

А. Кириченко, канд. техн. наук; Л. Ленченко; С. Заїка

Кіровоградський національний технічний університет

АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ ВЕРСТАТА З ДВОКООРДИНАТНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ „БІПОД”

Наведено запропоновану комбіновану структуру верстата на основі двокоординатного механізму паралельної структури. Виведено кінематичні залежності для механізму паралельної структури типу „біпод”, на основі яких розраховано переміщення приводів при виконанні кругових та лінійних траєкторій робочим органом верстата з інструментальним шпинделем.

A. Kirichenko, L. Lenchenko, S. Zaika

KINEMATICAL ANALYSIS OF MACHINE TOOL WITH TWO COORDINATE MECHANISM OF PARALLEL STRUCTURE “BIPODE”

The offered combined structure of machine-tool is resulted on the basis of two coordinate mechanism of parallel structure. Kinematics dependences are shown out for the mechanism of parallel structure of type of „bipod” on the basis of which moving of occasions is expected at implementation of circular and linear trajectories by the working organ of machine-tool with instrumental spindel.

Створення технологічного обладнання на основі механізмів паралельної структури є одним з найбільш перспективних напрямків світового верстатобудування. Таке обладнання, концентруючи в собі найновіші технічні досягнення в області верстатобудування, забезпечує продуктивність обробки і технічні характеристики, які практично неможливо досягнути у верстатах з традиційною кінематикою – максимальна швидкість робочого органа досягає 180 м/хв, прискорення до 3g. Внаслідок таких властивостей технологічне обладнання з паралельною кінематикою спроможне вирішити більшість задач, які ставляться сучасним багатонаменклатурним серійним виробництвом [1,2].

Серед технологічного обладнання з паралельною кінематикою широке розповсюдження знайшли верстати з комбінованою кінематичною структурою, в яких механізм паралельної структури поєднується з одною або кількома звичайними осями координат, що дозволяє об'єднати переваги та компенсувати недоліки верстатів з традиційною й паралельною кінематикою. До існуючого обладнання з комбінованою кінематикою належать верстати Vision фірми Chiron, GENIUS 500 фірми Cross Huller, TriJoint900H фірми Kovosvit MAS, верстат Дуна-М та деревообробний верстат з λ -кінематикою, розроблений в лабораторії Штутгартського університету. В цих верстатах багатокоординатний рух інструмента забезпечується механізмом паралельної структури, сполученим з лінійним або обертальним приводом столу із заготовкою [2]. Такий принцип побудови дозволяє спростити і здешевити конструкцію верстата та системи управління.

Верстати з механізмами паралельної структури використовуються як для багатокоординатної (чотирьох- та п'ятикоординатної) обробки деталей складної форми (наприклад, лопаток авіаційних турбін), так і для високопродуктивної обробки більш простих деталей у машинобудуванні і деревообробці, коли вистачає трьох координатних переміщень робочого органа.

Для трикоординатної обробки можуть застосовуватися верстати з паралельною або з комбінованою кінематикою. Перші – побудовані на основі трикоординатних механізмів паралельної структури (трипод, триглайд). Другі – використовують двокоординатні механізми (біпод, біглайд, дельта, лямбда) з додатковим традиційним приводом по третій координаті [4].

Верстати з двокоординатними механізмами паралельної структури є досить привабливими внаслідок відносної простоти конструкції, але разом з тим мають високі технічні характеристики за рахунок високої жорсткості і можливості одержання робочої зони необмеженої довжини. Отже, розробка і дослідження таких верстатів є актуальною науковою задачею.

Метою роботи є визначення кінематичних залежностей запропонованого механізму паралельної структури „біпод” з ланками змінної довжини, оскільки це є початковою стадією проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою, що дає можливість в подальшому перейти до дослідження динаміки та синтезу систем управління таким обладнанням.

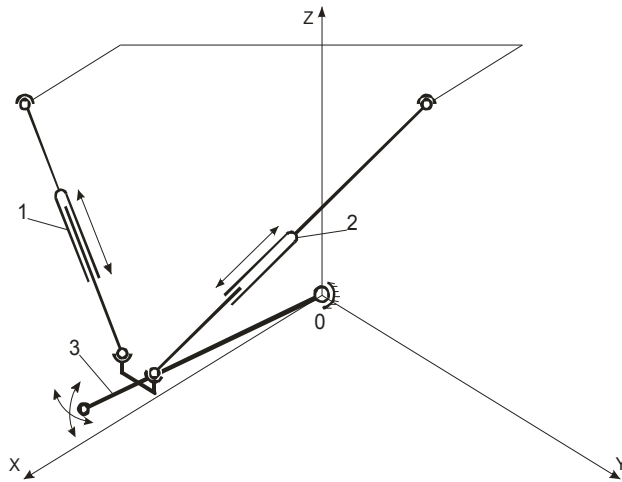


Рисунок 1 – Механізм паралельної структури „біпод”

Механізм паралельної структури переміщення інструментального шпинделя (рис.1) складається з двох ланок змінної довжини 1 та 2, які шарнірно з’єднують робочий орган 3 з основою, причому шарніри мають три ступені вільності обертального руху. Робочий орган шарнірно закріплений до основи у точці O. Принцип роботи даного механізму полягає в тому, що при зміні довжини ланок 1 та 2 виконавчий орган 3 здійснює сферичний рух навколо осі шарніру O. Таким чином, механізм забезпечує 2 координати – вертикальну Z та горизонтальну Y. Для використання у трикоординатному верстаті необхідно доповнити цей механізм звичайним приводом координати X, у якості якого може використовуватися як переміщення стола із заготовкою, так і переміщення самого механізму паралельної структури. Для даного механізму з паралельною структурою вирішимо зворотню задачу кінематики, яка полягає у знаходженні значень узагальнених координат за заданим положенням робочого органу. Це дозволяє одержати інформацію про керування приводами верстата для отримання заданої траєкторії руху робочого органу.

На розрахунковій схемі механізму (рис.2) показано довжину робочого органу (L), довжини ланок змінної довжини (l_1, l_2), координати розміщення шарнірів ланок змінної довжини на основі (B, C, H), координати розміщення шарнірів ланок змінної довжини на виконавчому органі (a, b, c) та координати робочого органу у основній системі координат механізму (x, y, z).

У відповідності до розрахункової схеми можна визначити координату x робочого органу за залежністю:

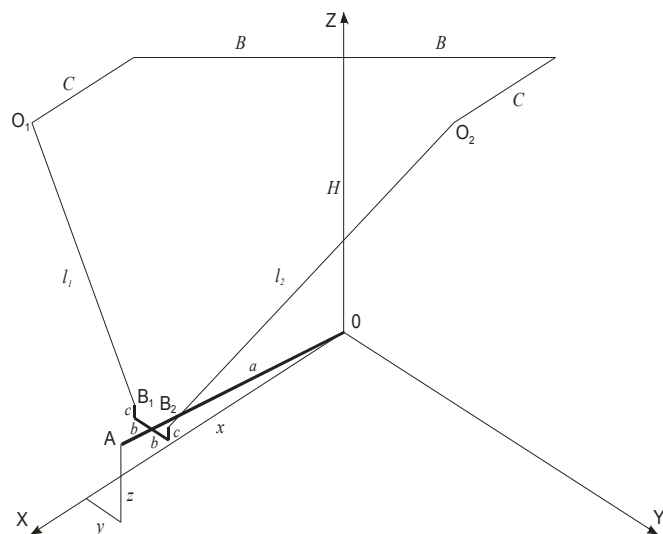


Рисунок 2 – Розрахункова схема механізму „біпод”

$$x = \sqrt{L^2 - y^2 - z^2}. \quad (1)$$

Довжину ланок 1 та 2 механізму можна визначити, знаючи координати їх кінцевих точок. Оскільки координати шарнірів основи відомі (визначаються параметрами В, С, Н), то найбільшу складність представляє собою знаходження координат шарнірів на виконавчому органі в системі координат (СК) верстата.

Зв'яжемо виконавчий орган з системою координат $0x_1y_1z_1$ таким чином, що вісь $0x_1$ проходить по осі робочого органа. Оскільки координати шарнірів робочого органа в його СК відомі, то координати точок шарнірів робочого органа в СК основи визначаються згідно з формулами перетворення координат [5]:

$$r_{B_1}^0 = A_{10} r_{B_1}^1, \quad r_{B_1}^0 = A_{10} r_{B_1}^1, \quad (2)$$

де $r_{B_1}^0$ – радіус-вектор точки B_1 в системі координат основи; $r_{B_1}^1$ – радіус-вектор точки B_1 в СК робочого органа; A_{10} – матриця перетворення координат.

Довжина ланок 1 та 2 механізму відповідно до розрахункової схеми може бути визначена як

$$l_1 = |r_{O_1}^0 - r_{B_1}^0|, \quad l_2 = |r_{O_2}^0 - r_{B_2}^0|, \quad (3)$$

де $r_{O_1}^0, r_{B_1}^0$ – радіус-вектори точок O_1 та B_1 у СК основи.

Координати точки А робочого органа в СК основи визначаються радіус-вектором:

$$r_A^0 = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Координати точки А робочого органа в СК робочого органу визначаються радіус-вектором:

$$r_A^1 = \begin{pmatrix} L \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Координати точок B_1 та B_2 у СК робочого органа визначаються радіус-векторами:

$$r_{B_1}^1 = \begin{pmatrix} a \\ -b \\ c \\ 1 \end{pmatrix}, \quad r_{B_2}^1 = \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Координати точок O_1 та O_2 у СК основи визначаються радіус-векторами:

$$r_{O_1}^0 = \begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \\ 1 \end{pmatrix}, \quad r_{O_2}^0 = \begin{pmatrix} C \\ B \\ H \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Оскільки початок координат СК основи співпадає з початком координат СК робочого органа, то для перетворення СК основи в СК робочого органа необхідно повернути її на кут θ відносно осі Z, а потім на кут ψ відносно осі Y.

Використовуючи методи [5], можна записати матрицю перетворення координат у вигляді:

$$A_{10} = \begin{pmatrix} \cos \theta \cos \psi & -\sin \theta & \cos \theta \sin \psi & 0 \\ \sin \theta \cos \psi & \cos \theta & \sin \theta \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & 0 & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Оскільки $r_A^0 = A_{10} \cdot r_A^1$, то координати точки А визначаються за залежністю:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta \cos \psi & -\sin \theta & \cos \theta \sin \psi & 0 \\ \sin \theta \cos \psi & \cos \theta & \sin \theta \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & 0 & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} L \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

Величини кутів повороту:

$$\sin \psi = -\frac{z}{L}, \quad (10)$$

$$\sin \theta = \frac{y}{L \cos \psi}. \quad (11)$$

Тепер підставимо (6) і (8) у (2) і отримаємо:

$$r_{B1}^0 = \begin{pmatrix} a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta + c \cos \theta \sin \psi \\ a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta + c \sin \theta \sin \psi \\ -a \sin \psi + c \cos \psi \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Аналогічно отримаємо:

$$r_{B2}^0 = \begin{pmatrix} a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta + c \cos \theta \sin \psi \\ a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta + c \sin \theta \sin \psi \\ -a \sin \psi + c \cos \psi \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (13)$$

Довжину ланок 1 та 2 визначаємо згідно із залежністю (3):

$$l_1 = \begin{vmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ -B - a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \\ 0 \end{vmatrix}, \quad (14)$$

$$l_2 = \begin{vmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ B - a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \\ 0 \end{vmatrix}. \quad (15)$$

Для використання у трикоординатному верстаті необхідно до механізму паралельної структури, який забезпечує керований рух по координатах Y та Z , додати привід координати X . Це можна зробити за допомогою столу, на який буде встановлюватись заготовка, або за допомогою лінійного приводу основи механізму „біпод”. Виходячи з співвідношення маси заготовки і столу, з одного боку, та маси основи механізму, штанг змінної довжини та їх приводів, з іншого боку, раціональним варіантом в даному випадку слід вважати встановлення оброблюваної деталі на стіл.

Оскільки при переміщенні по координатах Y та Z механізм паралельної структури здійснює додатковий рух вздовж осі X , необхідно компенсувати це зміщення за допомогою відповідного переміщення столу. Згідно зі схемою (рис. 2), величина компенсації дорівнює:

$$l_3 = L \cos \theta \cos \psi - x. \quad (16)$$

Проведемо аналіз кінематичних залежностей. У відповідності до (14–16), розраховано переміщення приводів верстата при виконанні основних траєкторій робочого органа. Результати розрахунків для кругових траєкторій показані на рис. 3, для лінійних – на рис. 4.

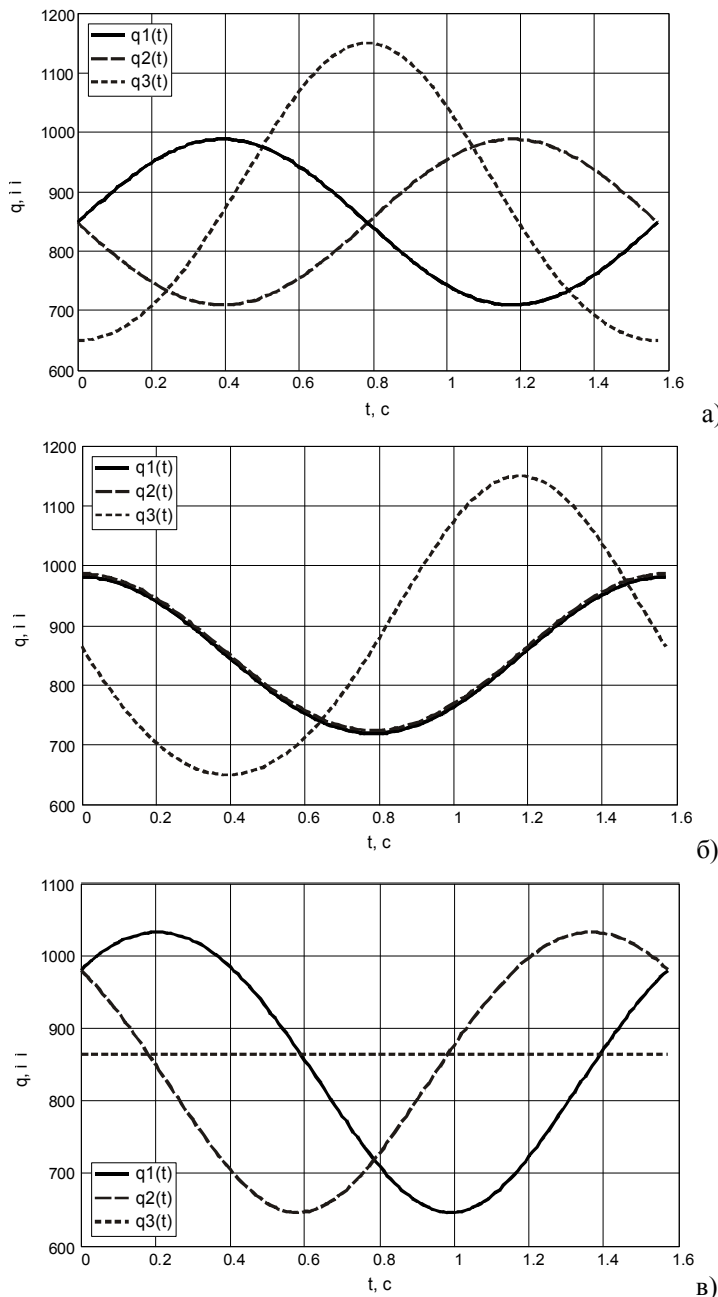


Рисунок 3 – Переміщення приводів верстата при виконанні кругових траєкторій: а) радіусом 250 мм в площині xOy; б) радіусом 250 мм в площині xOz; в) радіусом 250 мм в площині yOz

При виконанні кругової траєкторії радіусом 250 мм в площині xOy із швидкістю робочого органа 1 м/с переміщення приводів штанг мають синусоїдальний характер (рис. 3, а), максимальна їх величина складає близько 300 мм, що майже вдвічі менше діаметра кола траєкторії, а переміщення привода стола верстата приблизно дорівнює діаметру кола траєкторії. При виконанні кругової траєкторії радіусом 250 мм в площині xOz (рис. 3, б) рухається як стіл, так і приводи штанг, причому приводи штанг рухаються синусоподібним чином з однаковим діапазоном переміщення. При виконанні кругової траєкторії радіусом 250 мм в площині yOz (рис. 3, в) стіл залишається нерухомим, а приводи рухаються синусоподібним чином і максимальна величина їх переміщення складає біля 400 мм.

При виконанні лінійної траєкторії вздовж осі Y (рис. 4, а) приводи штанг працюють практично в лінійному режимі з приблизно однаковою швидкістю, а стіл виконує синусоподібне переміщення. При виконанні вертикального руху по осі Z (рис. 4, б) штанги рухаються синхронно з однаковою швидкістю, максимальне перемі-

щення складає приблизно половину від переміщення робочого органа по осі Z. Стіл при цьому здійснює повільний рух для компенсації зміщення робочого органа в напрямку осі X. Для виконання лінійної траєкторії в площині xOy з одночасним рухом по осях X та Y (рис. 4, в) необхідне узгоджене переміщення усіх приводів, причому переміщення приводів штанг вдвічі менше переміщення приводу столу.

Аналіз роботи механізму при виконанні основних траєкторій показав, що максимальні переміщення приводів штанг в півтора-два рази менші, а максимальне переміщення столу – дорівнює переміщенню робочого органа.

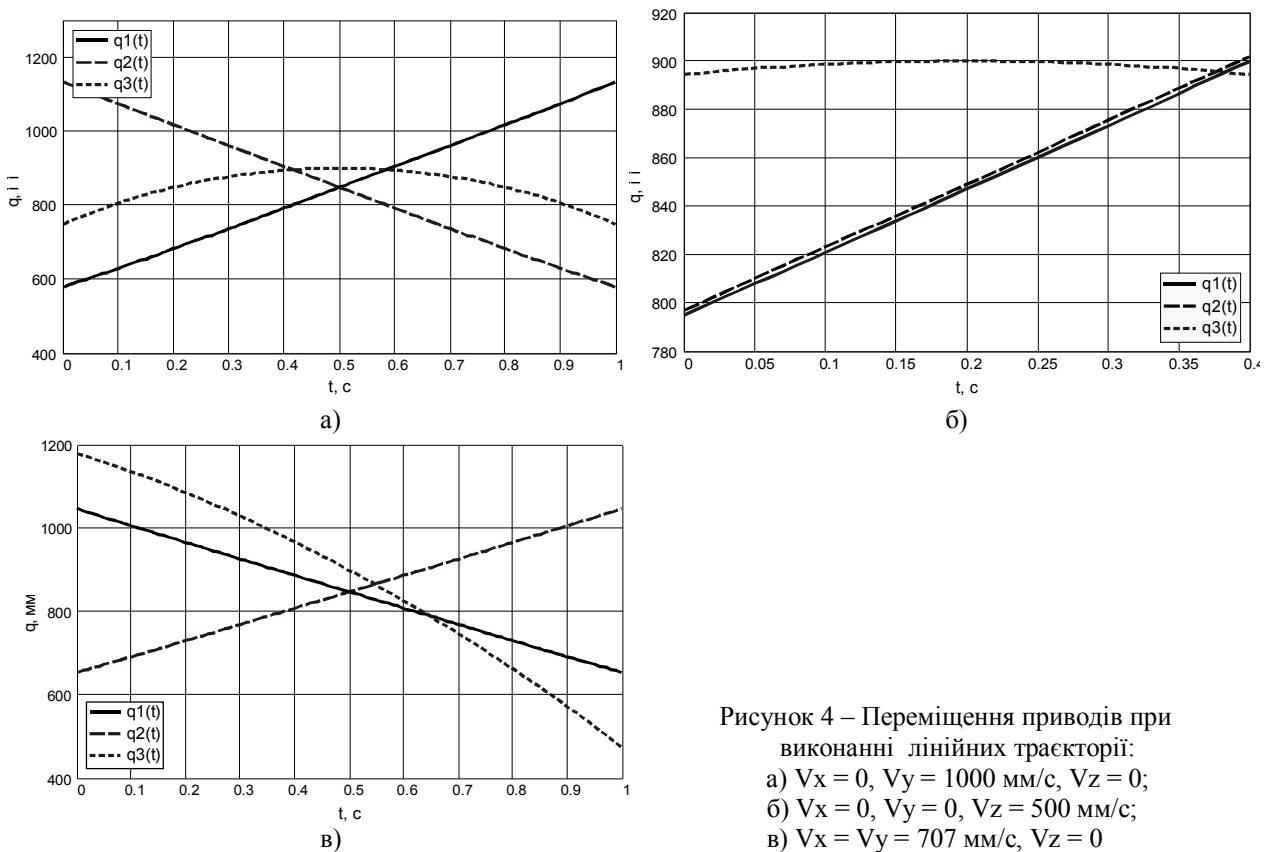


Рисунок 4 – Переміщення приводів при виконанні лінійних траєкторій:
 а) $V_x = 0, V_y = 1000 \text{ мм/с}, V_z = 0$;
 б) $V_x = 0, V_y = 0, V_z = 500 \text{ мм/с}$;
 в) $V_x = V_y = 707 \text{ мм/с}, V_z = 0$

Висновки. 1. Запропоновано верстат з комбінованою кінематикою на основі двокоординатного механізму паралельної структури, який є відносно простим і має високі технічні характеристики за рахунок високої жорсткості і можливості одержання робочої зони необмеженої довжини. 2. Проведено аналіз кінематики механізму паралельної структури „біпод” та виведено залежності, необхідні для керування приводами трикоординатного верстата з комбінованою кінематикою. 3. Встановлено, що при виконанні кругових та лінійних траєкторій робочого органа максимальне переміщення приводів штанг змінної довжини верстата в 1,5–2 рази менші, а максимальне переміщення столу – дорівнює переміщенню робочого органа.

На основі проведеного кінематичного аналізу запропонованої схеми механізму необхідно розробити компоновку та тривимірну модель верстата з комбінованою кінематикою, визначити розміри його робочої зони і встановити раціональні конструктивні параметри, а також провести моделювання траєкторії руху робочого органу.

Література

1. Потапов В.А. Станки с параллельной кинематикой на выставке ЕМО-2001: концепции, реальность и перспективы // Приводная техника. – 2002. – № 2. – С. 50-57.
2. Обрабатывающее оборудование нового поколения / Под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001. – 256 с.
3. Кириченко А.М., Козаченко Ю.А. Анализ компоновок верстатного оборудования с комбинированной кинематикой // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 16. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – С. 162-169.
4. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. – Кіровоград: ІМЕКС, 2004. – 449 с.
5. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.

Одержано 25.04.2008 р.