

О.В. Білогуб

## ПРОФІЛЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ ПОРШНЯ

Поршень є однією з головних ресурсоемних і наукомістких частин двигуна внутрішнього згорання. Його конструкція суттєво впливає практично на всі показники досконалості енергетичної установки з ДВЗ в цілому. Профіль, що правильно спроектовано – є основним параметром, що дозволяє двигуну дати безпечним при перших запусках. Розробка, виробництво та використання поршнів на первинному та вторинному ринках збуту неможливі без проведення відповідних наукових досліджень, які дозволять підвищити конструкторські та технологічні можливості для усіх зацікавлених осіб. Поршині для бензинових ДВЗ легкових автомобілів і надалі домінуватимуть на ринках, що пов'язане з екологізацією транспорту в цілому. Це підкреслює важливість досліджень щодо вдосконалення поршнів ДВЗ з примусовим запалюванням. Раціональне профілювання зовнішньої поверхні є важливою задачею вдосконалення конструкції поршня. Наведено схему технології створення конструкції, що була прийнята в АТ «АВТРАМАТ» (Харківський завод «Поршень») як стандарт підприємства по якому і створювалися поршині, що потім поставлялися на заводи двигунобудівної галузі і в запчастини. Проаналізовано профілі бічних поверхонь поршнів автомобільних ДВЗ, що спроектовані і втілені у виробництво. Аналіз проведено для поршнів діаметром від 72 до 100 мм і висотою від 45 до 73 мм. Показано, що наведені профілі бічних поверхонь в цих поршнях геометрично подібні як вздовж так і перпендикулярно його осі. Показано, що геометрична форма профілю може бути описана поліномами 3-го і 4-го ступеню, що дає можливість простого подальшого використання. При проектуванні профілів майбутніх конструкцій це може бути використано. Наведено формули і алгоритм, за яким можливо розрахувати зовнішній профіль поршнів автомобільних поршневих ДВЗ за 2-ма параметрами – діаметром і висотою.

**Ключові слова:** поршень; юбка поршня; профіль поверхні поршня; міцність поршня

## Вступ

Сучасні тенденції розвитку автомобільного двигунобудування чітко окреслюються в напрямку збільшення потужності і крутного моменту при зниженні витрати палива, зниженні викидів токсичних компонентів і парникових газів, а також збільшення або принаймні не зменшення ресурсу ДВЗ. Однією з ресурсоемних і наукомістких частин двигуна внутрішнього згорання є поршень. Його конструкція суттєво впливає на всі перераховані та інші показники досконалості енергетичної установки з ДВЗ в цілому. Разом з тим, сьогодні розробка, виробництво та використання поршнів на первинному та вторинному ринках збуту неможливі без проведення відповідних наукових досліджень, які дозволять підвищити конструкторські та технологічні можливості для усіх зацікавлених осіб.

Тенденції використання дизельних двигунів для легкових автомобілів негативні, тож основними є двигуни бензинові із примусовим запалюванням. У світі кількість вироблених таких двигунів в десятки разів перевищує кількість дизельних. На думку експертів, на ринку двигунів для легкових автомобілів і надалі домінуватимуть двигуни внутрішнього згорання з примусовим запалюванням. Це підкреслює важливість досліджень щодо вдосконалення поршнів двигунів внутрішнього згорання з примусовим запалюванням. І однією з задач цього вдосконалення є раціональне профілювання зовнішньої поверхні.

## Аналіз попередніх досліджень

Дослідження останніх часів щодо вдосконалення поршнів в основному стосуються вивчення

особливостей тертя в спряженні «спідниця поршня – циліндр» [1–10] і практично не стосуються питань синтезу профілю. З відомих публікацій щодо синтезу профілю можна виділити роботи школи Ю.В. Рождественського [11,12] стосовно профілю дизельних поршнів і роботи Р.Totaro, Z.Westerfield та ін. [13], в яких є синтез поверхні спідниці.

Автором цієї роботи разом з колегами створено свою технологію синтезу бічної поверхні [14–17], що переважно була застосована до поршнів автомобільних бензинових двигунів. Короткий опис методики подано нижче. Основна ідея – головка поршня ні в якому разі не повинна торкнутися циліндра, а спідниця в ньому заклинити (напруження на поверхні не повинні перевищувати тих, що можуть привести до перегріву вище граничної температури сплаву).

На рис.1 показано силові та термічні навантаження на поршень, що загальновідомі. Тепловий потік від згорання діє на донце поршня. Тепло відводиться зо всіх інших поверхонь. Силові навантаження складаються з навантажень від тиску газів, прискорення, реакцій від пальця і циліндра.

Профіль зовнішньої поверхні отримуємо за формулою:

$$R(h_i, \varphi_i) = R_0 - \Delta R_t(h_i, \varphi_i) - \Delta R_p(h_i, \varphi_i) - \Delta R_J(h_i, \varphi_i) - f[DR_k(h_i, \varphi_i)] - \Delta R_\alpha(h_i, \varphi_i) - \Delta R_{yct} + \Delta R_z, \quad (1)$$

де  $R_0$  – номінальний радіус поршня;  $h_i, \varphi_i$  – висота та кутова координата локальної точки зовнішньої поверхні;  $\Delta R_t(h_i, \varphi_i)$  – локальні теплові деформації поверхні поршня на режимі максимального теплового потоку через нього ( $N_{e \max}$ );  $\Delta R_p(h_i, \varphi_i)$  – лока-

льні деформації поршня від впливу тиску в циклі (поблизу  $P_z$ ) на режимі  $M_{e \max}$ ;  $\Delta R_J(h_i, \varphi_i)$  – локальні деформації поршня від дії прискорень у ВМТ на режимі  $M_{e \max}$ ;  $\Delta R_k(h_i) = -\Delta R_{p,p,J}(h_i)_{\max}$  – поправка на зміну периметру спідниці;  $\Delta R\alpha(h_i, \varphi_i)$  – локальне «впровадження» голівки поршня в гільзу при повороті поршня в зазорі поршень-гільза та деформації шатунної групи;  $\Delta R_{уст}$  – настановний зазор;  $\Delta R_2$  – тепла деформація гільзи у нижньому поясі.

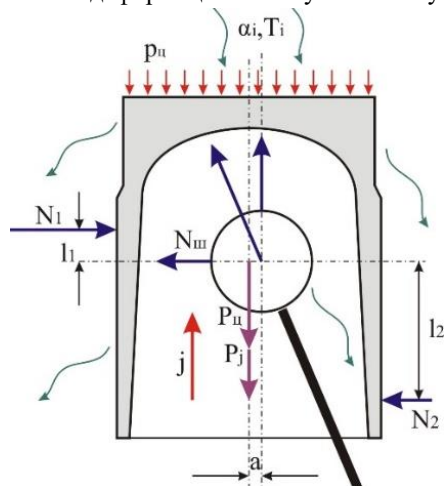


Рис. 1. Термомеханічні впливи на поршень

Деякі з прийнятих в (1) поправок представлені на рис. 2.

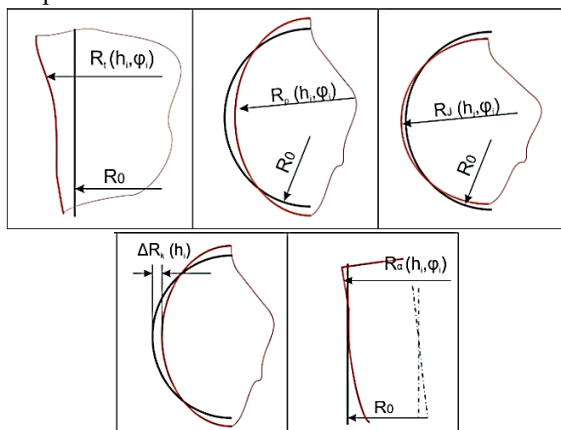


Рис. 2. Формування профілю поршня

Цілком зрозуміло, що для того, щоб вирахувати всі ці деформації, потрібно створити модель або зразок, провести віртуальні або реальні випробування, довести конструкцію до ладу, щоб її ресурс був за стандартом. На рис. 3 наведено схему технології створення конструкції, що була прийнята в АТ «АВТРАМАТ» (Харківський завод «Поршень») як стандарт підприємства по якому і створювалися поршні, що потім поставлялися на заводи двигунобудівної галузі і в запчастини.

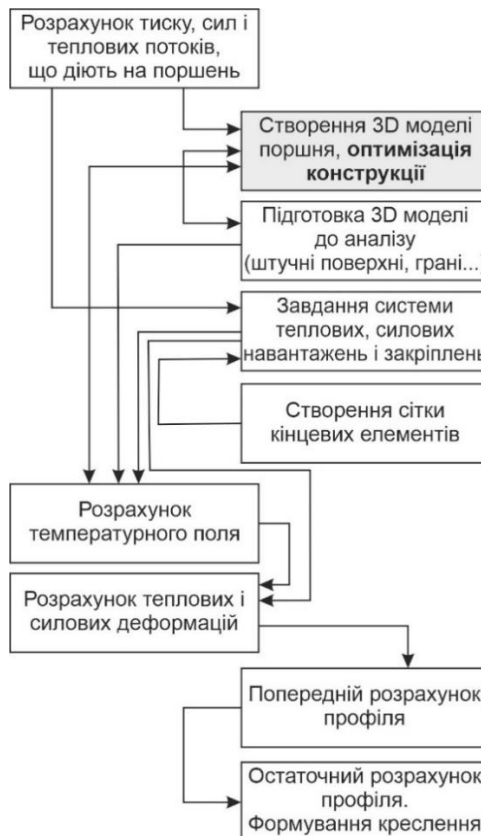


Рис. 3. Схема отримання профілю поршня

На рис 4 наведено сучасну типову конструкцію і профіль зовнішньої поверхні поршня бензинового двигуна, побудованого за згаданою методикою.

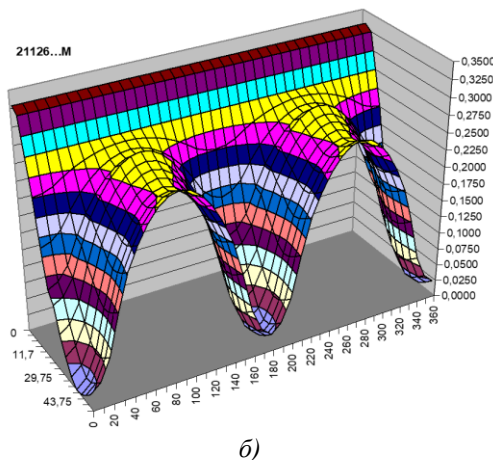
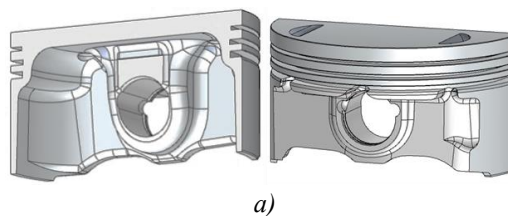


Рис. 4. Поршень 21126-1004015  
а – геометрія, б – профіль

Видно, що за показаним алгоритмом створення поршня є досить довга процедура, що в умовах масового виробництва виправдана, але якщо потрібно створити одиничний поршень в умовах дефіциту вузьких спеціалістів, то задача стає нездійсненною.

**Основна частина**

При коректному конструюванні поршня за критерієм «мінімальна маса» зі збереженням міцності і ресурсу в такій деталі як поршень будемо мати приблизно однакове питоме розподілення матеріалу. Абсолютний розмір поршнів (табл. 1) змінюється незначно, при чому максимальні значення, 100 мм в нашому випадку, не типові. Тому і профілі зовнішньої поверхні, що побудовано за пропозиціями автора [13] повинні мати відносно однакові відхилення від циліндричної поверхні, що і бачимо на рис. 5. Наведені в таблиці поршні виготовлялися масово, більшість з них потрапляла на конвеєри заводів по виробництву двигунів.

Таблиця 1. Габарити досліджуваних поршнів

	D, мм	h, мм
MeM3-245	72	59
BA3-21126	82	45
MeM3-317	77,5	57
BA3-21128	82	45,3
BA3-21194	76	45
MeM3-307	75	57
ЗМЗ-421	100	73

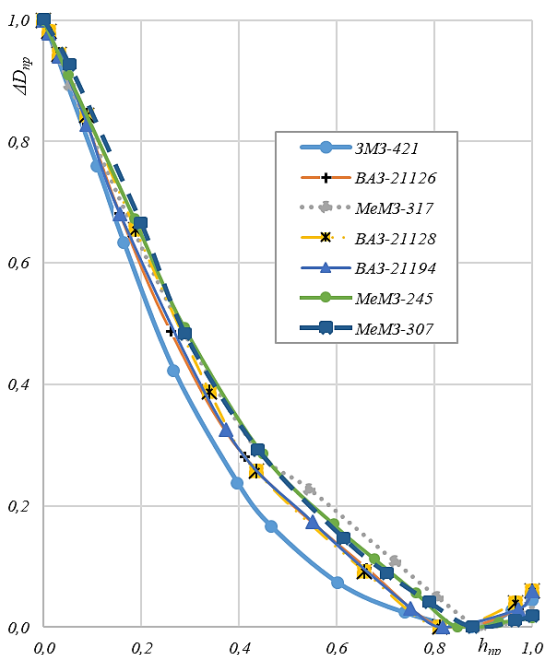


Рис. 5. Повздовжні наведені профілі поршнів беззв'язних двигунів (заводські креслення)

Аналізуючи рис. 5 бачимо – відмінності є, що пов'язано з локальними жорсткостями конструкцій, особливостями розташування кільцевих канавок, подекуди специфічними бажаннями замовника, інше. Зазначимо також, що розмірні допуски виготовлення можуть ставити третину від базового профілю.

Наведене відхилення профілю в продвж осі поршня в площині перпендикулярній вісі пальця може бути описано наступними залежностями:

MeM3-245:

$$\Delta D_{np} = 0,0563h_{np}^3 + 0,968h_{np}^2 - 2,02h_{np} + 1,005; \quad (2)$$

BA3-21126:

$$\Delta D_{np} = 0,0126 h_{np}^3 + 1,332 h_{np}^2 - 2,304 h_{np} + 1,007; \quad (3)$$

MeM3-317:

$$\Delta D_{np} = -0,273h_{np}^3 + 1,453h_{np}^2 - 2,1692h_{np} + 1,000; \quad (4)$$

BA3-21128:

$$\Delta D_{np} = 0,410h_{np}^3 + 0,724 h_{np}^2 - 2,083h_{np} + 1,008; \quad (5)$$

BA3-21194:

$$\Delta D_{np} = 0,174h_{np}^3 + 1,069h_{np}^2 - 2,2003h_{np} + 1,004; \quad (6)$$

MeM3-307:

$$\Delta D_{np} = 0,094h_{np}^3 + 0,9635h_{np}^2 - 2,0586h_{np} + 1,015; \quad (7)$$

ЗМЗ-421:

$$\Delta D_{np} = -0,3514h_{np}^3 + 2,076h_{np}^2 - 2,693h_{np} + 1,011, \quad (8)$$

де  $h_{np}$  – наведена висота поршня.

На рис. 6 наведено абсолютні (в мкм) дані щодо відхилення мінімального діаметра циліндра від номінального діаметра для реалізованих конструкцій (крапки і лінійна апроксимація – пунктирна) і розширення конструкції зі сплаву АК12М2МгН до 250 і 320 °С. З рисунка видно, що за таких умов дотик головки до циліндра малоімовірний.

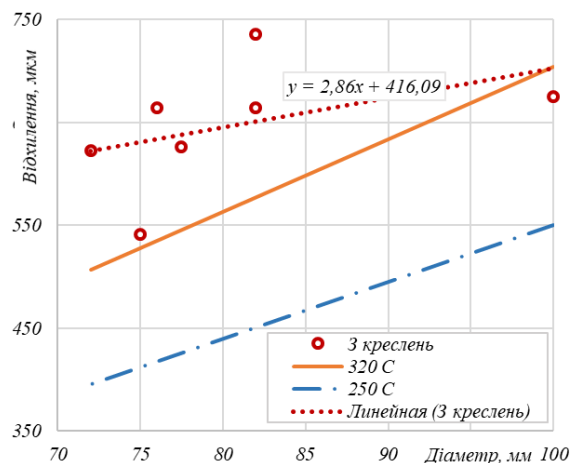


Рис.6. Відхилення діаметра головки поршня від номінального для різних значень діаметрів, мкм

Далі за формулою

$$\Delta D_{h \text{ баз}} = 2,86D + 416,1, \quad (9)$$

де  $D$  діаметр поршня в мм, ми можемо вирахувати максимальне відхилення головки поршня від номінального діаметра.

На рис.7 представлено відносний повздовжній профіль, що є осередненим профілем з наведених на рис. 5 профілів реальних поршнів, що пройшли випробування і лабораторні і заводські і, що головне, іспити часом.

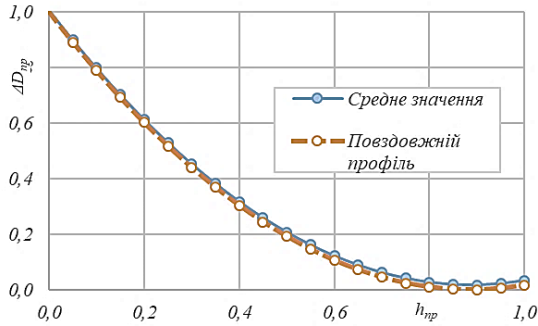


Рис.6. Наведене відхилення повздовжнього профілю поршня, що пропонується

Наведене відхилення від номінального діаметра, що показане на рис. 6 в площині перпендикулярній осі пальця може бути апроксимовано залежністю (10).

$$\Delta D_{np} = 0,018 h_{np}^3 + 1,239 h_{np}^2 - 2,241 h_{np} + 1,000 \quad (10)$$

Аналогічно проаналізуємо профіль поршня перпендикулярно осі поршня.

На рис 7 наведено максимальне відхилення від кола поперечного профілю поршня на перерізі номінального діаметру. Точки – за кресленнями, лінія – апроксимація.

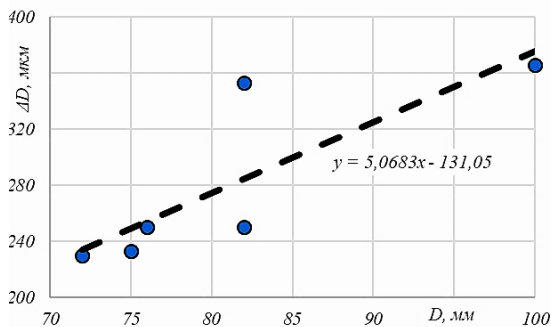


Рис.7. Відхилення поперечного профілю поршня в перерізі максимального діаметра

Далі за формулою

$$\Delta D_{\phi \text{ баз}} = 5,0683D - 131,05 \quad (11)$$

вирахуємо максимальне відхилення «еліпсності» в перерізі номінального діаметра.

На рис. 8 представлені відхилення від кола (в наведених розмірах) поперечного профілю поршнів в перерізі максимального діаметру. Нуль по осі

абсцис лежить в площині, розташованій перпендикулярно осі пальця. З рисунку видно, що характер поведінки кривих практично співпадає.

Осереднену криву можна описати наступною залежністю:

$$\Delta D_{\phi} = 2,232E-08\phi^4 - 5,914E-06\phi^3 + 3,754E-04\phi^2 + 8,889E-03\phi - 2,841E-03 \quad (12)$$

Цілком зрозуміло, що ця функція діє тільки на чверть поршня (на  $90^\circ$ ), а далі ми повинні «відзеркалювати» результат.

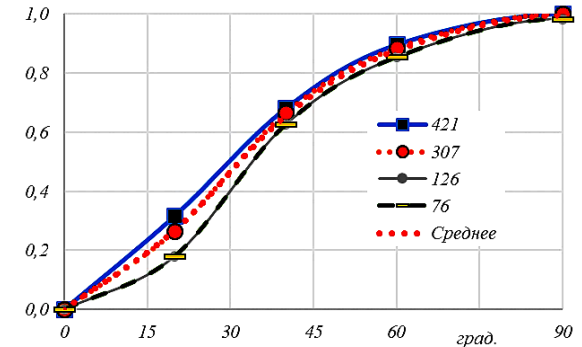


Рис 8. Відхилення діаметра поршня від кола за кутовою координатою  $\phi$

І останнє – це зміна наведеної «еліпсності» за висотою поршня, що показана для повздовжнього перерізу, перпендикулярного осі пальця на рис. 9.

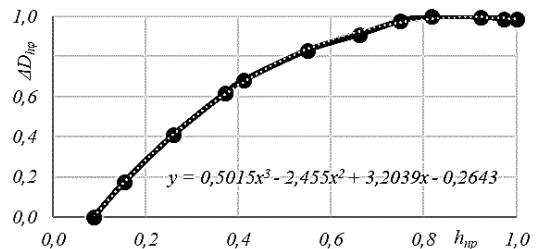


Рис. 9. Наведене відхилення максимальної «еліпсності» по утворюючій поршня

І ця залежність також може бути описана поліномом:

$$\Delta D_{h\phi} = 0,5015h_{np}^3 - 2,455 h_{np}^2 + 3,22039h_{np} - 0,2643. \quad (13)$$

Профіль поршня (відхилення від номінального діаметра по висоті  $h$  і кутовій координаті  $\phi$ ) може бути побудовано за наступною формулою:

$$\Delta = \Delta D_{h \text{ баз}} \Delta D_h + \Delta D_{\phi \text{ баз}} \Delta D_{h\phi} \Delta D_{\phi}. \quad (14)$$

На рис. 9 представлено профіль гіпотетичного поршня  $D=90$  мм.

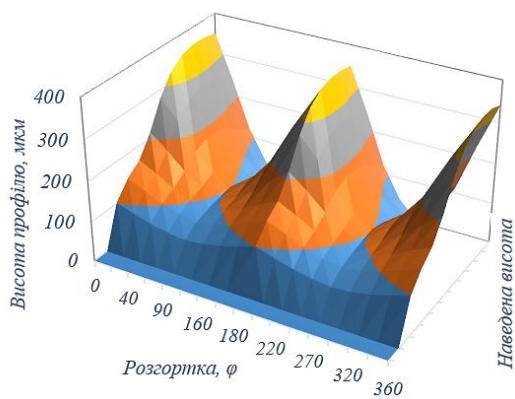


Рис. 9. Профіль умовного поршня D90

### Висновки

Наведене дослідження має прикладний характер і має на меті спростити вибір профілю автомобільного поршня за його діаметром та висотою. Показано, що профіль може бути відмаштабовано за усередненими значеннями розроблених поршнів. Матеріал може бути корисний при розробці спеціальних поршнів малих серій.

### Список літератури:

1. Robust Piston Design and Optimization for Assisted Analysis of Secondary Piston Motion / R. Hoffman, A. Sudjianto, X. Du, J. Stout // SAE Technical Paper 2003-01-0148. – 2003. – 12p. doi : 10.4271/2003-01-0148. 2. Meng, X. A new numerical analysis for piston skirt–liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia / X. Meng, Y. Xie // Tribol. Int. – 2012. – Vol. 47. – P. 235–243. 3. Meng, X. Transient tribodynamic model of piston skirt–liner systems with variable speed effects / X. Meng, C. Fang, Y. Xie // Tribol. Int. – 2016. – Vol. 94. – P. 640–651. 4. Influence of pin assembly on the wear behavior of piston skirt / J. Zhang, Z. Piao, L. Deng [et al.] // Eng. Fail. Anal. – 2018. – Vol. 89. – P. 28–36. 5. Krzyzak, Z. “Zero-wear” of piston skirt surface topography / Z. Krzyzak, P. Pawlus // Wear. – 2006. – Vol. 260. – P. 554–561. 6. Bai, D. Modeling Piston Skirt Lubrication in Internal Combustion Engines: PhD thesis / D. Bai. – Massachusetts Institute of Technology. – 2012. – P. 147. Totaro, P. Modeling piston secondary motion and skirt lubrication with applications: S.M. thesis / P. Totaro. – Massachusetts Institute of Technology. – 2014. – 100 p. 8. Zhang, J. Influence of skirt profile structure of gasoline engine piston on the friction and wear characteristics under standard conditions / J. Zhang, Z. Piao, S. Liu // Tribol. – 2018. – Vol. 140. – P. 021703. 9. Investigation of wear behavior of graphite coating on aluminum piston skirt of automobile engine / J. Zhang, Z. Piao, S. Liu [et al.] // Eng. Failure Anal. – 2019. – Vol. 97. – P. 408–415. 10. Жуков, В. А. Влияние износа деталей цилиндропоршневой группы дизеля на температурное состояние поршня / В. А. Жуков, О. И. Мельник, Л. В. Титов // Вестник ГУМРФ им. адмирала Макарова. – С. Пб. – 2018. – С. 18–24. doi : 10/21821/2309-2018-10-5-1040-1052. 11. Оптимизация профиля поршня / Ю. В. Рождественский, А. П. Маслов, В. В. Милицын, Г. И. Пleshakov // Наука и технологии: Сб. тр. – М.: РАН. – 2002. – С. 146–151. 12. Рождественский, Ю. В. Радиальное профилирование направля-

ющей части поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю. В. Рождественский, А. И. Гусев // Вестник ЮрГУ. – № 11 – 2006 – С. 73–78. 13. Totaro, P. Introducing a New Piston Skirt Profile to Reduce Engine Friction / P. Totaro, Z. Westerfield, T. Tian // SAE Technical Paper 2016-01-1046. – 2016. – 8 p. doi:10.4271/2016-01-1046. 14. Белозуб, А. В. Новые подходы к конструированию поршней / А. В. Белозуб // Авиационно-космическая техника и технология. – 2000. – Вып. 19. – С. 201–206. 15. Белозуб, А. В. Современные подходы к конструированию и производству тонкостенных поршней / А. В. Белозуб // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 2. – С. 49–52. 16. Белозуб, А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А. В. Белозуб // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3. – С. 27–40. 17. Nguyen Van Duong Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile / Nguyen Van Duong, O. Bilohub, Ye. Martseniuk // International Scientific and Technical Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. ICTM'2019: proceedings, 28–30 Nov. 2019, Kharkiv. – Cham: Springer, 2020. – P. 310–324. – (Advances in Intelligent Systems and Computing. AISC; Vol. 1113). – DOI 10.1007/978-3-030-37618-5\_27.

### Bibliography (transliterated):

1. Hoffman, R, Sudjianto, A. Du, X., Stout, J. (2003), “Robust Piston Design and Optimization for Assisted Analysis of Secondary Piston Motion”, SAE Technical Paper 2003-01-0148, doi :10.4271 2003 - 01-0148. 12p. 2. Meng, X., Xie, Y. (2012), A new numerical analysis for piston skirt–liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia. Tribol. Int., vol. 47, pp. 235–243. 3. Meng, X., Fang, C., Xie, Y. (2016), “Transient tribodynamic model of piston skirt–liner systems with variable speed effects”. Tribol. Int., vol. 94, pp. 640–651. 4. Zhang, J., Piao, Z., Deng, L., Zhang, S., Liu, J. (2018), “Influence of pin assembly on the wear behavior of piston skirt”. Eng. Fail. Anal., vol. 89, pp. 28–36. 5. Krzyzak, Z., Pawlus, P. (2006) “Zero-wear” of piston skirt surface topography”. Wear, vol. 260, pp. 554–561. 6. Bai, D. (2012), “Modeling Piston Skirt Lubrication in Internal Combustion Engines”. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, P. 147. 7. Totaro, P. (2014), “Modeling piston secondary motion and skirt lubrication with applications”, S.M. thesis, Massachusetts Institute of Technology, 100 p. 8. Zhang, J., Piao, Z., Liu, S. (2018), “Influence of skirt profile structure of gasoline engine piston on the friction and wear characteristics under standard conditions”. Tribol, vol. 140, pp. 021703. 9. Zhang, J., Piao, Z., Liu, S., Su, S., Deng, L. (2019), “Investigation of wear behavior of graphite coating on aluminum piston skirt of automobile engine”. Eng. Failure Anal, vol. 97, pp. 408–415. 10. Zhukov, V. A., Melnyk, O. Y., Tytov, L. V. (2018), “Influence of wear of parts of the cylinder-piston group of a diesel engine on the temperature state of the piston” [Vliyanie iznosa detalej cilindroporshnevoj grupy dizelja na temperaturnoe sostojanie porshnja]. Vestnik GUMRF im. admirala Makarova, S.-Pb., pp. 18-24. doi: 10/21821/2309-2018-10-5-1040-1052. 11. Rozhdestvenskij, Ju. V., Maslov, A. P., Milicyn, V. V., Pleshakov, G. I. (2002), “Piston Profile Optimization” [Optimizacija profilya porshnja]. Nauka i tehnologii, pp. 146-151. 12. Rozhdestvenskij, Ju. V., Gusev, A. I. (2006), “Radial profiling of the guide part of the piston of an internal combustion engine” [Radial'noe profilirovanie napravljajushhej chasti porshnjadvigatelya vnutrennego sgoraniya]. Vestnik JurGU, no. 11, pp. 73-78. 13. Totaro, P., Westerfield, Z., Tian, T. (2016), “Introducing a New Piston Skirt Profile to Reduce Engine Friction”. SAE Technical Paper 2016-01-1046, 8 p. doi:10.4271/2016-01-1046. 14. Belogub, A. V. (2000), “New approaches to piston design” [Novye podhody k konstruirovaniyu porshnej]. Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija, vol. 19, pp. 201–206. 15. Belogub, A. V. (2003), “Modern approaches to the design and production of thin-walled pistons” [Sovremennye podhody k konstruirovaniyu i proizvodstvu tonkosten-

nyh porshnej]. Vestnik dvigatelestroenija, no. 2, pp. 49–52. 16. Belogub, A. V. (2010), "Lifecycle support for thin-walled ICE pistons based on integrated design and manufacturing technology" [Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennyh porshnej DVS na osnove tehnologii integririvanogo proektirovanija i proizvodstva]. Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij, no. 3, pp. 27–40. 17. Nguyen Van Duong, Bilohub, O., Martseniuk, Ye. (2020)

"Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile". International Scientific and Technical Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. ICTM'2019: proceedings, 28–30 Nov. 2019, Kharkiv. – Cham : Springer, pp. 310–324. – (Advances in Intelligent Systems and Computing. AISC ; Vol. 1113). doi: 10.1007/978-3-030-37618-5\_27.

Надійшла до редакції 20.07.2023 р.

**Білогуб Олександр Віталійович** – доктор техн. наук, проф., професор кафедри авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна, e-mail: o.bilogub@khai.edu, <http://orcid.org/> ID: 0000-0003-2801-2903.

## PROFILING OF THE OUTER SURFACE OF THE PISTON

*O.V. Bilohub*

The piston is one of the main resource-intensive and knowledge-intensive parts of the internal combustion engine. Its design significantly affects almost all indicators of the perfection of the power plant with internal combustion engines as a whole. A correctly designed profile is the main parameter that allows the engine to blow safely during the first starts. The development, production and use of pistons in the primary and secondary markets is impossible without appropriate scientific research that will increase the design and technological capabilities of all interested parties. Pistons for gasoline internal combustion engines of passenger cars will continue to dominate the markets, which is connected with the greening of transport as a whole. This emphasizes the importance of research on the improvement of positive-ignition internal combustion engine pistons. Rational profiling of the outer surface is an important task for improving the design of the piston. The diagram of the design creation technology, which was adopted by JSC "AVTRAMAT" (Kharkiv Plant "Porshen") as the standard of the enterprise, according to which pistons were created, which were then supplied to factories of the engine-building industry and for spare parts, is given. The profiles of the side surfaces of the pistons of automobile internal combustion engines, which were designed and implemented in production, were analyzed. The analysis was carried out for pistons with a diameter of 72 to 100 mm and a height of 45 to 73 mm. It is shown that the given profiles of the side surfaces in these pistons are geometrically similar both along and perpendicular to its axis. It is shown that the geometric shape of the profile can be described by polynomials of the 3rd and 4th degree, which allows for easy further use. This can be used when designing the profiles of future structures. Formulas and an algorithm are given, according to which it is possible to calculate the external profile of pistons of automobile reciprocating internal combustion engines according to 2 parameters - diameter and height.

**Key words:** piston; piston skirt; piston surface profile; piston strength.