

ВИМІРЮВАННЯ В НАРОДНОМУ ГОСПОДАРСТВІ

УДК 621.3

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ДОПОМОГОЮ ВІБРАЦІЙНИХ СИГНАЛІВ

© Поджаренко В., Васілевський О., Кучерук В., Ігнатенко О., 2003

Вінницький національний технічний університет, кафедра метрології та промислової автоматики,
Вінниця, Україна

Розглянуто задачу визначення частоти обертання електромеханічних систем за допомогою утворення взаємно кореляційної функції між двома вібраційними сигналами, які одержують з концентрично розташованих акселерометрів. Отримано характеристики сигналів вібрації та їх кореляційні функції.

Рассматривается задача определения частоты обращения электромеханических систем путем образования взаимно корреляционной функции между двумя вибрационными сигналами, которые получают из концентрически расположенных акселерометров. Получены характеристики сигналов вибрации и их корреляционные функции.

The speed definition problem of the electromechanical systems rotation by mutually correlation function between two vibrating signals which were received from concentric-located sensor of vibration is considered. Characteristics of vibration signals and their correlation functions are received.

Вступ. Вібраційний сигнал електромеханічної системи, що працює, містить велику кількість інформації про її стан. Для ефективного використання вібродіагностики необхідно, щоб ця інформація була належно вилучена з отриманих вібраційних сигналів. Підшипникові вузли електромеханічних систем (ЕМС) є одними з найінформативніших вузлів, які визначають надійність і довговічність роботи двигунів. Крім того, встановлюючи технічний стан підшипника за допомогою вібраційних сигналів, доцільно також визначати і частоту обертання ЕМС. Це свідчило б про ефективне використання вібраційного сигналу і дало змогу б позбутися додаткового сенсора кутової швидкості та інших елементів, необхідних для вимірювання частоти обертання ЕМС.

Постановка задачі. Частоту обертання електромеханічних систем, як правило, визначають за допомогою тахометра чи фотоелектричного сенсора кутової швидкості і закріпленого на валу ротора модулятора, який інколи дуже складно розмістити або закріпити. Зростання вимог до ефективності сучасного промислового виробництва зумовлює необхідність пошуку нових способів зниження затрат. Широке впровадження вібродіагностики ЕМС, яке супро-

воджує високий рівень вібрації (дисбаланси, розцентрування, короблення корпусних деталей тощо), зв'язані з частотою обертання ротора і кратними до неї гармонійними складовими. Тому частоту обертання доцільно визначати за допомогою вібраційних сигналів через утворення взаємно кореляційної функції (ВКФ), це дає змогу знизити затрати та підвищити ефективність вібродіагностичних систем.

Аналіз стану досліджень та публікацій. Використання методу безконтактного визначення частоти обертання ЕМС за допомогою двох сенсорів вібрації, які розміщені один від одного концентрично, через утворення ВКФ ще малодосліджене. Відомі роботи [1, 2], що висвітлюють цю задачу лише частково.

Формування цілей статті. Розглядають кореляційний метод визначення частоти обертання ЕМС по сигналах вібрації. Для цього вібросигнали необхідно змістити в часі, за допомогою двох концентрично розміщених сенсорів вібрації (акселерометрів), що дасть змогу утворити кореляційну функцію, по якій можна встановити час досягнення першого максимуму. Цей час дорівнює числовому значенню часу затримки, за якими можна визначати частоту обертання ЕМС.

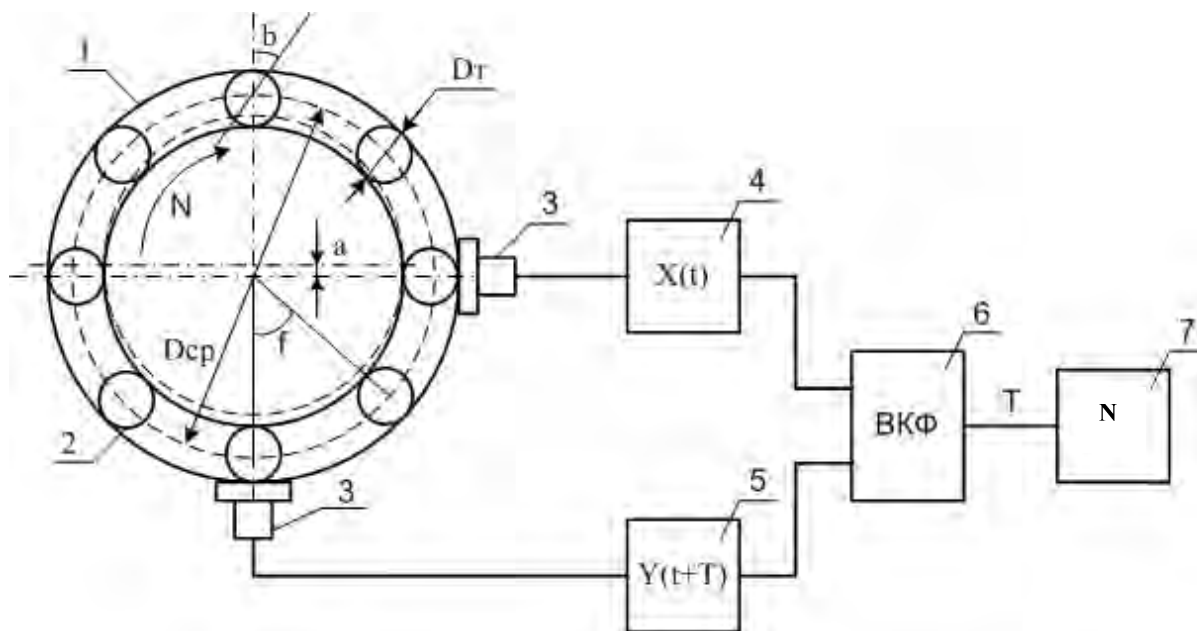


Рис. 1. Блок-схема алгоритму визначення частоти обертання ЕМС за допомогою вібраційних сигналів: 1 – підшипник; 2 – тіло кочення; 3 – сенсори вібрації; 4 – блок визначення функції вібросигналу $X(t)$ з виходу першого акселерометра; 5 – блок визначення функції вібросигналу $Y(t+T)$ з виходу другого акселерометра; 6 – блок визначення часу затримки T , через ВКФ між вібросигналами $X(t)$ та $Y(t+T)$; 7 – блок визначення частоти обертання N

Викладення основного матеріалу. Визначити частоту обертання ЕМС можна за сигналом вібрації, які одержують за допомогою акселерометрів. Для цього сенсори вібрації необхідно розмістити концентрично під певним кутом φ . Нехай цей кут φ дорівнює 90° , тоді вібросигнали також будуть зміщені один відносно другого на час T . Між двома вібросигналами утвориться кореляційна функція, за допомогою якої можна встановити час затримки T . Блок-схему алгоритму визначення частоти обертання ЕМС за допомогою вібраційних сигналів зображено на рис. 1.

Якщо відомий кут повороту φ та часові затримки T , кутову швидкість ω можна визначити як:

$$\omega = \frac{\varphi}{T}, \quad (1)$$

а частота обертання N , яка вимірюється в об./хв., буде дорівнювати:

$$N = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \omega. \quad (2)$$

Як відомо, джерелами вібрації в ЕМС є підшипники кочення, які мають широкий спектр частот – від декількох Гц до десятків кГц [3]. Певні причини призводять до підшипникових вібрацій:

- наявність у підшипниках декількох елементів, що викликають складний рух з різними кутовими швидкостями;
- недосконалість підшипників кочення, що утворилися на стадії їх виготовлення;
- овальність, гранність доріжок та тіл кочення, наявність радіального зазору, дисперсія діаметрів тіл кочення тощо;
- недосконалість, що виникають при збиранні ЕМС – перекошення кілець, недотримання допусків на посадки кілець на вал і в корпус тощо;
- недосконалість, що виникають при експлуатації ЕМС – зношення, забруднення змазки, збільшення радіального зазору тощо.

Зазначені причини, кожна окремо та всі загалом, призводять до складного характеру руху центра вала під впливом сил взаємодії деталей, що контактують.

Створювані підшипниками кочення порушення належать до розряду кінематичних, коли вихідними є не навантаження, а взаємні переміщення зовнішнього і внутрішнього кілець підшипників.

Спектральні характеристики і загальні рівні цих порушень у смугах частот є основною інформацією при утворенні сигналів вібрації підшипників кочення.

Рух центра ваги шийки ротора в підшипнику кочення з позитивним радіальним зазором було розглянуто в роботі [4]. Траєкторію руху центра ваги шийки ротора в найпростішому вигляді можна подати у вигляді зверненої синусоїди – це і буде основною часовою реалізацією сигналів вібрації $X(t)$ та $Y(t+T)$. Тому вібросигнал з виходу першого акселерометра $X(t)$ запишемо у вигляді:

$$X(t) = a \cdot \left| \sin \left(\frac{\omega}{2} \cdot \left[1 - \frac{D_T}{D_{cp}} \cdot \cos(b) \right] \cdot q \cdot \frac{t}{2} \right) \right|, \quad (3)$$

де a – максимальне зміщення внутрішнього кільця підшипника; ω – кутова швидкість ротора; D_T – діаметр тіла кочення (див. рис. 1); D_{cp} – середній діаметр підшипника; b – кут контакту; q – кількість тіл кочення; t – час.

Вібросигнал $Y(t+T)$ з виходу другого акселерометра, який розташований відносно першого під кутом ϕ , запишемо так:

$$Y(t+T) = a' \cdot \left| \sin \left(\frac{\omega}{2} \cdot \left[1 - \frac{D_T}{D_{cp}} \cdot \cos(b) \right] \cdot q \cdot \frac{t+T}{2} + \phi \right) \right|, \quad (4)$$

де a' – максимальне зміщення внутрішнього кільця підшипника в момент часу $t+T$.

Якщо сигнали $X(t)$ та $Y(t+T)$ піддати кореляції, то утвориться взаємно кореляційна функція $R_{XY}(T)$, яка виражатиме ступінь кореляції між двома вібросигналами залежно від їхнього взаємного зсуву (часу затримки) T у часовій області, а час, при якому досягається перший максимум ВКФ, буде відображати час затримки T . Взаємно кореляційну функцію для визначення частоти обертання ЕМС запишемо у вигляді:

$$R_{XY}(T) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} X(t) \cdot Y(t+T) dt. \quad (5)$$

Виконаємо математичне моделювання запропонованого методу в пакеті MAPLE 6.0.

Нехай максимальні зміщення внутрішнього кільця підшипника в різні моменти часу дорівнюють: $a=0.04$ і $a'=0.02$. Підшипникові вузли асинхронного двигуна 4A50A4 мають такі параметри: діаметр тіла кочення

$D_T=0.008$ м, кількість тіл кочення $q=19$, середній діаметр підшипника $D_{cp} = 0.4$ м та максимальний кут контакту $b=\pi/18$. Частоту обертання N для цього типу двигуна будемо змінювати в межах від 10 до 3000 об./хв. У сигналах вібрації, які описують (3) та (4) наявна кутова швидкість ω . Для зручності перейдемо від кутової швидкості ω до частоти обертання N за допомогою рівняння (2). Внаслідок цього в рівняннях (3) та (4) замінимо ω на N через таке співвідношення:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot N. \quad (6)$$

Сигнали $X(t)$ та $Y(t+T)$ є ідеальними, але при проходженні цих сигналів через елементи схеми на них накладаються різного роду шуми та завади. Тому на сигнали, які описують вібрацію, для їх реального подання накладемо заваду у вигляді синусоїди на середніх частотах вібрації.

При підстановці співвідношення (6) у вирази (3) та (4), одержимо відповідні рівняння та характеристики вібросигналів з виходів першого та другого акселерометрів (рис. 2 та 3). Сигнал вібрації підшипника з виходу першого акселерометра опишемо рівнянням:

$$X(t) = 0.04 \cdot \left| \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot N}{2 \cdot 60} \cdot \left[1 - \frac{0.008}{0.4} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{18} \right) \right] \cdot 19 \cdot \frac{t}{2} \right) + \sin(2 \cdot \pi \cdot 400 \cdot t) \right|, \quad (7)$$

а його характеристика при частоті обертання $N=3000$ об./хв має такий вигляд.

Сигнал вібрації з виходу другого акселерометра, який зміщений на кут 90° відносно першого, опишемо так:

$$Y(t+T) = 0.02 \cdot \left| \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot N}{2 \cdot 60} \cdot \left[1 - \frac{0.008}{0.4} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{18} \right) \right] \cdot 19 \cdot \frac{(t+T)}{2} + \frac{\pi}{2} \right) + \sin(2 \cdot \pi \cdot 400 \cdot t) \right|. \quad (8)$$

Характеристика цього вібросигналу при тій самій частоті обертання зображена на рис. 3.

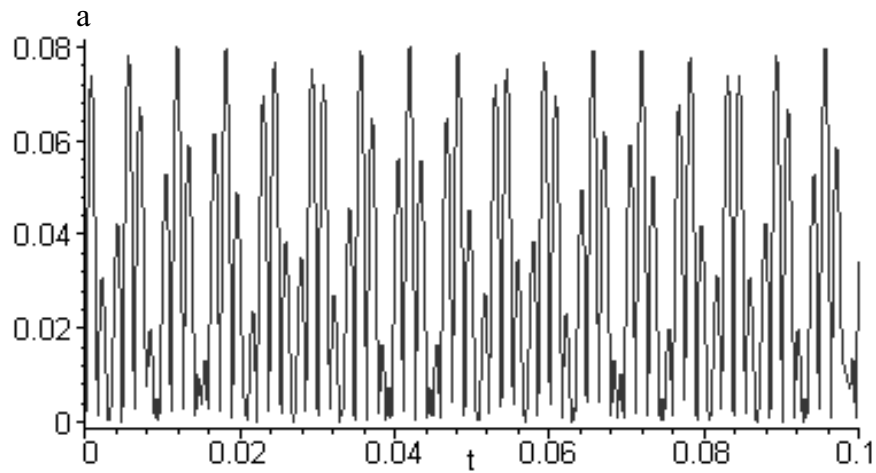


Рис. 2. Характеристика вібросигналу з виходу першого акселерометра

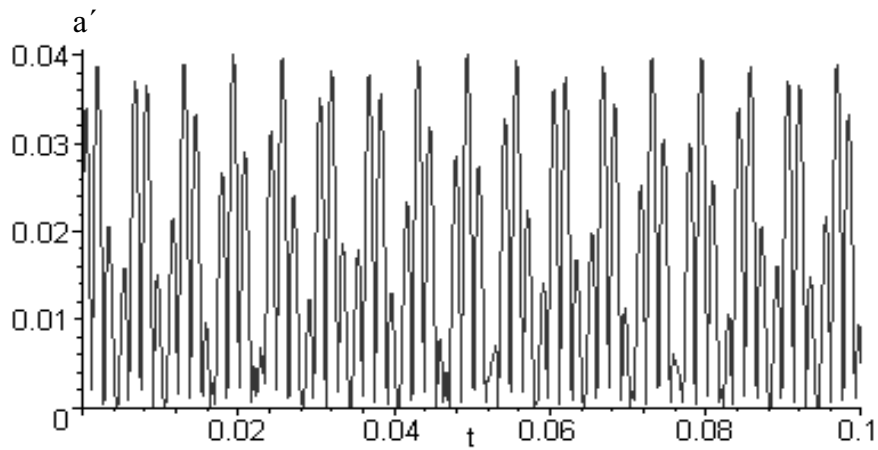


Рис. 3. Характеристика вібросигналу з виходу другого акселерометра

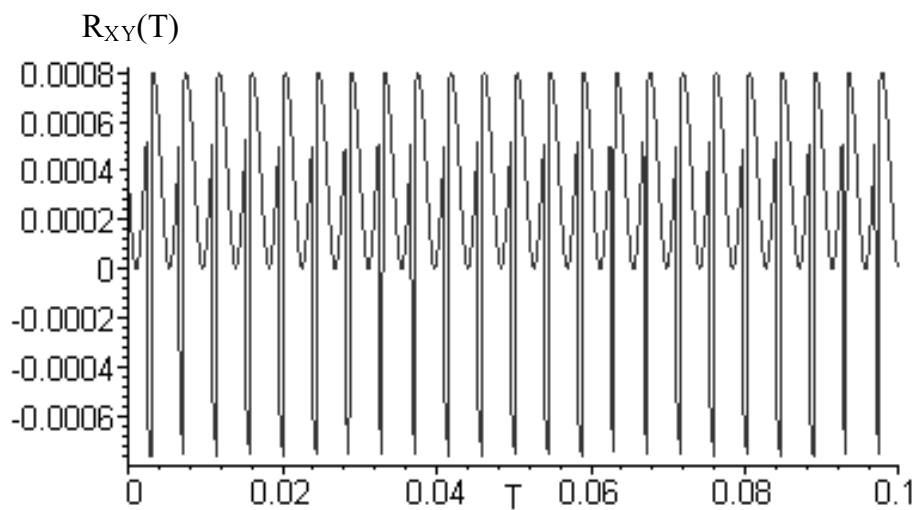


Рис. 4. Характеристика ВКФ при заданій частоті обертання 3000 об/хв

Підставивши вирази (7) та (8) у (5), і спростивши його, отримаємо рівняння кореляційної функції вібраційних сигналів при максимальній частоті обертання:

$$R_{XY}(T) = -0.5354 \cdot 10^{-7} \cdot \text{signum}(0.7354 \times \cos(1462.123 \cdot T) + 0.6777 \cdot \sin(1462.123 \cdot T) + 0.9091) \cdot \cos(1462.123 \cdot T) - 0.0004 \times \text{signum}(0.7354 \cdot \cos(1462.123 \cdot T) + 0.6777 \times \sin(1462.123 \cdot T) + 0.9091) \cdot \sin(1462.123 \cdot T) + 0.0004 \cdot \text{signum}(0.7354 \cdot \cos(1462.123 \times T) + 0.6777 \cdot \sin(1462.123 \cdot T) + 0.9091) - -0.2411 \cdot 10^{-7} \cdot \cos(1462.123 \cdot T) \times \text{signum}(\cos(1462.123 \cdot T)). \quad (9)$$

Характеристика ВКФ між вібросигналами X(t) та Y(t+T) при заданій максимальній частоті обертання 3000 об./хв. зображена на рис. 4.

Як вже було згадано вище, перший максимум утвореної ВКФ дорівнюватиме часові затримки T. Обчислений час затримки дорівнює: T = 3.223 мс. Це також видно і з характеристики ВКФ при збільшеному масштабі (рис. 5).

Підставивши визначений час затримки T = 3.223 мс отримаємо таку частоту обертання N ЕМС:

$$N = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot 3.223 \cdot 10^{-3}} = 2964.36 \text{ (об/хв)}. \quad (10)$$

Абсолютна похибка Δ у такому разі становить:

$$\Delta = |2964.36 - 3000| = 35.64 \text{ (об/хв)}, \quad (11)$$

а відносна похибка δ буде дорівнювати:

$$\delta = \frac{\Delta}{N_d} \cdot 100\% = \frac{35.64}{3000} \cdot 100\% = 1.2\%. \quad (12)$$

Якщо задати частоту обертання такою, що дорівнює 1000 об./хв., то отримаємо характеристику ВКФ, яка зображена на рис. 6. Час досягнення першого максимуму ВКФ – час затримки, при такій швидкості обертання дорівнює: T = 9.669 мс. А частота обертання N:

$$N = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot 9.669 \cdot 10^{-3}} = 988.12 \text{ (об/хв)}. \quad (13)$$

Відносна похибка δ, при дійсній частоті обертання 1000 об./хв., буде дорівнювати:

$$\delta = \frac{|988.12 - 1000|}{1000} \cdot 100\% = 1.2\%. \quad (14)$$

Отже, результати математичного моделювання свідчать про те, що за допомогою вібраційних сигналів (рис. 2 та 3), які затримані в часі один відносно другого, можна визначати частоту обертання, утворивши між ними кореляційну функцію (рис. 5 та 6). Для того щоб пересвідчитися в цьому, сигнали вібрації були виражені через частоту обертання, тобто задавали дійсне значення частоти обертання. Визначаючи частоти обертання через взаємно кореляційну функцію, задані значення відображають з відносною похибкою 1.2 %. Це свідчить про те, що за вібросигналами, при вібродіагностиці двигунів, за допомогою кореляційного методу можна визначати частоту обертання ЕМС.

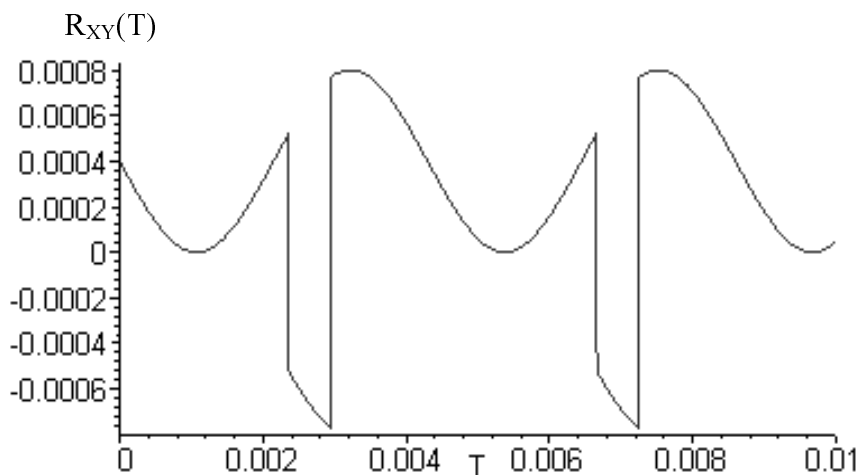


Рис. 5. Характеристика ВКФ при збільшеному масштабі

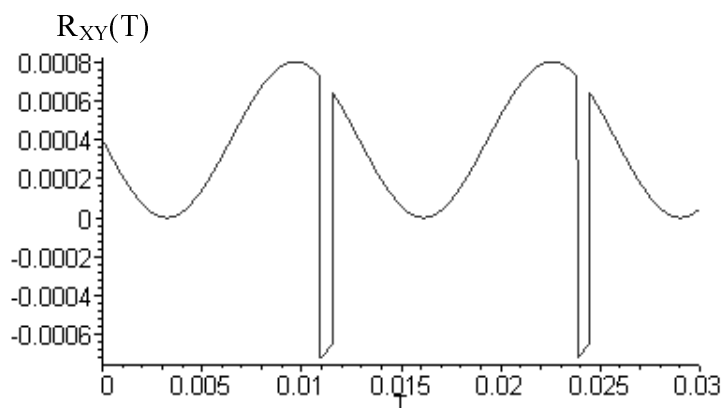


Рис. 6. Характеристика ВКФ при швидкості обертання 1000 об/хв

Висновки.

1. За допомогою вібраційних сигналів можна визначати частоти обертання ЕМС, при відомому кутові двох концентрично розташованих сенсорів вібрації та часові затримки. Відносна похибка кореляційного методу визначення частоти обертання при діапазоні зміни частоти обертання від 10 до 3000 об/хв, як показали математичні розрахунки, не перевищує 1.2 %.

2. Виконано математичне моделювання роботи кореляційного методу визначення частоти обертання ЕМС, внаслідок чого отримані характеристики сигналів вібрації та їх ВКФ, за допомогою яких визначають частоту обертання ЕМС.

3. Використання кореляційного методу визначення частоти обертання ЕМС дає змогу позбутися додаткового сенсора кутової швидкості та необхідності

закріплення на валу ротора модулятора, які потрібні для безпосереднього вимірювання кутової швидкості.

4. Подальше вдосконалення описаної роботи полягає у використанні кореляційного методу визначення частоти обертання для одержання експериментальних даних, оброблення результатів, отриманні статичної і динамічної характеристики та мінімізації похибки вимірювання.

1. Шрюфер Е. Обробка сигналів: цифрова обробка дискретизованих сигналів. – К., 1992. 2. Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник. – М., 1987. 3. Диментберг Ф. М., Колесников К. С. Вибрации в технике. Справочник. – М., 1980. – Т. 3. 4. Крючков Ю. С. Влияние зазора на вибрацию и шум подшипников качения // Вестник машиностроения. 1959. – №8. – С. 30–33.