

МАШИНОБУДУВАННЯ, АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ПРОЦЕСИ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

УДК 621.9.62:62-229.324

Ю.Кузнєцов, докт. техн. наук; В.Волошин, канд. техн. наук

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ З ПОЗИЦІЙНИМИ БАГАТОПРОФІЛЬНИМИ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Приведено аналітичні залежності розподілу радіальних сил затиску по довжині робочих поверхонь позиційних багатопрофільних затискних елементів при їх різних кутових положеннях. Проаналізовано вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на характер цього розподілу. Встановлено діапазон зміни зусилля приводу затиску для забезпечення повного контакту робочої поверхні багатопрофільного затискного елемента із заготовкою.

На сьогодні поряд з тенденціями підвищення продуктивності, точності, розширення функціональних можливостей обладнання для токарної обробки актуальним є ріст рівня автоматизації серійного і особливо дрібносерійного виробництва, який супроводжується підвищенням рівня його гнучкості [1]. Одним із напрямків підвищення гнучкості і зменшення собівартості обробки в таких умовах є розроблені автоматичні токарні патрони з позиційними багатопрофільними затискними елементами на основі евристичного прийому інтеграції діапазонів затиску в одному затискному елементі (ЗЕ) [2]. Такі патрони повинні надійно утримувати заготовку в процесі обробки при дії силових навантажень зі сторони процесу різання та інерційних навантажень, що в першу чергу залежить від їх силових характеристик. Тому визначення силових залежностей при передачі силового потоку від приводу затиску до ЗЕ в статичному режимі та режимі усталеного обертання є важливою задачею.

Теоретичному дослідженню силових характеристик гнучкого технологічного оснащення присвячені роботи [3-5]. В праці [3] визначені статичні коефіцієнти підсилення та коефіцієнти корисної дії затискних патронів з різними видами передавально-підсилюючих ланок (клинових, плунжерних, важільних і т.д.). Показано, що ряд патронів при високих статичних коефіцієнтах підсилення має відносно низький коефіцієнт корисної дії. Вплив ефекту мультиплікації на коефіцієнт підсилення широкодіапазонних цангових патронів досліджено у [4]. У роботі [5] досліджено вплив відцентрових сил на рівень радіальних сил затиску.

При визначенні силових характеристик у вищезазначених роботах не розглядається розподіл радіальних сил затиску по довжині робочих поверхонь ЗЕ та вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на його характер. Але характер цього розподілу значною мірою впливає на надійність утримання заготовки в процесі обробки та вихідні параметри точності обробленої деталі.

Тому метою роботи є визначення закономірностей розподілу радіальних сил затиску по довжині робочих поверхонь позиційних багатопрофільних ЗЕ для їх різних кутових положень при закріпленні заготовки.

Для визначення розподілу радіальних сил затиску на робочих поверхнях багатопрофільних ЗЕ токарного патрона плунжерного типу (рис.1) розглядається схема дії сил, прикладених до елементів, що беруть участь у передачі силового потоку (рис.2).

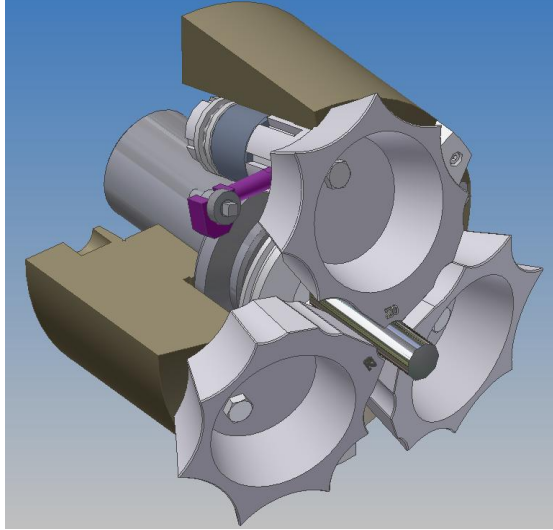


Рис.1. Токарний патрон плунжерного типу, оснащений позиційними багатопрофільними затискними елементами з кутовим позиціонуванням

При дії осьової сили S ($S = S_{\Sigma}/3$) на плунжер із ЗЕ (рис.2,а), що передається від приводу затиску, створюється радіальна сила тиску $q(x)$ на робочій поверхні ЗЕ, характер розподілу якої по довжині контактної ділянки дуже близький до лінійного. В результаті пружної контактної деформації прилягання плунжера проходить по контактних ділянках довжиною b_1 і b_2 , навантаження в яких розподіляється за законом близьким до трикутного, яке можна замінити результируючими реакціями R_1 і R_2 , прикладеними на відстані $1/3$ довжини контактних ділянок від їх початку. Крім того, виникають сили тертя в напрямних плунжера $F_1 = f_{np} \cdot R_1$, $F_2 = f_{np} \cdot R_2$ та в пазу плунжера $F_3 = f \cdot S_x$ ($f_{np} = 4f/\pi$ - приведений коефіцієнт тертя контактних

поверхонь плунжерної пари, f - коефіцієнт тертя спокою).

Характер розподілу сил тиску по довжині B контактної ділянки ЗЕ у випадку лінійного стику описується залежністю:

$$q(x) = U + Vx, \quad (1)$$

де U і V – коефіцієнти функції розподілу тиску.

В такому випадку сумарна сила затиску деталі одним ЗЕ:

$$T = \int_0^B (U + Vx) dx = UB + \frac{1}{2}VB^2 \quad (2)$$

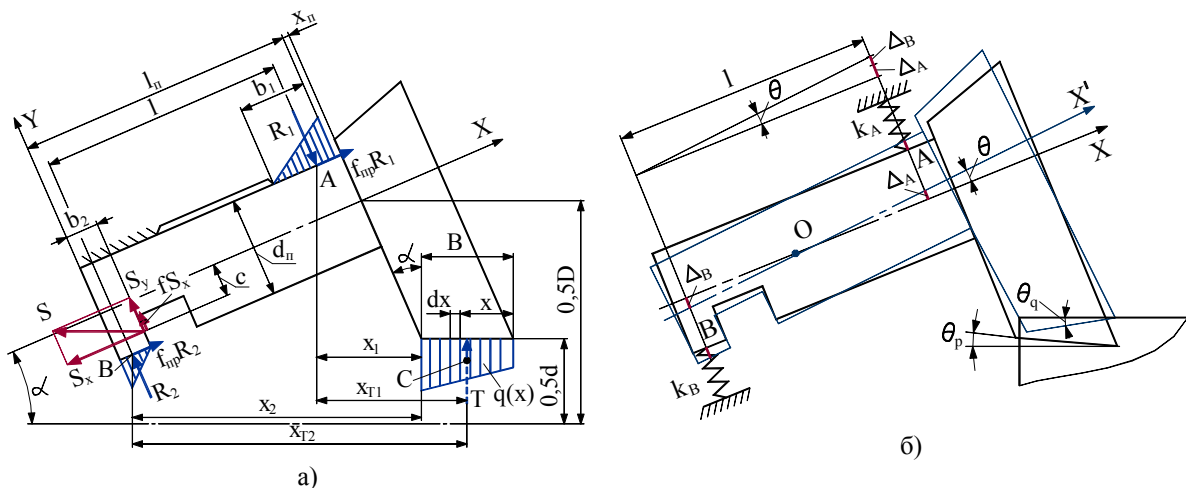


Рис. 2. Розподіл сил на плунжері із багатопрофільними ЗЕ в статичі:
а – схема розкладу сил; б – схема для визначення кутових переміщень ЗЕ

Рівняння статичної рівноваги плунжера із ЗЕ:

$$\begin{cases} \Sigma M_A = R_2(l - f_{np}d_n) + S \left[(\sin\alpha + f \cos\alpha) \left(l - \frac{2}{3}b_2 \right) + \cos\alpha(c + 0,5d_n) \right] - T \cdot x_{T_1} = 0 \\ \Sigma M_B = R_1(l + f_{np}d_n) - S \left[(\sin\alpha + f \cos\alpha) \frac{2}{3}b_2 + \cos\alpha(0,5d_n - c) \right] - T \cdot x_{T_2} = 0 \\ \Sigma Y = R_2 - R_1 + T \cos\alpha + S(\sin\alpha + f \cos\alpha) = 0 \end{cases}, \quad (3)$$

де α – кут нахилу плунжера до осі затискного патрона; d_n – діаметр плунжера; c – плече прикладання сили S_x , складової S ; $l = l_n - (b_1 + b_2)/3$ – відстань між точками прикладання результуючих реакцій в стиках затискного патрона; l_n – довжина контакту плунжера з його напрямними.

Підставивши у (3) замість T , x_{T_1} , x_{T_2} їх відповідні вирази, отримаємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \Sigma M_A = R_2(l - f_{np}d_n) + S \left[(\sin\alpha + f \cos\alpha) \left(l - \frac{2}{3}b_2 \right) + \cos\alpha(c + 0,5d_n) \right] - (UB + \frac{1}{2}VB^2)x_1 - \frac{1}{2}UB^2 - \frac{1}{3}VB^3 = 0 \\ \Sigma M_B = R_1(l + f_{np}d_n) - S \left[(\sin\alpha + f \cos\alpha) \frac{2}{3}b_2 + \cos\alpha(0,5d_n - c) \right] - (UB + \frac{1}{2}VB^2)x_2 - \frac{1}{2}UB^2 - \frac{1}{3}VB^3 = 0 \\ \Sigma Y = R_2 - R_1 + (UB + \frac{1}{2}VB^2)\cos\alpha + S(\sin\alpha + f \cos\alpha) = 0 \end{cases} \cdot (4)$$

Так як в системі рівнянь (4) число невідомих величин (R_1, R_2, U, V) перевищує число незалежних рівнянь статичної рівноваги плунжера із ЗЕ, то для розв'язку задачі необхідно скласти додаткове рівняння переміщень.

Рівняння сумісності кутових переміщень (рис.2,б):

$$\theta - \theta_p = \theta_q, \quad (5)$$

де θ – кут повороту плунжера із ЗЕ внаслідок контактної податливості стиків плунжера з напрямними, рад; θ_p – кут розточки поверхні затиску ЗЕ, рад; θ_q – кут нахилу поверхні затиску ЗЕ внаслідок контактної податливості стику ЗЕ – деталь відповідно до розподілу сил тиску по її довжині, рад.

Для малих кутів:

$$\theta \approx \text{tg} \theta = \frac{\Delta_A + \Delta_B}{l} = \frac{k_A R_1 + k_B R_2}{l}, \quad (\text{рад}) \quad (6)$$

де k_A, k_B – контактні податливості стиків плунжера з напрямними.

Кут θ_q визначається за залежністю:

$$\theta_q = V \cdot B \cdot k_q, \quad (\text{рад}) \quad (7)$$

де k_q – контактна податливість стику ЗЕ-деталь.

Тоді рівняння кутових переміщень (5) буде мати вигляд:

$$\frac{k_A R_1 + k_B R_2}{l} = V \cdot B \cdot k_q - \theta_p. \quad (8)$$

Після сумісного розв'язку рівнянь (4) і (8) визначені коефіцієнти U , і V функції розподілу тиску в напрямних плунжера:

$$\begin{aligned} V = \{ & S[(z_1 y_2 + z_2 y_1 - z_3 y_1 y_2)(w_3 k_A y_1 + w_1 k_B y_2) + (z_2 k_A y_1 - z_1 k_B y_2) \times \\ & \times (w_1 y_2 - w_3 y_1 + B \cos \alpha \cdot y_1 y_2)] - \theta_p l \cdot y_1 y_2 (w_1 y_2 - w_3 y_1 + B \cos \alpha \cdot y_1 y_2) \} : \\ & : \{ (w_2 y_2 - w_4 y_1 + 0,5 B^2 \cos \alpha \cdot y_1 y_2)(w_3 k_A y_1 + w_1 k_B y_2) - (w_4 k_A y_1 + w_2 k_B y_2 - \\ & k_q B \cdot l \cdot y_1 y_2)(w_1 y_2 - w_3 y_1 + B \cos \alpha \cdot y_1 y_2) \}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$U = \frac{S(z_1 y_2 + z_2 y_1 - z_3 y_1 y_2) - V \cdot (w_2 y_2 - w_4 y_1 + 0,5 B^2 \cos \alpha \cdot y_1 y_2)}{w_1 y_2 - w_3 y_1 + B \cos \alpha \cdot y_1 y_2}. \quad (10)$$

У виразах (9, 10) використано позначення: $y_1 = l - f_{np} d_n$; $y_1 = l + f_{np} d_n$;
 $z_1 = (\sin \alpha + f \cos \alpha) \left(l - \frac{2}{3} b_2 \right) + \cos \alpha (c + 0,5 d_n)$; $z_2 = (\sin \alpha + f \cos \alpha) \frac{2}{3} b_2 + \cos \alpha (0,5 d_n - c)$;
 $z_3 = \sin \alpha + f \cos \alpha$; $w_1 = B \cdot x_1 + 0,5 B^2$; $w_2 = 0,5 B^2 x_1 + \frac{1}{3} B^3$; $w_3 = B \cdot x_2 + 0,5 B^2$;
 $w_4 = 0,5 B^2 x_2 + \frac{1}{3} B^3$; $x_1 = 0,5 (D - d) \operatorname{tg} \alpha + \left(0,5 d_n \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{3} b_1 + x_n \right) \cos \alpha$;
 $x_2 = 0,5 (D - d) \operatorname{tg} \alpha + \left(l_p - \frac{1}{3} b_2 - 0,5 d_n \operatorname{tg} \alpha + x_n \right) \cos \alpha$.

Дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів на характер розподілу сил затиску і коефіцієнт підсилення здійснювався за допомогою ЕОМ. Із аналізу отриманих графічних залежностей розподілу сил тиску по довжині контакту ЗЕ-заготовка (рис.3) від осьової сили приводу, що припадає на один ЗЕ S , для різних діапазонів затиску видно, що збільшення S веде до перерозподілу сил тиску по довжині ЗЕ. Якщо при $S = 6 \dots 11,5$ кН для діаметра затиску $d = 20$ мм (рис.3,а) найбільш навантаженою є передня частина ЗЕ, то, починаючи із $S = 12$ кН, найбільш навантаженою є задня частина ЗЕ. При цьому існує оптимальна сила затиску (сила тиску $q(x)$ розподіляється рівномірно по всій довжині ЗЕ) для даного кута розточки ЗЕ і діаметра затиску.

Перехід на інший діапазон затиску також впливає на характер розподілу сил тиску по довжині контакту ЗЕ-деталь. Причиною цього є різна податливість стику ЗЕ-деталь через неоднакові кути охоплення заготовок розточками позиційного багатопрофільного ЗЕ.

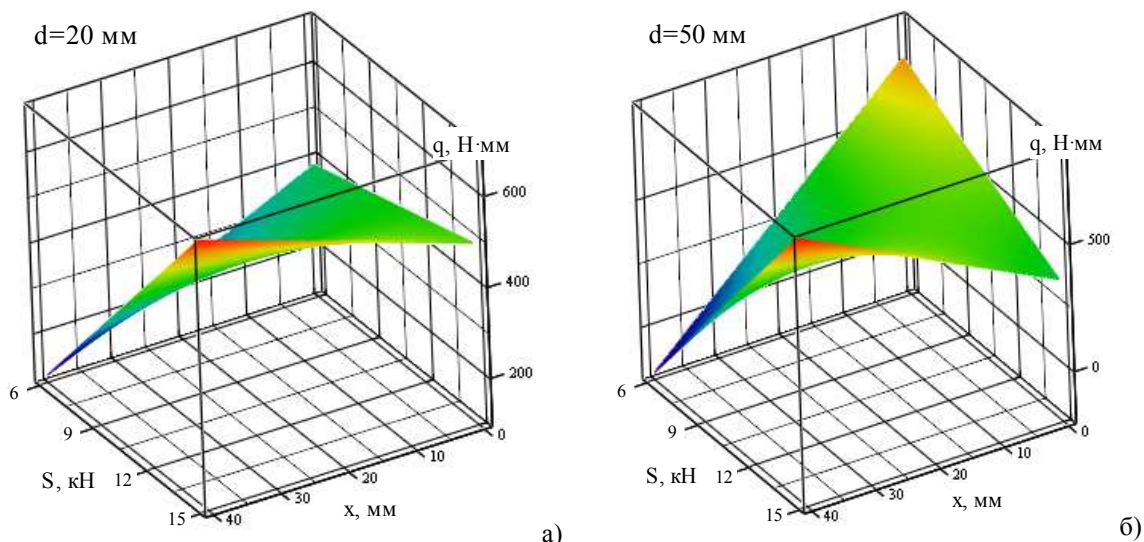


Рис. 3. Розподіл сил тиску по довжині контакту ЗЕ-деталь від сили приводу при $f = 0,15$ та $\theta_p = 1/250$

Аналіз графічних залежностей розподілу сил затиску по довжині затискного елемента показує, що можуть бути такі випадки неповного контакту ЗЕ із заготовкою: 1) неповний затиск – робоча поверхня ЗЕ не контактує із заготовкою задньою частиною; 2) надмірний затиск – робоча поверхня ЗЕ не контактує із заготовкою передньою частиною. Довжина контакту ЗЕ із заготовкою, а також характер розподілу сил затиску в значній мірі залежить від кута розточки ЗЕ (рис.4).

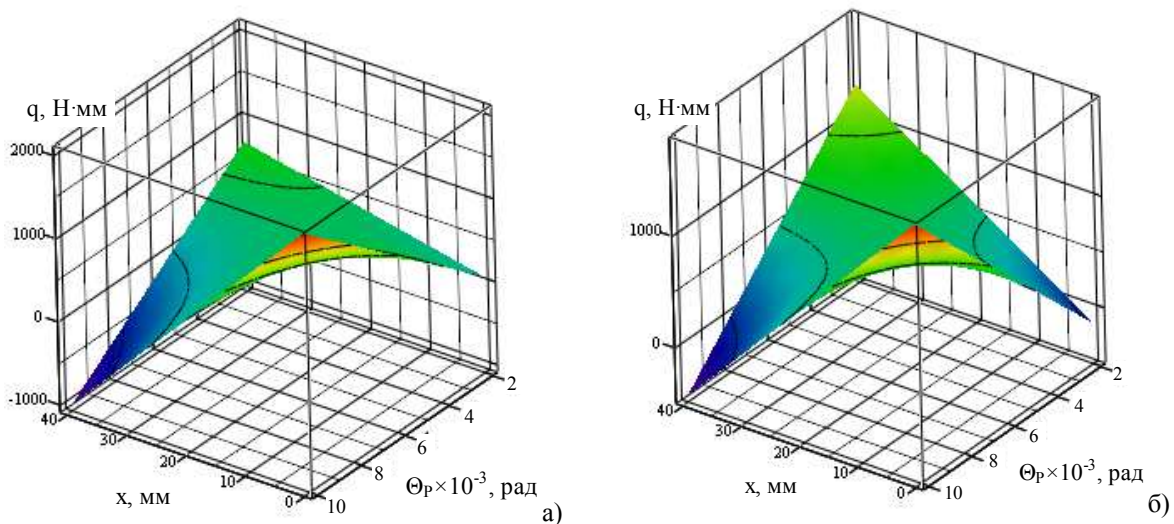


Рис. 4. Розподіл сил тиску по довжині контакту ЗЕ-деталь в залежності від кута розточки робочої поверхні ЗЕ для діаметра затиску $d = 50$ мм і коефіцієнта тертя в стиках $f = 0,15$:
а) при $S = 10$ кН; б) при $S = 15$ кН

Розрахунки з використанням ЕОМ показали, що залежність сумарної радіальної сили затиску від осьової сили приводу має прямопропорційний характер (коефіцієнт пропорційності рівний коефіцієнту підсилення для заданих умов функціонування затискного патрона).

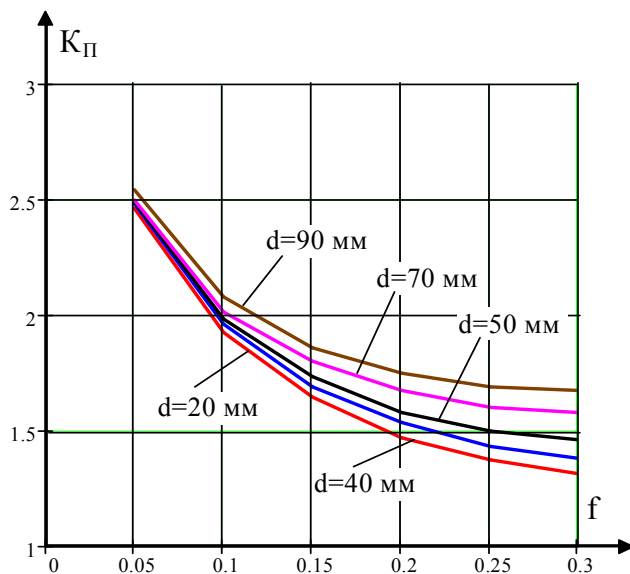


Рис. 5. Залежність коефіцієнта підсилення від коефіцієнта тертя у стиках ШПЗП для різних діаметрів затиску заготовок

Встановлено, що коефіцієнт підсилення (рис.5) зменшується із збільшенням коефіцієнта тертя в стиках затискного патрона. Наприклад, із збільшенням коефіцієнта тертя від 0,1 до 0,3 коефіцієнт підсилення для діаметра затиску $d = 40$ мм зменшився у 1,4 рази. Із збільшенням діаметра затиску розкид коефіцієнта підсилення збільшується при збільшенні коефіцієнта тертя. Так, наприклад, при $f = 0,05$ різниця між коефіцієнтом підсилення для $d = 90$ мм і $d = 20$ мм складає 0,08, а при $f = 0,3$ - відповідно 0,36.

Таким чином, змінюючи конструктивні параметри

затискного патрона в заданих межах, за допомогою розробленої моделі можна визначити необхідний рівень радіальних сил затиску і встановити їх раціональний розподіл по довжині робочої поверхні ЗЕ в усьому робочому діапазоні діаметрів заготовок для заданих умов його експлуатації.

Висновки: 1. Отримано математичну модель розподілу радіальних сил затиску по довжині робочої поверхні ЗЕ при затиску заготовки, яка дозволяє дослідити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів при різних кутових положеннях багатопрофільних ЗЕ на характер цього розподілу, коефіцієнт підсилення та рівень радіальних сил затиску. 2. На основі теоретичних досліджень рівня радіальних сил затиску встановлено, що у робочому діапазоні діаметрів затиску 20 – 100 мм коефіцієнт підсилення змінюється в межах 1,3...1,85. 3. Встановлено, що допустимий діапазон

сили приводу затиску для забезпечення повного затиску повинен знаходитися в межах 25...45 кН. Вихід за ці межі приводить до неповного контакту робочої поверхні багатопрофільного ЗЕ із заготовкою, що є причиною незадовільної роботи затискного патрона.

Наступним етапом дослідження у даному напрямку буде встановлення закономірностей розподілу радіальних сил затиску на робочих поверхнях затискних елементів під час обертового руху затискного патрона та при дії силового навантаження зі сторони процесу різання.

Dependencies of the radial force clamping distribution along the working surfaces of the positional multiprofile clamping elements for their different angle positions, are presented. The influence of the design and operation factors on its distribution, is analysed. The driving force range for providing absolute contact of the working surface of the multiprofile clamping element with the blank, is found.

Література

1. Бушуев В.В. Тенденции развития мирового станкостроения// СТИН. – 2000. – №9. – С. 20 – 24.
2. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н. Принципы швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів// Вісник НТУУ “КПІ”. Серія машинобудування. – 2002. – №43. – С.126 – 128.
3. Кузнецов Ю.Н., Ахрамович В.Н., Литвин А.В. Силовые характеристики гибкой технологической оснастки для станков с ЧПУ// Вестник машиностроения. – 1992. – №2. – С. 31 – 33.
4. Кушик В.Г. Широкодіапазонні цангові патрони токарних горизонтальних багатопшпіндельних автоматів// Вісник ТДТУ. – 1999. – Т4, №2. – С. 81-85.
5. Ахрамович В.Н. Силовые характеристики зажимных патронов в процессе установившегося вращения// Проблемы машиностроения и автоматизации. – 1993. – №3-4. – С. 62 – 66.

Одержано 18.04.2004 р.