

**Химченко Акрадий Васильевич** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Автомобильный транспорт» АДИ ДонНТУ, Україна, e-mail: himch\_arkady@ukr.net.

**Мишин Дмитрий Геннадьевич** – ассистент кафедри «СДМ и ДМ» АДИ ДонНТУ, Україна, e-mail: awcmit@gmail.com.

**Бузов Артур Валерьевич** – магистр, факультет «Автомобильный транспорт», АДИ ДонНТУ, Україна, e-mail: buzov.artur@gmail.com.

### СНИЖЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ С ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ НА РЕЖИМАХ ЧАСТИЧНОГО НАГРУЖЕНИЯ

*А.В. Химченко, Д.Г. Мишин, А.В. Бузов*

Рассмотрена необходимость использования системы отключения цилиндров на режимах частичной нагрузки, варианты отключения и проблемы, возникающие при этом. Разработана методика и программа расчета параметров бензинового двигателя внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным (КШМ) или кривошипно-кулисным механизмом (ККМ), которая позволяет имитировать работу в ряде последовательных циклов при отключении части цилиндров. Расчетно-теоретически определено изменение уровня неравномерности крутящего момента двигателя во время отключения цилиндров, предложен принцип управления отключением цилиндров. Установлено, что в двигателе с ККМ неравномерность среднего крутящего момента на 15 ... 20% меньше, чем в двигателе с КШМ, а индивидуальная регулировка мощности в отдельных цилиндрах при отключении позволяет существенно снизить колебания крутящего момента двигателя и уменьшить его неравномерность в 10...11 раз.

### REDUCING IRREGULARITY OF TORQUE OF MODULAR ENGINE WITH DISABLING CYLINDERS SYSTEM ON PARTIAL LOAD

*A.V. Himchenko, D.G. Mishin, A.V. Buzov*

We consider the need for a disabling cylinders system on partial load and the problems arising from this. The program for calculating the parameters and the method of calculating for gasoline internal combustion engine with a crankshaft or crank-rocker mechanism was developed, that's allow to simulate work in a number of successive cycles with disabling cylinders. The principle of controlling circuit cylinders has been proposed. Founded that engine with crank-rocker mechanism unevenness average torque of 15 ... 20% less than at engine with a crankshaft, and individual power control for disabling cylinders system can significantly reduce of engine torque fluctuations and reduce its unevenness 10...11 times.

УДК 621.43.056

**М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов**

### ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У ПОРШНЕВОМУ ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

*Наведено результати досліджень втрат на тертя та газообмін в двох чотиритактних бензинових двигунах внутрішнього згорання – класичному та безшатунному. Повідомляється, що механічні втрати в групі кривошипно-кулісного механізму безшатунного двигуна на 30...40 % більше, ніж в кривошипно-шатунному механізмі класичного ДВЗ. Однак загальні механічні втрати в безшатунному двигуні менше на 20...35 % у порівнянні з класичним ДВЗ завдяки відсутності в безшатунному двигуні бічного переміщення поршня. Дослідження показали, що більш високий рівень втрат на газообмін (на 1...8 %) відноситься до безшатунного двигуна.*

#### Вступ

Однією з тенденцій розвитку сучасних поршневих ДВЗ є підвищення ступеня стиску і частоти обертання колінчастого вала, застосування нетрадиційних способів регулювання навантаження (Аткінсона, Міллера, Т.Ма), розробка принципово нових конструкцій двигунів, наприклад, з відключенням циліндрів, з використанням замість класичного кривошипно-шатунного механізму (КШМ) інших видів силового механізму (траверсного, кривошипно-кулісного тощо), що обумовлює більш високий

їх ККД. Це особливо призводить до зміни складових механічних втрат - втрат на тертя, газообмін і привід допоміжних механізмів.

У АДИ ДонНТУ виконані порівняльні дослідження механічних втрат чотиритактних двигунів: класичному з КШМ і безшатунному з кривошипно-кулісним механізмом (ККМ). У роботі наведені деякі результати визначення основних джерел втрат на тертя, а також втрат енергії палива на газообмін.

### Мета роботи

Механічні втрати в ДВЗ можуть бути визначені експериментально або теоретично. Теоретичні методи в даний час розроблені недостатньо з наступних причин: по-перше, в такій складній машині, як ДВЗ, тертя в змащувальних вузлах носить неоднозначний характер, що істотно ускладнює математичний опис цього процесу, особливо на різних режимах роботи двигуна. По-друге, математична модель лише в першому наближенні описує умови змащення і тертя, що пов'язано з недостатньою вивченістю і складністю тертя в ДВЗ, особливо поршнів і кілець.

Метою даної роботи є визначення в умовах натурального експерименту структурних складових механічних втрат у ДВЗ та складання емпіричних рівнянь цих механічних втрат.

### Методика досліджень механічних втрат

Втрати тиску на газообмін визначались розрахунковим методом за допомогою математичної моделі, а інші складові та сумарні втрати тиску отримано експериментально.

У задачі експериментів входило вимір складових механічних втрат – поршня, поршневих кілець та колінчастого вала при різних режимах роботи двигуна, а також залежно від зазору між поршнем і циліндром.

Для експериментального визначення механічних втрат застосовувався широко використовуваний метод прокрутки колінчастого вала непрацюючого двигуна з приводом від балансиної електричної машини.

Дослідження проводились в лабораторії ДВЗ АДІ ДонНТУ на двох одноциліндрових двигунах – з КШМ і безшатуному з ККМ [1]. Двигуни чотири тактні, двоклапанні з верхнім розташуванням клапанів, мають діаметр циліндра 52 мм, хід поршня 38 мм, зазор між поршнем і циліндром 0,05 мм. Для змащення застосовувалось масло Леол Ультра 5W-40.

Експериментальні дослідження складових механічних втрат проводилися в наступній послідовності: а) вимір сумарних втрат на тертя; б) вимір втрат на тертя в окремих деталях і вузлах шляхом послідовного вимикання їх з роботи – відключення механізму газорозподілу потім почергове зняття верхнього і нижнього ущільнювальних кілець, маслоз'ємного кільця, поршня й шатуна (або куліси в безшатуному двигуні).

Безшатуний ДВЗ достатньо докладно описаний у роботі [1]. Він являє собою двовальний поршневий двигун з ККМ, в якому зусилля від поршня 1 (рис.1) передається на колінчасті вали 2 через

шток 3 та кулісу 4, виконану у вигляді замкнутої рамки.

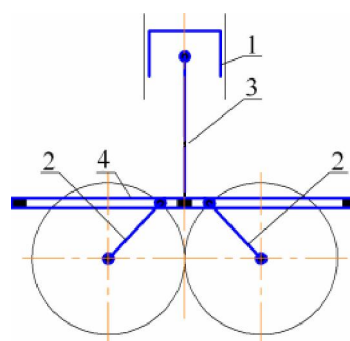


Рис. 1. Схема безшатуного двигуна

Загальна методика досліджень механічних втрат передбачає розробку емпіричних формул на підставі даних експериментів та одержання оцінки внесків складових механічних втрат на показники двигуна в цілому.

У класичному та безшатуному ДВЗ застосовувався серійний комплект поршневих кілець від двигуна Briggs (США), що складається із двох ущільнювальних кілець і маслоз'ємного кільця, яке представляє собою коробчасте прорізне кільце зі збіжними фасками, хромовим покриттям і витим пружинним розширювачем.

В експериментах на непрацюючих двигунах температура стінок циліндра підтримувалася в заданому інтервалі температур за допомогою ніхромової спіралі, намотаної на циліндр і підключеної до джерела постійного струму напругою 30В.

Спіраль має електричну ізоляцію від циліндра за допомогою керамічних ізоляторів у вигляді бусинок.

Температура циліндра контролювалася за допомогою хромель-копелевої термомпари, установленної в середній по висоті частині циліндра.

У двигунах застосована незалежна система для змащення підшипників колінчастого вала й регулювання температури масла від 40 до 120°C.

### Результати досліджень

**Газообмін.** В табл.1 та на рис.2 приведено порівняння насосних втрат  $p_{нас}$  класичного та безшатуного двигунів.

Як видно, насосні втрати в безшатуному двигуні дещо вище, ніж в класичному, причому з підвищенням частоти обертання колінчастого вала  $n$  різниця  $p_{нас}$  в цих ДВЗ збільшується по мірі відкриття дросельної заслінки  $\phi_{др}$  і при номінальному режимі ( $\phi_{др} = 100\%$ ,  $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ ) ця різниця складає приблизно 8%. Причиною цього, напевно, є неузгодженість кінематики поршня безшатуного двигуна з фазами газорозподілу і характеристикою

підйому клапанів, які було прийнято такими ж, як і в класичному ДВЗ.

Таблиця 1. Насосні втрати в двигунах

Ф <sub>др</sub> , %	n, хв <sup>-1</sup>	Тиск насосних втрат, p <sub>нас</sub> (МПа)		Δp <sub>нас</sub> , %
		Класичний двигун	Безшатунний двигун	
30	1000	0,0221	0,0223	0,998
	2700	0,0444	0,0447	0,58
	4000	0,0475	0,0479	0,033
	5400	0,0749	0,0737	0,048
50	1000	0,0127	0,0131	2,6
	2700	0,0321	0,033	2,98
	4000	0,0475	0,0479	0,041
	5400	0,0629	0,0618	0,15
80	1000	0,0106	0,0111	4,5
	2700	0,0255	0,0271	6,2
	4000	0,04	0,0416	0,17
	5400	0,0565	0,0575	0,34
100	1000	0,0107	0,0113	5,52
	2700	0,0257	0,0275	6,86
	4000	0,0402	0,0423	0,31
	5400	0,0577	0,0593	0,47

Слід відмітити, що отримані величини насосних втрат є декілька завищеними оскільки, як стверджує Г. Рікардо [2], при непрацюючому двигуні на випуску відсутня кінетична енергія, що використовується для очищення циліндра.

**Поршень.** Як відомо, втрати на тертя поршня p<sub>п</sub> залежать від швидкості поршня, зазору в циліндропоршневій групі, температури масла, конструкції поршня (висоти, овальності й бочкоподібності робочої поверхні) і т.д.

На основі системного аналізу літературних даних [3, 4, 5, 6], а також результатів експериментів, отриманих авторами, установлена залежність втрат тиску на тертя поршня від його швидкості й зазору між поршнем і циліндром у наступному виді

$$p_p = K \cdot p_{пN} \left( \frac{c_m}{c_{mN}} \right)^a, \quad (1)$$

де p<sub>пN</sub> – середній тиск втрат на тертя поршня при номінальній частоті обертання колінчастого вала, МПа; c<sub>m</sub>, c<sub>mN</sub> – середня швидкість поршня при частоті обертання n і n<sub>N</sub>, відповідно, м/с; a – змінний показник ступеня; K = 1 – для класичного двигуна, K = 0,35 – для безшатунного двигуна.

Величини, що входять у рівняння (1), визначаються з виражень

$$\left. \begin{aligned} a &= 1,45 + 5\Delta \quad \text{при } \Delta \leq 0,05 \text{ мм;} \\ a &= 0,2 + 30\Delta \quad \text{при } 0,05 \leq \Delta \leq 0,06 \text{ мм;} \\ a &= 2,6 - 10\Delta \quad \text{при } \Delta \geq 0,06 \text{ мм;} \end{aligned} \right\} (2)$$

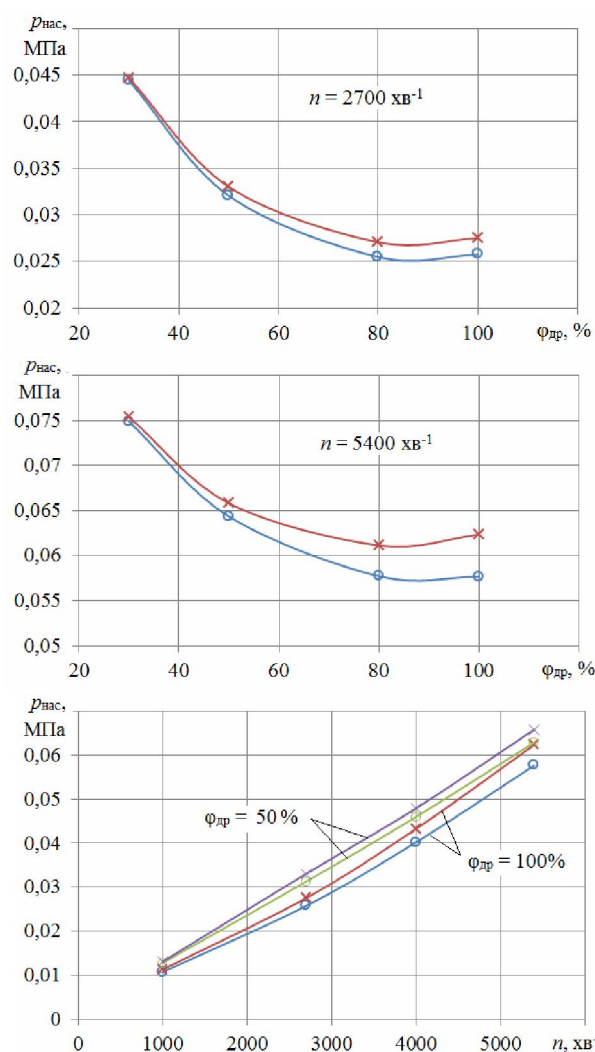


Рис. 2. Насосні втрати:

о – класичний двигун; х – безшатунний двигун

$$\left. \begin{aligned} p_{пN} &= 0,036 - 2\Delta \quad \text{при } \Delta \leq 0,05 \text{ мм;} \\ p_{пN} &= 0,0135 + 0,25\Delta \quad \text{при } \Delta \geq 0,05 \text{ мм;} \end{aligned} \right\} (3)$$

де Δ – зазор між поршнем і циліндром, мм.

Величина c<sub>mN</sub> у розрахунках може бути прийнята рівною c<sub>mN</sub> = 12 м/с.

На рис.3 показаний вплив зазору Δ на середній тиск втрат на тертя поршня.

**Поршневі кільця.** Втрати на тертя першого й другого ущільнювальних кілець p<sub>к1</sub> і p<sub>к2</sub> мають приблизно однаковий рівень. У маслос'ємного кільця втрати на тертя p<sub>км</sub> значно більше, ніж ущільнювального й залежать, у першу чергу, від тангенціального зусилля кільця.

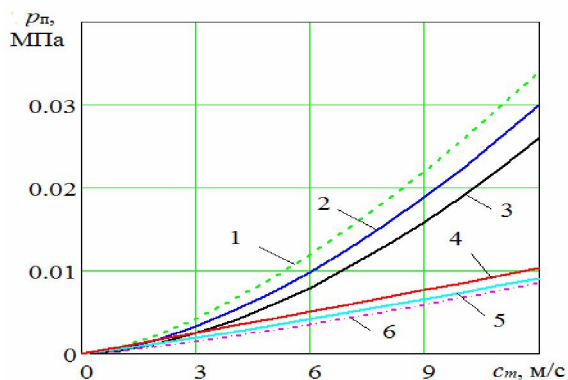


Рис.3. Залежність середнього тиску втрат на тертя поршня від зазору та швидкості поршня: 1, 2, 3 – класичний двигун (зазор - 0,01, 0,03 та 0,05 мм відповідно); 4, 5, 6 – безшатунний двигун (зазор - 0,01, 0,03 та 0,05 мм відповідно)

Характер зміни втрат на тертя поршневих кілець приблизно однаковий і описується наступними емпіричними залежностями:

$$\left. \begin{aligned} p_{к1} &= B \cdot (P_A - P_1 (c_A - c_m)^{p_1}) \quad \text{при } c_m \leq c_A; \\ p_{к1} &= B \cdot (P_A - P_2 (c_m - c_A)^{p_2}) \quad \text{при } c_m > c_A, \end{aligned} \right\} (4)$$

де  $P_A = 6,75 \cdot 10^{-3}$ ;  $c_A = 10,5$ ;  $p_1 = 1,5$ ;  $p_2 = 1,6$ ;  $B = 1$  – для класичного двигуна;  $B = 0,7$  – для безшатунного двигуна;

$$P_1 = \frac{P_A}{c_A^{p_1}}; P_2 = \frac{P_A - P_B}{(c_B - c_A)^{p_2}}; c_B = 14; P_B = 5,9 \cdot 10^{-3};$$

– для другого ущільнювального кільця

$$p_{к2} = (0,9 \dots 0,95) p_{к1};$$

– для маслоз'ємного кільця

$$p_{км} = (1,4 \dots 1,6) p_{к1}.$$

Втрати на тертя ущільнювального кільця залежать від швидкості поршня, як показано на рис.4.

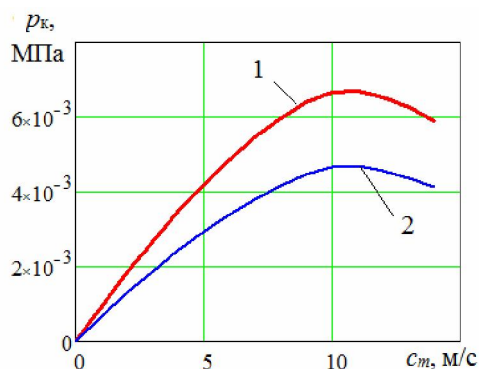


Рис.4. Зміна втрат на тертя першого ущільнювального кільця: 1 – класичний двигун; 2 – безшатунний двигун

Як видно, при  $c_m > 10,2$  м/с спостерігається зниження втрат на тертя, що пояснюється спливанням кільця на масляній плівці.

**Колінчастий вал.** Тут розглядаються втрати на тертя в опорах вала і його ущільненнях.

Середній тиск втрат на тертя колінчастого вала  $p_{кв}$  визначається за емпіричною формулою

$$p_{кв} = 4,49 \cdot 10^{-7} n \ln n.$$

На рис.5 представлено залежність  $p_{кв}$  від частоти обертання колінчастого вала.

Наведені порівняльні випробування свідчать, що за інших рівних умов загальні механічні втрати в безшатунному двигуні на 25...35 % менші, ніж в класичному, хоча втрати на тертя ККМ (два колінчастих вала, плюс дві синхронізуючі шестерні, плюс два повзуна, що переміщуються у напрямних куліси) більше на 30...40 % у порівнянні з втратами КШМ.

Ця особливість пов'язана з тим, що в безшатунному ДВЗ набагато менші втрати на тертя в парах: «поршень – циліндр» та «поршень – поршневе кільце – циліндр» внаслідок відсутності знакозмінної радіальної сили, що викликає динамічні навантаження поршня і кілець на стінку циліндра.

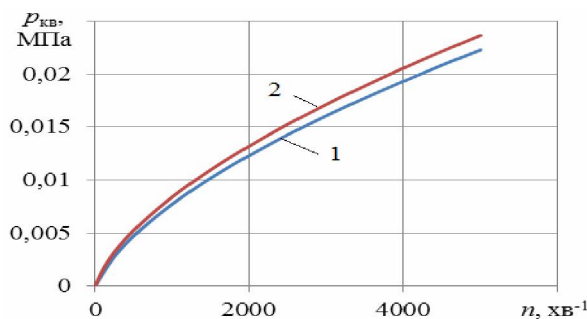


Рис.5. Втрати на тертя колінчастого вала: 1 – класичний двигун; 2 – безшатунний двигун (два вала)

Тут втрати на тертя знижуються не лише за рахунок відсутності контакту поршня, але й у зв'язку з кращими умовами режимів тертя поршня і особливо поршневих кілець (гідродинамічного, змішаного). Крім того, відсутність радіального переміщення поршня, завдяки ККМ, виключає силу тертя між кільцем і канавкою поршня.

### Висновки

1. Одержані на основі експериментальних даних емпіричні залежності відображають закономірності протікання складових механічних втрат у ДВЗ і підтверджуються статистичними даними сучасних автомобільних двигунів.

2. При використанні результатів даної роботи в математичній моделі втрат тертя у ДВЗ слід ураховувати залежність цих втрат від температури масла й стінок циліндра.

3. У безшатунному двигуні складові механічних втрат, особливо газообміну й тертя в поршневій групі і кривошипно-кулісному механізмі, дотепер не вивчені. Тому для розробки конструктивних заходів і створення теоретичної бази по зниженню механічних втрат безшатунного двигуна необхідна постановка широких досліджень складових механічних втрат, у тому числі й втрат на привід допоміжних механізмів.

#### **Список літератури:**

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с. 2. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Г.Р. Рикардо. – Машигиз, 1960. – 412 с. 3. Uras H.M. Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction / H.M. Uras, D.J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1987. – №. 870088, 11 pp. 4. Uras H. M. Measurement of piston and ring assembly friction instantaneous JMEP method / H. M. Uras, Donald J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1983. – № 830416. – 14 pp. 5. Betz Gebhard Untersuchungen zur Reibleistung der Kolben-gruppe / Betz Gebhard, Zellbeck Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1986. – 47, № 10. – 433–437.

urement of piston and ring assembly friction instantaneous JMEP method / H. M. Uras, Donald J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1983. – № 830416. – 14 pp. 5. Betz Gebhard Untersuchungen zur Reibleistung der Kolben-gruppe / Betz Gebhard, Zellbeck Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1986. – 47, № 10. – 433–437.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Mishhenko N.I. Netradicionnye malorazmernye dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 2 tomah. T.1. Teorija, razrabotka i ispytanie netradicionnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 2. Rikardo G.R. Bystrohodnye dvigateli vnutrennego sgoraniya / G.R. Rikardo. – Mashgiz, 1960. – 412 s. 3. Uras H.M. Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction / H.M. Uras, D.J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1987. – №. 870088, 11 pp. 4. Uras H. M. Measurement of piston and ring assembly friction instantaneous JMEP method / H. M. Uras, Donald J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1983. – № 830416. – 14 pp. 5. Betz Gebhard Untersuchungen zur Reibleistung der Kolbengruppe / Betz Gebhard, Zellbeck Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1986. – 47, № 10. – 433–437.

Поступила в редакцію 01.07.2013

**Мищенко Микола Іванович** – доктор техн. наук, проф., зав. каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

**Заренбін Володимир Георгійович** – доктор техн. наук, проф., зав. каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

**Колеснікова Тетяна Миколаївна** – асистент каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

**Юрченко Юрій Валерійович** – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

**Супрун Володимир Леонідович** – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

**Шляхов Віталій Сергійович** – аспірант каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

*Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов*

Приводятся результаты исследований потерь на трение и газообмен в двух четырехтактных двигателях внутреннего сгорания – классическом и бесшатунном. Сообщается, что механические потери в группе кривошипно-кулісного механизма бесшатунного двигателя на 30...40 % больше, чем в кривошипно-шатунном механизме классического ДВС. Однако общие механические потери в бесшатунном двигателе меньше на 20...35 % в сравнении с классическим ДВС благодаря отсутствию в бесшатунном двигателе бокового перемещения поршня. Исследования показали, что более высокий уровень потерь на газообмен (на 1...8 %) относится к бесшатунному двигателю.

### **DETERMINATION OF MECHANICAL LOSSES IN AN INTERNAL COMBUSTION PISTON ENGINE**

*N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko, V.L. Suprun, V.S. Shliahov*

The results of studies of friction loss and gas exchange in two four-stroke internal combustion engines (ICE) – a classic one and conrod-free are offered. It is reported that the mechanical losses in the group crank rocker mechanism conrod-free engine are in 30...40 % larger than the crank mechanism classic engine. However, the overall mechanical losses conrod-free engine is less than 20...35 % in comparison with the classical ICE conrod-free due to the lack of lateral movement of the engine piston. Studies have shown that the higher gas exchange rate loss (per 1...8%) refers to a conrod-free motor.