделювання ГУ за методикою НТУ "ХПІ" [1]:

$$\alpha = (a + bl + cl^2)(0,5 + 0,027N_n) \quad (5)$$

$$T_z = 760 + 9,756N_n, \quad (6)$$

де  $l$  – поточна координата похідної вогневої поверхні донця поршня, що відраховується від осі КЗ, мм;

$N_n$  – літрово потужність двигуна, кВт/л.

Видно, що методика (5),(6) не потребує моделювання робочого процесу та застосування виразів (1),(2). Однак, до сьогодні її достовірність перевірена щодо поршнів автотракторних дизелів при діаметрі циліндру до 150 мм.

В табл. 1 приведено значення середніх по поверхні КЗ поршня дизеля 6ЧН21/21 середньоциклового значень ГУ 3-го роду, що розраховані за вище переліченими модельними варіантами. В табл.2 відповідно до рис. надані значення температур в точках поршня 1, 2 і 4, що розраховані методом МКЕ при потужності дизеля 750 кВт. ГУ по зонам II-IV прийняті ідентичними. Тут параметр  $\delta$  характеризує відхилення температури в характерних точках КЗ від середнього значення, розрахованого по чотирьох методиках. Аналогічні дані отримано для усіх контрольних точок поршня та усіх розглянутих рівнів форсування двигуна.

Отримані результати свідчать, що знайдені ГУ мало відрізняються. Найбільше відхилення мають результати, отримані за формулою Хохенберга. Найменші відхилення результатів та енергоємність надає методика НТУ "ХПІ", що визначає її переваги при проектуванні поршня середньообертового дизеля за концепцією "не гірше, ніж за аналоги".

**Висновок.** Застосування методики НТУ «ХПІ» є найменш ресурсоємним підходом, що визначає її найбільш ефективне використання в САПР.

Таблиця 1 – Значення ГУ 3-го роду поверхні КЗ поршня середньообертового дизеля, розрахованих за різними методиками

Методика	Потужність двигуна, кВт							
	717		750		896		916	
	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К
Дизель-РК	0,509	992	0,526	995	0,596	981	0,629	1053
Эхейльберг	0,444	1090	0,454	1093	0,496	1083	0,510	1136
Хохенберг	0,577	1049	0,596	1052	0,683	1040	0,696	1102
НТУ "ХПІ"	0,482	1054	0,493	1060	0,538	1087	0,545	1091

Таблиця 2 – Температури поверхні КЗ в характерних точках, що розраховані за різними методиками

№ точки	Дизель-РК		Эхейльберг		Хохенберг		НТУ «ХПІ»	
	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\delta, \%$	$t, ^\circ\text{C}$	$\delta, \%$
1	292,5	3,9	299,2	1,6	323,6	6,4	301,6	0,9
2	248,0	3,1	252,3	1,4	269,6	5,3	254,1	0,8
4	320,7	3,0	327,2	1,1	346,3	4,7	328,7	0,6

**Список литературы:** 1. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 2. Белогуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А. В. Белогуб // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3. – С. 27-40. 3. Белогуб О. В. Исследование температурного поля поршня / О. В. Белогуб, Ю. О. Гусев, О. О. Зотов, А. Г. Щербина // Авиационно-космична техніка і технологія. – Харків: Нац. аерокосміч. ун-т «ХАІ». – 2002. – Вип. 31. – С. 120-123. 4. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія / В. Г. Дяченко. За ред. А.П. Марченка. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с. 5. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р. З. Кавтарадзе – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – 472 с. 6. Дьяченко Н. Х. К определению граничных условий при моделировании температурных полей в поршнях ДВС / Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, М. М. Бурин // Энергомашиностроение. – 1968. – №4. – С. 18-21. 7. Програмний комплекс «Дизель-РК». Режим доступу: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru>. 8. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p., P. 208-210.

Надійшла до редколегії 26.02.2013

УДК 621.436

**Вибір граничних умов для розрахунку температурного стану поршня дизеля в САПР / В. О. Пильов, О. В. Білогуб, А. Ю. Федоров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 111–114. – Бібліогр.: 8 назв.**

Приведены результаты исследований температурного состояния поршня среднее оборотного дизеля при задании граничных условий теплообмена третьего рода по разным методикам. Установлена несущественная разница в полученных результатах. Показано, что наиболее экономичной является методика НТУ "ХПИ". Рекомендуется ее использование при разработке новых и совершенствовании существующих конструкций поршней.

**Ключевые слова:** дизель, поршень, граничные условия, камера сгорания, температурное состояние.

The results of studies of the temperature of piston secondary rotating diesel when the task of boundary conditions of the third kind by different methods. Fixed minor difference in the obtained results. It is shown that the most economical is the technique of NTU "KHPI". We recommend that you use it when developing new and improving existing constructions of pistons.

**Keywords:** diesel, piston, boundary conditions, combustion chamber temperature condition.