

В.Т. ТУРЧИН, аспірант каф. ДВЗ НТУ «ХП» (м. Харків)

ОЦІНКА РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

На основі узагальненої функції бажаності виконано аналіз впливу коефіцієнту теплообміну в порожнині охолодження на температурний стан поршня швидкохідного дизеля. Визначено резерви підвищення ресурсної міцності поршня швидкохідного дизеля.

On the basis of the generalized function of desirability the analysis of influence coefficient heat exchange in a cooling gallery on a temperature condition of a high-speed diesel engine piston is executed. Reserves of increase of resource durability of a high-speed diesel engine piston are determined.

На сьогодні загальною є чітка тенденція збільшення потужності сучасних швидкохідних дизелів при збереженні масогабаритних показників, що, в свою чергу, веде до збільшення рівня форсування двигуна. Зростання рівня форсування дизеля супроводжується суттєвим збільшенням температур та термічних напружень в деталях камери згоряння (КЗ). Забезпечення ресурсної міцності деталей КЗ в цих умовах стає вкрай складною науково-технічною задачею, а доводка таких деталей вимагає значних часу і коштів. У зв'язку з наведеним загострюється актуальність оцінки резервів підвищення ресурсної міцності поршнів швидкохідних дизелів на стадії їх проектування.

Основним впливовим фактором, що визначає рівень ресурсної міцності поршня є температура в зоні кромки КЗ. Забезпечення припустимого рівня температур в поршнях швидкохідних дизелів при їх перспективному форсуванні в першу чергу здійснюють шляхом інтенсифікації теплообміну між поршнем та системою охолодження [1]. Найбільш ефективним засобом зниження температур є використання галерейного охолодження [2-4]. Слід враховувати, що при цьому виникає проблемна задача розташування порожнини охолодження, вибору її розмірів.

Значні труднощі оптимізації конструкції пов'язують з обов'язковим урахуванням моделі нестационарного навантаження двигунів в експлуатації та особливостями методики визначення руйнуючих пошкоджень в особливо термонавантаженої зоні поршня. При цьому в [5], наприклад, для дизеля трактора сільськогосподарського призначення визначено 8 перехідних процесів, що складають модель експлуатації, а за кожним процесом руйнуючі пошкодження розраховуються з кроком в часі, що є меншим за 0,1 хв. Ясно, що задача конструктивної оптимізації поршня за критерієм забезпечення заданого ресурсу є вкрай неекономічною. Для суттєвого підвищення економічності процедури оптимізації нами запропоновано використання узагальненої функції бажаності [6]

$$D_{\text{терм.}} = \sqrt[3]{d_{t_1} \cdot d_{\Delta_{1-2}} \cdot d_{t_3} \cdot d_n}; \quad (1)$$

$$d_{t_1} = \begin{cases} \exp[-\exp(1,5 - 0,01t_1)], & t_1 < 0,9t_{onm} \\ 0,8, & 0,9t_{onm} < t_1 < t_{onm} \\ \exp[-\exp(0,099 - 31,24)], & t_1 > t_{onm} \end{cases}, \quad (2)$$

$$d_{\Delta t_{1-2}} = \exp[-\exp(0,195\Delta t_{1-2} - 7,16)]; \quad (3)$$

$$d_{t_3} = \begin{cases} 1 - 80 \cdot (1 - t_3/t_{zp})^2, & t_3 < 0,9t_{zp} \\ 0,8, & 0,9t_{zp} < t_3 < t_{zp} \\ 1 - 2000 \cdot (1 - t_3/t_{zp}), & t_3 > t_{zp} \end{cases}; \quad (4)$$

$$d_n = \begin{cases} 1 - 80 \cdot (1 - t_n/t_{zp})^2, & t_n < 0,9t_{zp} \\ 0,8, & 0,9t_{zp} < t_n < t_{zp} \\ 1 - 2000 \cdot (1 - t_n/t_{zp}), & t_n > t_{zp} \end{cases}, \quad (5)$$

де t_1 – температура поршня в зоні кромки камери згоряння (КЗ), °C ;

Δt_{1-2} – теплоперепад температур між кромкою КЗ та периферійною зоною вогневої поверхні донця поршня, °C ;

t_3 – температура поршня в зоні верхнього поршневого кільця (ПК), °C ;

t_n – температура в зоні порожнини охолодження, °C ;

d_{t_1} , $d_{\Delta t_{1-2}}$, d_{t_3} , d_n – безрозмірні критерії (часткові функції бажаності) теплонапруженості поршня.

Тут критерії d_{t_1} та $d_{\Delta t_{1-2}}$ визначають рівень тривалої міцності кромки КЗ поршня, d_{t_3} – припустимий рівень температур в зоні ПК, а d_n – припустимий рівень температур в порожнині охолодження. Видно, що застосовано метод згортання чотирьох часткових критеріїв якості конструкції до єдиного скалярного критерію D , що враховує ресурсну міцність конструкції, яка розглядається.

Для забезпечення заданої ресурсної міцності кромки КЗ поршнів швидкохідних дизелів при їх перспективному форсуванні нами запропоновано нові конструкції, що дозволяють інтенсифікувати тепловідвід від поршня в охолоджуюче середовище.

У зв'язку з цим метою роботи є оцінка можливих резервів підвищення ресурсної міцності поршнів. Для досягнення цієї мети поставлено задачу аналізу впливу величини коефіцієнту теплообміну в масляній порожнині на рівень бажаності D для поршня форсованого двигуна для трактора сільськогосподарського призначення.

Задачу вирішено для поршня з порожниною охолодження дизеля 4ЧН12/14, діапазон форсування – 18...30 кВт/л. Оцінку теплонапруженості конструкції визначено при різних значеннях коефіцієнту теплообміну α в порожнині – 0,5...6 кВт/(м²·К).

В таблиці 1 наведено результати розрахунків температурного поля поршня для різних значень α при різних рівнях форсування дизеля. На рис.1 представлено оцінку бажаності D температурного стану для різних значень α . Оптимізація положення масляної порожнини для даних рис.1 за критерієм D нами виконана в [6].

Таблиця 1

Результати розрахунків температурного поля поршня дизеля 4ЧН12/14

N _л , кВт/л	$\alpha=0,5$ кВт/(м ² ·К)				$\alpha=1,5$ кВт/(м ² ·К)				$\alpha=2,5$ кВт/(м ² ·К)			
	Температура, °С				Температура, °С				Температура, °С			
	t ₁	Δt_{1-2}	t ₃	t _п	t ₁	Δt_{1-2}	t ₃	t _п	t ₁	Δt_{1-2}	t ₃	t _п
18	270	20	225	232	264	20	222	225	258	19	218	218
20	281	21	233	240	274	21	229	232	268	20	225	225
22	292	22	241	248	284	22	236	239	278	21	232	232
24	302	24	248	256	294	23	243	246	287	22	239	238
26	313	25	256	264	304	24	251	254	297	24	246	245
28	323	27	263	272	314	25	258	261	306	25	253	251
30	334	28	271	280	324	26	265	268	316	26	260	258
N _л , кВт/л	$\alpha=3$ кВт/(м ² ·К)				$\alpha=4$ кВт/(м ² ·К)				$\alpha=6$ кВт/(м ² ·К)			
	Температура, °С				Температура, °С				Температура, °С			
	t ₁	Δt_{1-2}	t ₃	t _п	t ₁	Δt_{1-2}	t ₃	t _п	t ₁	Δt_{1-2}	t ₃	t _п
18	257	19	217	217	253	18	214	212	246	17	211	205
20	266	20	224	223	262	19	221	218	255	18	217	210
22	275	21	231	229	271	20	228	224	264	19	223	215
24	285	22	238	235	280	21	234	230	272	21	229	220
26	294	24	244	242	289	23	241	235	281	22	236	225
28	304	25	251	248	298	24	247	241	289	24	242	230
30	313	26	258	254	307	25	254	247	298	25	248	235

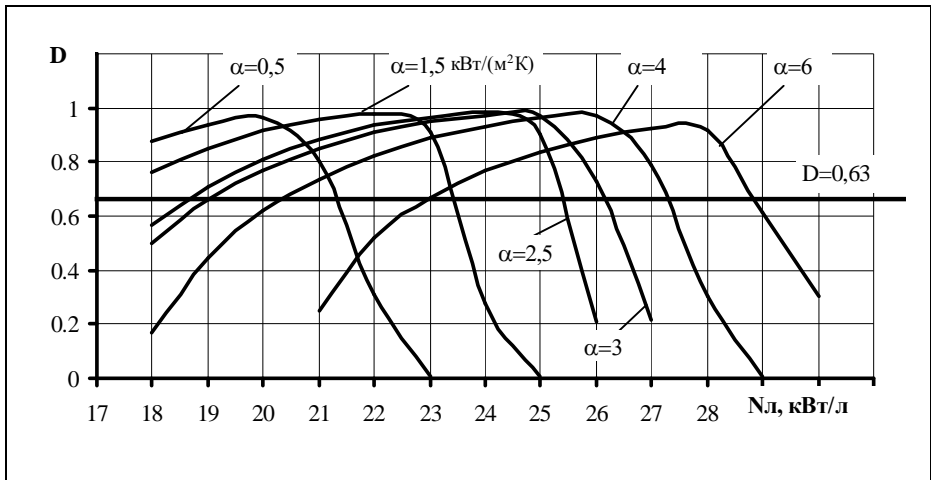


Рис. 1. Оцінка бажаності температурного стану поршня

З рис.1 видно, що для існуючих значень коефіцієнту теплообміну $\alpha = 0,5 - 2,5$ кВт/(м²·К) межа форсування дизеля досягається при $N_{л}=25,5$ кВт/л. Досягнення значень $\alpha = 4$ кВт/(м²·К) в порожнині дозволяє підняти рівень форсування на 10%, а при зростанні $\alpha = 6$ кВт/(м²·К) – на 15%.

Узагальнюючи наведені у роботі результати можна зробити висновок, що використання порожнин охолодження в поршнях швидкохідних дизелів в сукупності з пристроями, що дозволяють інтенсифікувати теплообмін в порожнині охолодження, являється ефективним засобом зниження теплонпруженості та забезпечення заданого ресурсу при перспективному форсуванні двигунів.

Список літератури: 1. Роземблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Hidehiko Kajiwara, Yukihoro Fujioka, Tatsuya Suzuki, Hideo Negishi. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines // JSAE. – Tokyo, Japan. – 2002. – P. 429-434. 3. Поршень для двигателя внутреннего сгорания, охлаждаемый маслом: А.с. SU 1686207 А1, МКИ F02F3/22 / Г.К.Кузнецов, Н.А. Иващенко, М.Д. Медведев, Т.Д. Медведева (СССР). – № 4757823/06, Заявлено 09.11.89; опубликовано 23.10.91., Бюл. №9. 4. Поршень двигателя внутреннего сгорания: А.с. SU 1560759 А1, МКИ F02F3/18 / А.Н. Гоц, С.В. Папонов, В.К. Фомин, Б.К. Балок (СССР). – № 4276636/25-06, Заявлено 06.07.87, опубликовано 30.04.90., Бюл. №16. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332 с. 6. В.Т. Турчин, В.О. Пильов, Л.П. Шевченко / Забезпечення ресурсної міцності поршнів перспективних високо форсованих дизелів // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 20. – С.102-104.

Поступила в редколлегию 03.07.07