ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА

УДК 621.43.016.4(031)

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІКИ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ГІЛЬЗИ ЦИЛІНДРІВ І ОХОЛОДНИКА ЗА НОМІНАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

Г.С. Гудз, професор, д.т.н., М.В. Глобчак, доцент, к.т.н., О.Й. Коцюмбас, асистент,
Національний університет «Львівська політехніка»

Анотація. *Досліджено вплив конструктивних параметрів гільзи циліндрів двигуна ЗМЗ-511.10 на її температурний режим за максимальної потужності комп'ютерним моделюванням.*

Ключові слова: *гільза циліндрів, ремонтний розмір, математична модель, граничні умови, квазіусталений режим.*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИКИ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРОВ И ОХЛАДИТЕЛЯ ПРИ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Г.С. Гудз, профессор, д.т.н., М.В. Глобчак, доцент, к.т.н., О.И. Коцюмбас,
ассистент, Национальный университет «Львовская политехника»

Аннотация. *Исследовано влияние конструктивных параметров гильзы цилиндров двигателя ЗМЗ-511.10 на ее температурный режим при максимальной мощности компьютерным моделированием.*

Ключевые слова: *гильза цилиндров, ремонтный размер, математическая модель, предельные условия, квазиустановившийся режим.*

DETERMINATION OF THERMAL STATE DYNAMICS OF CYLINDERS SLEEV AND COOLER AT NOMINAL OF AUTOMIBEILE ENGINE POWER

G. Hudz, Professor, Doctor of Technical Science, M. Hlobchak, Associate Professor,
Candidate of Technical Science, O. Kotsiumbas, Assistant,
Lviv Politechnic National University

Abstract. *The influence of constructive parameters of ЗМЗ-511.10 engine cylinder sleeve on its temperature mode of maximal power rate by computer modeling is investigated.*

Key words: *cylinder sleeve, repair size, mathematical model, extreme conditions, quasi – established mode.*

Вступ

У статті [1] визначено час переходу системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на квазіусталений тепловий режим роботи за мінімальних навантажень. Даний режим є найбільш несприятливим для довкілля. Доцільним є дослідження інших режимів роботи ДВЗ, зокрема за максимальної (номінальної) потужності.

Аналіз публікацій

Термодинамічні процеси у ДВЗ ґрунтовно висвітлено у працях [2-5], а вплив геометричних параметрів гільз на їх температурний

режим за мінімальних навантажень досліджено в роботі [1]. Тепловий стан гільзи ДВЗ за інших характерних режимів і геометричних параметрів практично не розглядався.

Мета та постановка задачі

Дослідити динаміку температурного стану охолоджувального середовища та гільз циліндрів номінального і ремонтного розмірів за номінальної потужності ДВЗ методом математичного моделювання.

Матеріали і результати дослідження

Динаміка зміни температурних полів та процеси тепломасопереносу у складних об'єктах з розподіленими параметрами описується системою рівнянь у часткових похідних

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda_1(x,y,z,t)\frac{\partial t}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\lambda_1(x,y,z,t)\frac{\partial t}{\partial y}\right]+ \\ +\frac{\partial}{\partial z}\left[\lambda_1(x,y,z,t)\frac{\partial t}{\partial z}\right]+q(x,y,z)=c_1\rho_1\frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda_2(x,y,z,t)\frac{\partial t}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\lambda_2(x,y,z,t)\frac{\partial t}{\partial y}\right]+ \\ +\frac{\partial}{\partial z}\left[\lambda_2(x,y,z,t)\frac{\partial t}{\partial z}\right]=c_2\rho_2\frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (2)$$

де індекси $i=1,2$ відповідають: $i=1$ – матеріалу циліндра (1), $i=2$ – охолоджувальному середовищу (2); $\lambda_i(x,y,z,t),(i=1,2)$ – коефіцієнти теплопровідності; $q(x,y,z)$ – густина теплового потоку; $c_i(x,y,z,t)\cdot\rho_i(x,y,z,t)$, $(i=1,2)$ – об'ємна теплоємність; t – температура; τ – час; x,y,z – поточні координати.

Як і для розв'язку задачі в роботі [1], в цьому випадку для дослідження використано програмний комплекс із заданням відповідних для даних режимів початкових та граничних умов [5].

Для визначення густини теплового потоку, тобто граничних умов другого роду (ГУ-2) на внутрішній поверхні циліндра, було проведено тепловий розрахунок двигуна ЗМЗ-511.10 на режимі холостого ходу та режимах, що відповідають максимальному обертовому моменту та номінальній потужності, за методикою [6].

В результаті розрахунку визначено складові теплового балансу [1]:

$$Q=Q_{\text{е}}+Q_{\text{ох}}+Q_{\text{вг}}+Q_{\text{нз}}+Q_{\text{ол}}+Q_{\text{з}}, \quad (3)$$

де Q – теплота згоряння витраченого палива; $Q_{\text{е}}$ – теплота, еквівалентна ефективній роботі; $Q_{\text{ох}}$ – теплота, відведена охолоджувальним середовищем; $Q_{\text{вг}}$ – теплота, що виноситься відпрацьованими газами; $Q_{\text{нз}}$ – теплота, втрачена внаслідок неповного згоряння палива; $Q_{\text{ол}}$ – теплота, відведена оливою; $Q_{\text{з}}$ – теплота, не врахована складовими теплового балансу.

Числові значення складових теплового балансу зведено в табл. 1, а відсоткові – показано на рис. 1.

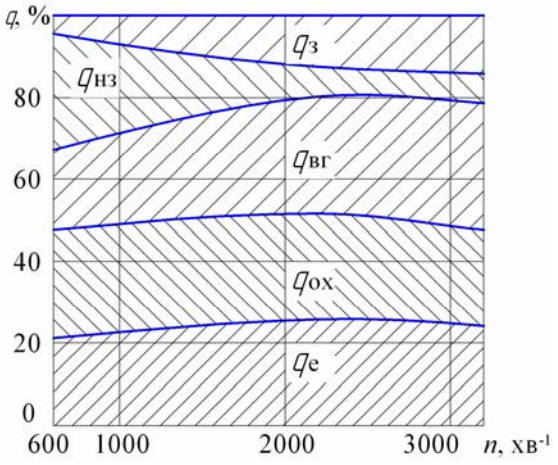


Рис. 1. Відсоткові складові теплового балансу

Таблиця 1 Складові теплового балансу

Частота обертання колінчатого вала n, хв$^{-1}$	Складові, кВт					Загальна кількість теплоти Q, кВт
	$Q_{\text{е}}$	$Q_{\text{ох}}$	$Q_{\text{вг}}$	$Q_{\text{нз}}$	$Q_{\text{з}}$	
600	17,23	21,55	16,03	22,98	3,64	81,43
2200	65,36	65,31	72,89	17,88	31,96	253,4
3200	84,71	82,39	108,84	24,74	50	350,68

За результатами подальших розрахунків отримано середні густини теплових потоків, які становлять: при холостому ході $q_1 = 48{,}8$ кВт/м^2, за номінальною потужністю $q_2 = 186{,}6$ кВт/м^2. Максимальна густина теплового потоку розподілена по висоті циліндра за законом [1, 3] (рис. 2).

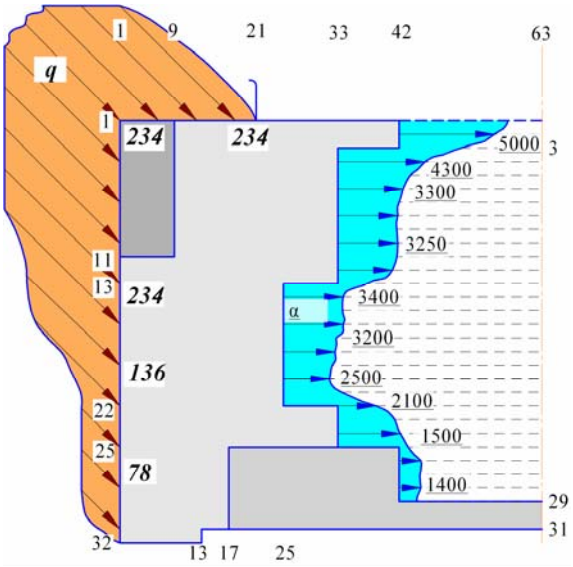


Рис. 2. Граничні умови для розв'язку задачі з позначеннями: 234 – густина теплового потоку, кВт/м^2, 3200 – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м$^2\cdot$град); цифрами по периферії моделі позначено координати вузлів

Оцінку інтенсивності теплообміну між зовнішньою поверхнею гільзи й охолоджувальним середовищем (ГУ-3) проведено у два етапи: на початку процесу, для випадку відсутності поверхневого кипіння – за методикою та формулою Г.Б. Розенбліта, використаною в роботі [1]; далі – за критеріальною залежністю для визначення коефіцієнтів тепловіддачі α, запропонованою А.К. Костіним [3] та узгодженою з даними інших літературних джерел [2, 7]

$$\alpha = \mathrm{Nu}\cdot\lambda_2/(d_{\min}), \qquad (4)$$

де Nu – критерій Нусельта для гільзи циліндра

$$\mathrm{Nu} = 0{,}012K_{\phi}^{0,4}(\mathrm{Pe}'')^{0,7}\left(\frac{d_e}{d_1}\right)^{0,35}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{0,5}\mathrm{Pr}^{0,3}; \qquad (5)$$

$d_{\min}$ – визначальний розмір (мінімальний діаметр парової бульбашки), $d_{\min} = 4\sigma T_s/(r\rho''\Delta T_s)$; $\sigma \approx 0{,}0589$ Н/м – поверхневий натяг [6]; T_s – температура стінки, $\Delta T_s = T_s - T_{\text{ox}}$, T_{ox} – середня температура охолодника (визначальна температура); $r \approx 2{,}26\cdot10^6$ Дж/кг – прихована питома теплота пароутворення [6]; $\rho'' \approx 0{,}6$ кг/м^3 – густина пари охолодника; K_{ϕ} – критерій фазового перетворення, $K_{\phi} = r/[(T_s - T_{\text{ox}})c_p]$; $c_p = 4200$ Дж/(кг$\cdot$К) – теплоємність охолодника; Pe″ – критерій Пекле для процесу кипіння, $\mathrm{Pe}'' = qd_{\min}/(r\rho''a)$; $a = 1{,}66\cdot10^{-7}$ м^2/с – коефіцієнт температуропровідності охолодника; d_1 – внутрішній діаметр сорочки охолодження; d_e – еквівалентний діаметр, що складає подвоєну товщину шару охолодника; p, p_0 – відповідно тиск в системі охолодження і барометричний тиск; $\mathrm{Pr} \approx 1{,}75$ – критерій Прандтля.

Слід зазначити, що загальний час проведення випробувань формувався двома складовими, а саме: перша – мінімальними густинами теплового потоку q, коефіцієнтами тепловіддачі α та відповідним часовим кроком $\Delta\tau$ [1] впродовж $\tau = 30$ с; друга – максимальними величинами q та α, отриманими за залежностями (4) та (5), а також кроком $\Delta\tau = 0{,}0375$ с, що відповідає одному циклу (двом обертам) колінчатого вала на режимі номінальної потужності ($n = 3200$ хв$^{-1}$).

Отримані значення максимальних густин теплових потоків та коефіцієнта тепловіддачі після $\tau = 30$ с показано на схемі теплообміну на поверхнях гільзи циліндрів (рис. 2).

В результаті моделювання процесу отримано нестаціонарне температурне поле гільзи та охолодника, фрагмент зміни якого для характерних вузлів створеної моделі наведено на рис. 3.

З розгляду рис. 3 можна констатувати, що різниця є несуттєвою як між температурами зовнішньої поверхні гільзи номінального та ремонтного розмірів (максимум 3–4°), так і за часом її прогрівання. Слід відзначити значне відставання в часі прогрівання охолодника від гільзи внаслідок їх різних теплофізичних параметрів.

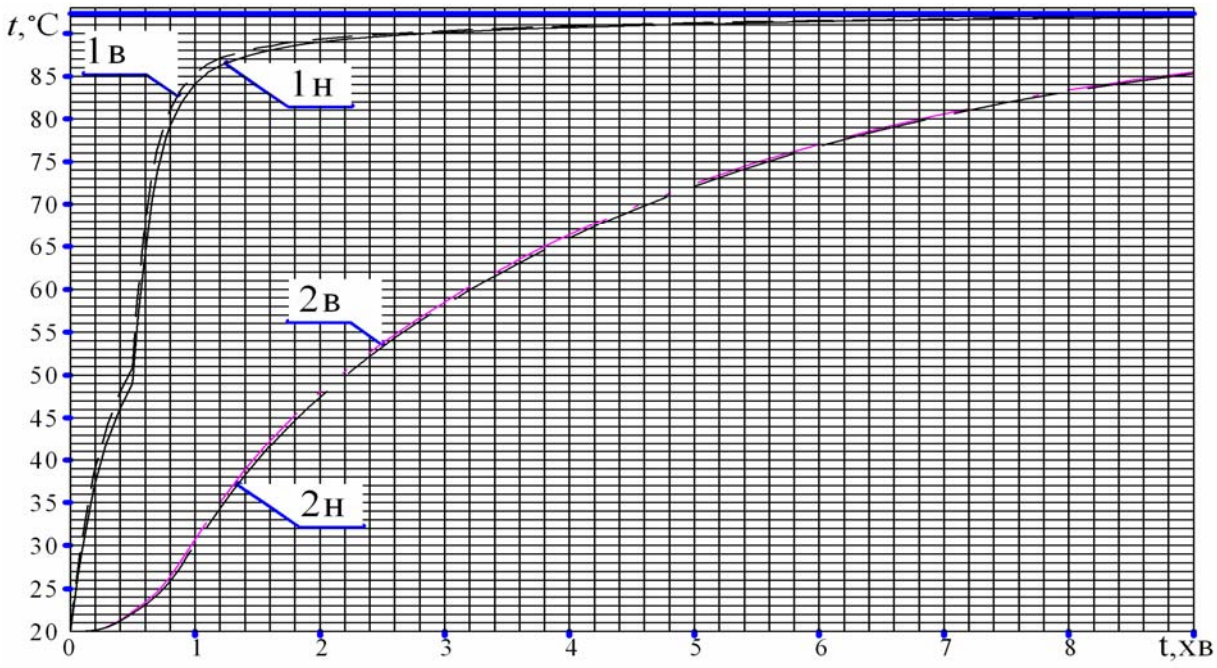


Рис. 3. Зміна температури поверхні гільзи (1) та охолодника (2) від часу за максимальних навантажень для: н, в – відповідно гільзи номінального та ремонтного розмірів

Висновок

Методом математичного моделювання отримано результати динаміки теплового стану гільз циліндрів і охолодника ДВЗ за мінімальних та максимальних параметрів: навантажень, умов тепловіддачі та регламентованих ремонтних розмірів гільз циліндрів. Це дозволить надалі системно підійти до досліджень комплексного впливу вказаних чинників на час переходу ДВЗ на квазіусталений тепловий режим.

Література

1. Гудз Г.С. Визначення температурних полів та часу досягнення стабілізації теплового стану гільзи циліндрів і охолодника / Г.С. Гудз, М.В. Глобчак, О.Й. Коцюмбас // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ. – 2010. – № 6 (148). С. 110–113.
2. Дьяченко Н.Х. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей / Н.Х. Дьяченко, С.Н. Дашков, А.К. Костин, М.М. Бурин ; под ред. С.Н. Дашкова. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 248 с.
3. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И Михайлов ; под ред. А.К. Костина. – Ленинград : Машиностроение, 1979. – 222 с.
4. Мищенко Н.И. Расчет параметров во впускном трубопроводе бензинового двигателя с различными способами регулирования нагрузки и степени сжатия / Н.И. Мищенко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – Луганськ. – 2008. – № 7 (125), ч. 2. – С. 79–84.
5. Сиволапов В.А. Исследование процессов теплопередачи в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания / В.А. Сиволапов, А.Г. Тарапон // Моделювання та інформаційні технології : зб. наук. праць. – К. : ІПМЕ НАН України. – 2000. – Вип. 3. – С. 10–15.
6. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонтов, В.В. Клементьев ; под ред. Б. А. Шароглазова. – Челябинск : Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.

Рецензент: А.В. Бажинов, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 12 серпня 2010 р.