

УДК 621.43-242.3

І.М. Хоменко, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

А.К. Кобринець, аспірант

Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ У СПРЯЖЕННІ ЦИЛІНДР-СПІДНИЦЯ ПОРШНЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

У роботі наведено метод розрахункового визначення розподілу гідродинамічного тиску в спряженні циліндр-спідниця бочкоподібного поршня, рівнодійної погонного гідродинамічного тиску мастила на поршень у спряженні циліндр-спідниця поршня.

В работе приведен метод расчетного определения распределения гидродинамического давления в сопряжении цилиндр-юбка поршня, равнодействующей погонного гидродинамического давления на поршень в сопряжении цилиндр-юбка поршня.

A method over of calculation determination of distribution of hydrodynamic pressure is in-process brought in an interface cylinder-skirt of piston, resultant linear hydrodynamic pressure on a piston in an interface cylinder-skirt of piston.

Вступ. Поршні сучасних автотракторних двигунів мають овальну в поперечному і бочкоподібну – у поздовжньому перерізах форми. Обґрунтування застосування поршнів такого типу наведено в роботі професора Б.Я. Гінцбурга [1].

Під час роботи двигуна необхідно створення мінімально можливого зазору між стінкою циліндра та поршнем по всій його висоті. Труднощі полягають у тому, що поршень являє собою нерівножорстку конструкцію і його окремі частини під час роботи нагріваються також нерівномірно, а тому неоднаково змінюються в розмірах. При роботі двигуна температура днища поршня може сягати 300...350 °С. Тому зазор між циліндром і поршнем в області вогневого поясу становить 0,4...0,6 мм.

Температура поршня в зоні напрямляючого поясу поршня-спідниці менша і теплове розширення спідниці поршня значно нижче. У зв'язку з цим мінімальний зазор між циліндром двигуна і спідницею поршня у робочому стані становить 0,02...0,04 мм.

Для компенсації неоднакового теплового розширення на працюючому двигуні діаметр поршня від днища до спідниці поступово збільшують. Цим обумовлено конічний або біконічний характер його поверхні (рис. 1).

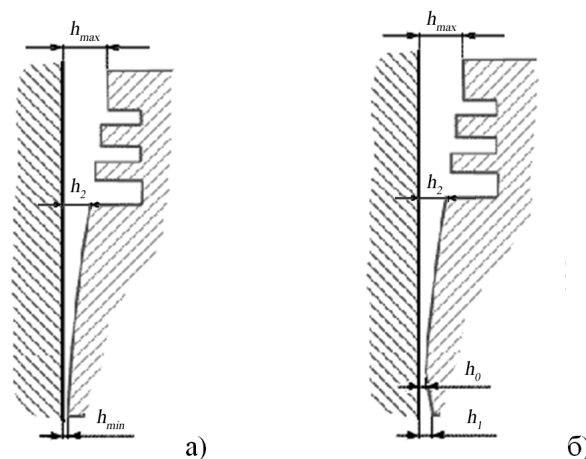


Рис. 1. Схема бокового профілю спідниці поршня: а) конічний; б) біконічний

Повернутий конус у нижній частині спідниці дозволяє поршню працювати більш м'яко, без різких ударів при перекладанні в нижній і верхній мертвих точках. Крім того, під час руху поршня вниз повернутий конус сприяє виникненню гідродинамічного ефекту, завдяки якому поршень «спливає» на мастильній плівці.

Таким чином, у поздовжньому напрямку в холодному стані поршень має бочкоподібну форму.

Під час профілювання бічної поверхні спідниці, як спрямовуючого елемента під час руху поршня, задовольняються такі вимоги. Зазор між циліндром і максимальним діаметром спідниці має бути мінімальним і в той же час гарантувати роботу поршня без защемлення в циліндрі. Максимальний діаметр спідниці в нагрітому стані повинен бути розташований як можна ближче до осі поршневого пальця для запобігання перекосу поршня по відношенню до осі циліндра.

Профіль поршня підбирають, як правило, емпіричним шляхом для кожної нової конструкції, оскільки величина зазорів одночасно залежить від початкових деформацій поршня й циліндра, що виникають при складанні двигуна, і подальшому їх тепловому розширенні під час роботи.

Профільювання бічної частини спідниці поршня має базуватися на отриманні максимуму гідродинамічної несучої здатності шару мастила за рахунок подовження ділянки 1, на якій маємо позитивний кут атаки при прямому або зворотному русі поршня в циліндрі.

З урахуванням реверсивного характеру руху поршня бочкоподібного профілю приймають на такті розширення робочого циклу двигуна прямий хід (ділянка довжиною l_2), а на такті стискування – зворотний хід (ділянка довжиною l_1) (рис. 2).

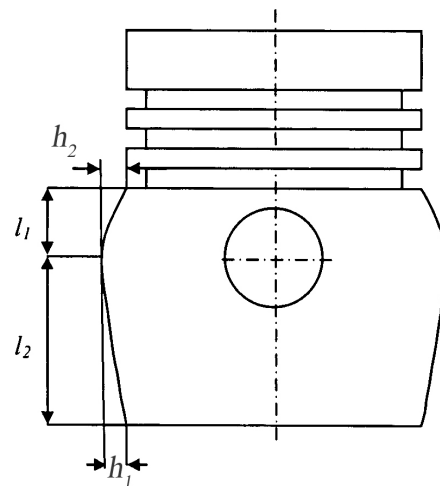


Рис. 2. Схема поршня з бочкоподібним профілем спідниці

При гідродинамічних розрахунках бочкоподібний профіль спідниці поршня може бути представлено двома похилими прямими (2 – рисунок 3) або з включенням між ними прямої, паралельної осі циліндра (3 – рис. 3).

Схему розподілу гідродинамічного тиску мастила у спряженні циліндр-спідниця поршня для схеми 3 (рис. 3) наведено на рис. 4.

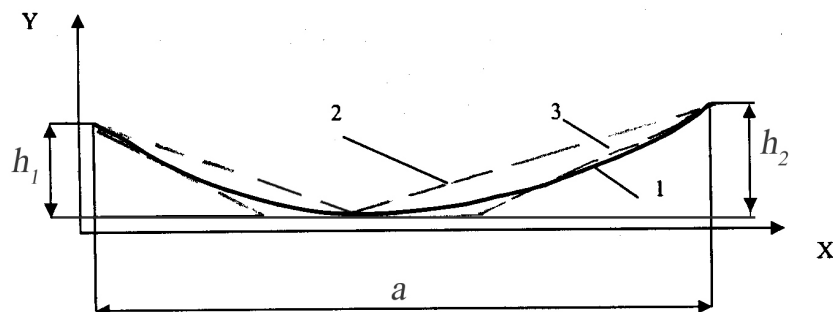


Рис. 3. Розрахункові схеми для визначення гідродинамічної несучої здатності мастила у спряженні циліндр-спідниця поршня

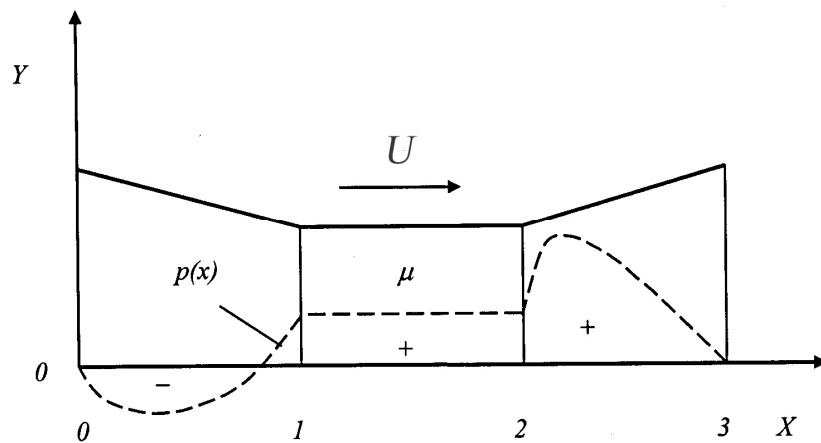


Рис. 4. Розподіл тиску мастила в зазорі спряження циліндр-спідниця поршня

Для ефективного використання гідродинамічної несучої здатності мастильного шару проаналізуємо загальні закономірності її виникнення в шарі мастила між циліндром і спідницею поршня в поздовжньому напрямку його руху. Спочатку розглянемо відому плоску задачу Куетта для руху в'язкої рідини в клиновому зазорі (рис. 5).

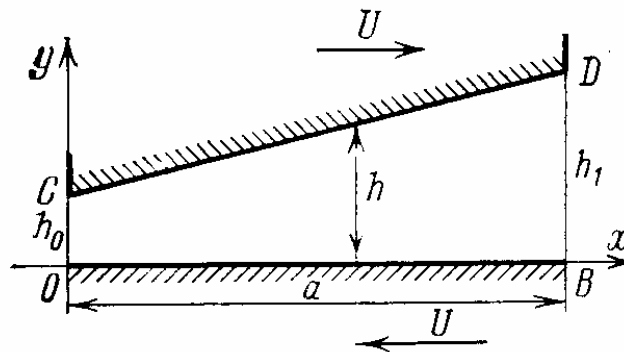


Рис. 5. Схема плоского клинового зазору

Вважаючи переміщення повзуна поступальним, рівномірним і прямолінійним зі швидкістю U , вектор якої паралельний OB і спрямований вправо, надамо рисунку таку ж швидкість у протилежному напрямку. Повзун при цьому штучно стає нерухомим, а відрізок OB буде рухатись зі швидкістю U вліво. В результаті прилипання в'язка рідина буде рухатися у напрямку від широкої частини щілини BD до вузької OC . Системі координат і характерні розміри показано на рисунку 5.

Розв'язуючи відоме рівняння Рейнольдса для наведеного на рис. 5 профілю, Л.Г. Лойцяньським отримано функцію розподілу тиску в зазорі і вираз для погонної (віднесеної до одиниці ширини зазору) рівнодійної гідродинамічних сил, що діють на повзун [2]:

$$p(x) = p_0 + \frac{6\mu U a}{k h_0^2} \left[\frac{a}{a+kx} - \frac{1}{2+k} - \frac{1+k}{2+k} \cdot \frac{a^2}{(a+kx)^2} \right]; \quad (1.1)$$

$$R = \frac{6\mu U a^2}{k^2 h_0^2} \left[\ln(1+k) - \frac{2k}{2+k} \right], \quad (1.2)$$

де $k = \frac{h_1}{h_0} - 1 > 0$;

μ – динамічна в'язкість мастила.

Середнє значення погонної гідродинамічного тиску, що діє на повзун, можна визначити, використавши формулу (1.1):

$$p_{cp} = \frac{1}{a} \cdot \int_0^a p(x) dx. \quad (1.3)$$

Алгоритм визначення розподілу тиску мастила вздовж зазору в системі MathCAD наведено нижче (тут і далі розрахункові параметри в системі СИ).

$$p_0 := 0 \quad \mu := 0.002 \quad U := 6 \quad a := 0.03 \quad h_0 := 20 \cdot 10^{-6} \quad h_1 := 44 \cdot 10^{-6}$$

$$k := \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad N := 100 \quad i := 0..N \quad x_1 := a \cdot i \cdot 0.01$$

$$p(x) := p_0 + 6 \cdot \mu \cdot U \cdot \frac{a}{k \cdot h_0^2} \cdot \left[\frac{a}{a + k \cdot x} - \frac{1}{2 + k} - \frac{1 + k}{2 + k} \cdot \frac{a^2}{(a + k \cdot x)^2} \right]$$

Значення середнього гідродинамічного тиску на поршень (Па) і графік розподілу тиску мастила вздовж зазору наведено на рисунку 6:

$$p := \frac{1}{a} \cdot \int_0^a p(x) dx \quad p = 1.442 \times 10^5$$

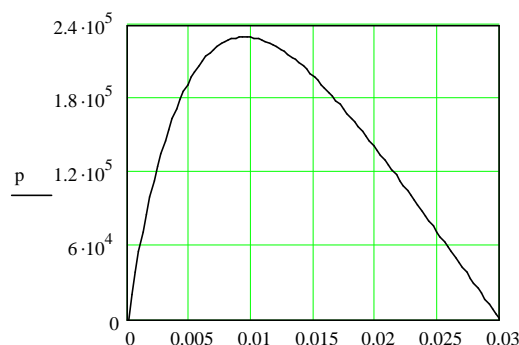


Рис. 6. Розподіл тиску мастила вздовж клинового зазору

Проведений Лойцяньським аналіз формули (1.1) показав, що R сягає максимального значення при $k=1,2$, тобто при $h_1/h_0 = 2,2$ і становить

$$R_{max} \approx 0.16\mu \frac{Ua^2}{h_0^2}. \quad (1.4)$$

У роботі Раузе [3] отримана формула для визначення тиску під повзуном у вигляді:

$$p = p_0 + \frac{6\mu Ux(a-x)(h_1-h_0)}{a \cdot h^2(h_1+h_2)}.$$

Максимальне значення погонного рівнодійної гідродинамічного тиску при цьому визначається з виразу:

$$R = \frac{6\mu Ua^2}{(c-1)^2 h_0^2} \left(\ln c - 2 \frac{c-1}{c+1} \right), \quad (1.5)$$

де $c = h_1/h_0$.

Після диференціювання виразу (1.5) по c і прирівнювання результату нулю встановлено, що:

$$R_{\max} = \frac{0.41\mu U a^2}{h_m^2}, \quad (1.6)$$

де h_m – середня відстань між площинами, що утворюють плоский зазор.

У роботі [5] виділено з (1.2) функцію Релея:

$$R_k = \frac{1}{k^2} \left[\ln(1+k) - \frac{2k}{2+k} \right], \quad (1.7)$$

яку після розкладання в ряд $\ln(1+k)$ для значень перепаду висот профілю спідниці поршня $0 \leq k \leq 1$ представлено простою лінійною формою $R_k = k/12$.

У результаті отримано функцію для визначення погонної рівнодійної:

$$R = \frac{\mu \cdot U \cdot a^2 \cdot (h_1 - h_0)}{2 \cdot h_0^3}. \quad (1.8)$$

Виходячи з гідродинамічної теорії мащення та мінімізації механічних втрат у спряженні циліндр-поршень доцільно отримати раціональні значення гідродинамічного тиску у спряженні циліндр-спідниця поршня, значення перепадів висот бочкоподібного профілю, представленого лінійними графіками на рис. 3, співвідношень довжин окремих ділянок профілю.

Профільованню бокової твірної спідниці поршня повинно ґрунтуватись на досягненні максимуму гідродинамічної несучої здатності за рахунок зміни перепаду висот профілю спідниці поршня.

Методи та результати. Фізичний процес у спряженні циліндр-спідниця поршня було змодельовано на конфузорно-дифузорному клиновому зазорі, наведеному на рисунку 7. Рухомою частиною прийнято циліндр, що рухається зі швидкістю U (відповідає швидкості руху поршня). Зазначене не впливає на результати, оскільки визначальним є відносний рух елементів спряження. Допускається наявність ділянки, паралельної осі циліндра на межі між конфузором (праворуч на рисунку) і дифузором (ліворуч).

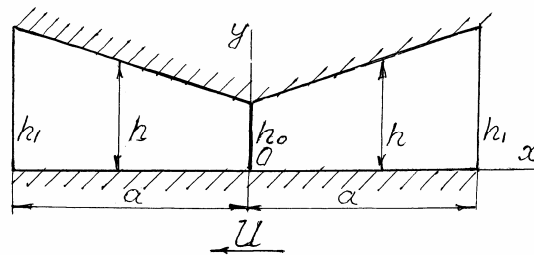


Рис. 7. Розрахункова схема клинового зазору

Функція розподілу тиску в клиновому зазорі, наведеному на рисунку 7, має такий вигляд:

$$p(x) = \frac{1}{h(x)^2 (h_1^2 - h_0^2)} \cdot p_n \left[h(x)^2 (h_1^2 + h_0^2) - (h_0 h_1 + h(x)^2) \right] + \frac{x}{|x|} \cdot \frac{6\mu U a \left[h(x)(h_1 + h_0) - (h_0 h_1 + h(x)^2) \right]}{h(x)^2 (h_1^2 - h_0^2)}, \quad (1.9)$$

$$\text{де } h(x) = h_0 \left(1 + \frac{k \cdot \text{sign} x \cdot x}{a} \right).$$

Розподіл тиску мастила у клиновому зазорі у вигляді функції і графіка наведено нижче (рис. 8):

$$h_0 := 20 \cdot 10^{-6} \quad h_1 := 44 \cdot 10^{-6} \quad a := 0.02 \quad \mu := 0.002 \quad U := 6 \quad k := \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad N := 100 \quad i := 0..N$$

$$x_i := -a + 0.02 \cdot a \cdot i \quad h(x) := h_0 \cdot \left(1 + \text{sign}(x) \cdot k \cdot \frac{x}{a} \right)$$

$$f(x) := \frac{6\mu \cdot U \cdot a \cdot [h(x) \cdot (h_1 + h_0) - (h_0 \cdot h_1 + h(x)^2)]}{h(x)^2 \cdot (h_1^2 - h_0^2)}$$

$$p(x) := \frac{1}{h(x)^2 \cdot (h_1^2 - h_0^2)} \cdot [h(x)^2 \cdot (h_1^2 - h_0^2) - h_1^2 \cdot (h(x)^2 - h_0^2)] + \frac{x}{|x|} \cdot f(x) \quad p_i := p(x_i)$$

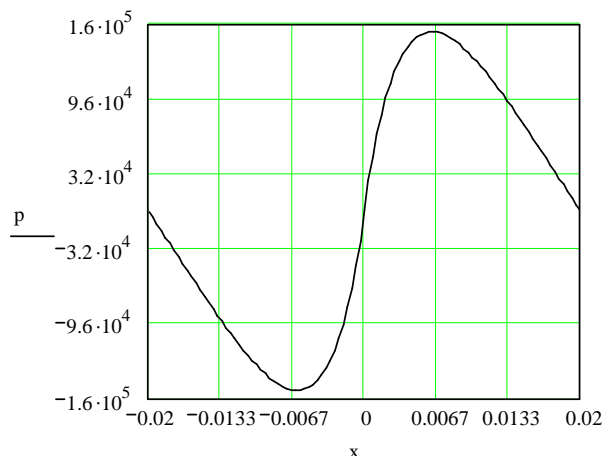


Рис. 8. Розподіл тиску мастила в клиновому зазорі (рис. 7)

У спряженні циліндр-поршень при переміщенні останнього і за наявності шару мастила переважно домінує рідинне тертя; проте залежно від шорохуватості поверхонь циліндра і поршня, навантаження від дії нормальної і гідродинамічної сил, перекосів поршня під час його руху можливо також граничне тертя. Навіть при паралельному переміщенні поршня відносно циліндра завдяки мікрорельєфу їх поверхонь у спряженні виникають клинові зазори, які звужуються або розширюються; що в результаті потоку мастила призводить до виникнення підйомної сили.

За результатами досліджень Ю. В. Рождественського, величина середнього гідродинамічного тиску, наприклад, у дизельного двигуна 8Ч 15/18 при різних режимах роботи становила – $p_n = 1,307 \dots 2,284$ МПа, а при прокрутці колінчастого вала двигуна $p_n = 0,449 \dots 1.262$ МПа [6].

Якщо скористатись формулою (1.8) для визначення погонної рівнодійної гідродинамічних сил (Н/м) і віднести її величину до діаметра поршня (наприклад, $D = 0,1$ м), то отримаємо:

$$p_n = \frac{0.41 \cdot 0,002 \cdot 6 \cdot 0,03^2}{1024 \cdot 10^{-12} \cdot 0,1} = \frac{41 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 3^2 \cdot 10^{-9}}{1024 \cdot 10^{-12} \cdot 0,1} = \frac{4,428 \cdot 10^3}{1024 \cdot 0,1} = 134,5 \cdot 10^3 = 0,135 \text{ МПа.}$$

Для прийнятих у цій роботі розрахункових параметрів значення згідно з формулою (1.3) $p_n = 1,44 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,144$ МПа.

За наявності горизонтальної дільниці між розширенням та звуженням зазору (рис. 3) отримано функцію, алгоритм визначення якої, разом з графіком розподілу тиску, наведено на рисунку 9.

$$p(x) = \frac{6\mu \cdot U \cdot k \cdot x \cdot [h_1 - h_0 \cdot (1 + \operatorname{sign} x \cdot k \cdot x / a)]}{h_0 \cdot (1 + \operatorname{sign} x \cdot k \cdot x / a)^2 \cdot (h_1 - h_0)^2} \cdot \Phi(x) + p_n / a \cdot (a - \operatorname{sign} x \cdot x) \cdot \Phi(x) + F(x) \cdot p_n, \quad (1.10)$$

$$p_n := 1.44 \cdot 10^5 \quad U := 6 \quad \mu := 0.002 \quad a := 0.02 \quad b := 0.01 \quad h_0 := 20 \cdot 10^{-6}$$

$$h_1 := 44 \cdot 10^{-6} \quad k := \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad N := 100 \quad i := 0..N \quad x_i := -a + 2 \cdot a \cdot i \cdot 0.01$$

$$\Phi(x) := \Phi\left(\frac{x}{|x|} \cdot x - \frac{b}{2}\right) \quad F(x) := 1 - \Phi(x)$$

$$p(x) := 6 \cdot \mu \cdot U \cdot k \cdot x \cdot \frac{h_1 - h_0 \cdot \left(1 + \frac{x}{|x|} \cdot k \cdot \frac{x}{a}\right)}{h_0 \cdot \left(1 + \frac{x}{|x|} \cdot k \cdot \frac{x}{a}\right)^2 \cdot (h_1^2 - h_0^2)} \cdot \Phi(x) + \frac{p_n}{a} \cdot \left(a - \frac{x}{|x|} \cdot x\right) \cdot \Phi(x) + F(x) \cdot p_n$$

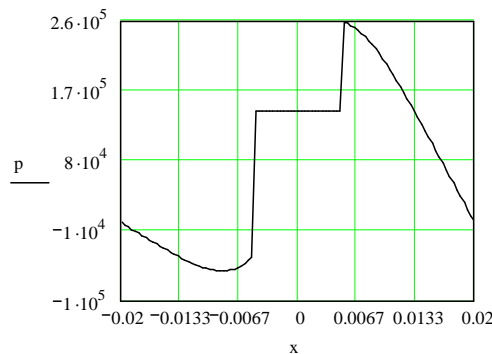


Рис. 9. Розподіл тиску мастила за наявності горизонтальної дільниці в середині клинового зазору

Як видно з рисунка 9, у межах $-a \dots -0,5b$ значення тиску мастила у спряженні циліндр-спідниця поршня від'ємні. При розрахунках рівнодійної гідродинамічних сил радіальних підшипників ковзання в таких випадках для зон з від'ємним тиском його значення приймають рівним нулю, що відповідає реальним умовам роботи спряження. Враховуючи вказану обставину, визначимо значення погонної рівнодійної гідродинамічних сил, що діють на спідницю поршня (Н/м):

$$R := \int_{0.5b}^a p(x) dx \quad R = 2.235 \times 10^3$$

Значення рівнодійної гідродинамічних сил необхідно узгоджувати з максимальним значенням нормальної сили від тиску газів і сил інерції, що діють на спідницю поршня, з метою запобігання виникнення граничного тертя у спряженні циліндр-спідниця поршня, а також недопустимого повороту поршня навколо пальця, обумовленого моментом пари сил (лінії дії рівнодійні гідродинамічних сил і нормальної сили зміщені).

Висновки.

1. Важливим фактором, що суттєво впливає на формування і товщину мастильного шару, його несучу здатність у спряженні циліндр-спідниця поршня, є форма й геометрія поверхонь спряження.

2. Гідродинамічна сила у спряженні циліндр-спідниця поршня виникає в результаті звуження зазору, а також – існування мікроклінів, що створюються мікронерівностями контактуючих поверхонь спряження під час руху поршня.

3. Запропоновано формули для визначення гідродинамічного тиску, погонної рівнодійної несучої здатності мастильного клину для характерних елементів спряження циліндр-спідниця поршня.

Список використаних джерел

1. Профилирование юбок поршней / Б. Я. Гинцбург, Г. Я. Васильченко, Н. С. Судойский и др. – М.: Машиностроение, 1973. – 88 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: учебн. для вузов / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 840 с.
3. Рауз Х. Механика жидкостей: сокр. пер. с англ. / Х. Рауз. – М.: Изд. лит. по стротельству, 1967. – 390 с.
4. Сомов В. А. Смазка машин и механизмов / В. А. Сомов. – Л., 1978. – 41 с.
5. Путинцев С. В. Основы расчета и проектирования узлов трения ДВС: учебное пособие / С. В. Путинцев, С. А. Аникин, Р. А. Галата. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 35 с., 17 ил.
6. Рождественский Ю. В. Компьютерное моделирование динамики трибосопряжения «поршень-цилиндр»: учебное пособие / Ю. В. Рождественский. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2009. – 50 с.

УДК 621.787.4

О.М. Чередніков, канд. техн. наук

О.О. Борисов, асистент

О.Г. Семеняко, аспірант

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ГЕОМЕТРИЯ КОНТАКТУ ДЕТАЛЬ-ИНДЕНТОР ПІД ЧАС ОБРОБКИ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

Розглянута геометрія контакту деталь-індентор під час обробки поверхневим пластичним деформуванням. Виведена формула для розрахунку площі поверхні контакту деталі з інструментом (деталь-індентор), яка може бути використана під час вибору форми і розмірів інструменту залежно від конкретних умов контакту.

Рассмотрена геометрия контакта деталь-индентор при обработке поверхностным пластическим деформированием. Выведена формула для расчета площади поверхности контакта детали с инструментом (деталь-индентор), которая может быть использована при выборе формы и размеров инструмента в зависимости от конкретных условий контакта.

The geometry of contact a detail-indentor is considered at processing by superficial ilowage. Formula is deduced out for the calculation of area of surface of contact of detail with an instrument (detail-indentor), which can be used for the choice of form and sizes of instrument depending on the concrete terms of contact.

Постановка проблеми. На сьогодні обробка поверхневим пластичним деформуванням знайшла широке застосування в машинобудуванні під час виготовлення деталей, виконаних із сталі, кольорових металів, а також зі спечених порошків. Основним призначенням поверхневого пластичного деформування є підвищення якості поверхневого шару.

Між показниками якості поверхневого шару й умовами обробки при поверхневій пластичній деформації існує тісний взаємозв'язок. Умови обробки задаються через вибір геометричних параметрів деформуючих елементів – інденторів і технологічних чинників, до яких відносяться: глибина впровадження індентора в тіло деталі і зусилля деформації, а також подача. Вони ж визначають і геометричні параметри контактної зони, а через них і зусилля деформації.

Аналіз досліджень і публікацій. До теперішнього часу у сфері дослідження поверхневого пластичного деформування накопичений значний теоретичний і експериментальний матеріал, в якому розглядається вплив конструктивно-технологічних параметрів і чинників на продуктивність і якість обробленої поверхні. В результаті цього встановле-