

**КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ НАПРЯМНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА  
ЗАДАНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ПРЯМОЛІНІЙНОЇ ДІЛЯНКИ ШАТУННОЇ КРИВОЇ**

*В статті розглядається питання синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням особливих точок шатунної площини – точок розпрямлення 5-го порядку. Такі механізми мають використання у різних галузях машинобудування. Наведено результати проведених досліджень у вигляді довідкових карт, що дозволяють проводити синтез таких механізмів за заданими параметрами прямолінійної ділянки, а саме: довжиною ділянки наближення та кутом її нахилу.*

*Ключові слова: важільні механізми, прямолінійно-напрямні механізми, кінематичний синтез, точки розпрямлення 5-го порядку, шатунна крива.*

V.O. KHARZHEVSKYI  
Khmelnitskyi National University**KINEMATIC SYNTHESIS OF LINKAGE PATH GENERATING MECHANISMS BY GIVEN  
PARAMETERS OF STRAIGHT LINE PART OF COUPLER CURVE**

*The article is dedicated to the synthesis of straight-line linkage mechanisms by means of four-bar linkage using special points of coupler plane – 5<sup>th</sup> order straightening points that can be found in a certain position of a coupler plane as intersection of inflexion circle with the curve that is a locus of points with 5<sup>th</sup> order of tangency with their tangent circles. Path generating mechanisms are widely used in different branches of modern machine building, and it is known that linkages have a number of advantages in comparison with the other types of mechanisms, for example non-full tooth gears or cam mechanisms. The results of carried researches in the form of reference diagrams are shown in the article. It helps to carry out the synthesis procedure of path generating linkage mechanisms by given parameters of straight line part of coupler curve: length of approximated part of coupler curve and slope angle of straight line.*

*Keywords: linkages, straight-line mechanisms, cinematic synthesis, 5<sup>th</sup> order straightening points, coupler curve.*

В різних галузях сучасного машинобудування широко використовуються механізми, виконавчі органи яких здійснюють рух за певною траєкторією. Такі механізми називають напрямними. Одними з найбільш розповсюджених напрямних механізмів є кругові та прямолінійно-напрямні механізми, певні точки ланок яких рухаються за траєкторіями, що на певних своїх ділянках наближаються відповідно до дуги кола або прямої лінії. Для реалізації цієї задачі можуть використовуватись різні типи механізмів, зокрема важільні, які містять у своєму складі лише нижчі кінематичні пари, що, на відміну від інших механізмів, забезпечує більшу надійність, довговічність, менше зношування, а також більші робочі швидкості, що особливо важливо для сучасних машин-автоматів.

Наведемо деякі приклади таких механізмів [1–3]: механізми для голок високопродуктивних швейних машин; механізми для ведення інструменту при обробці деталей на стрічкових конвеєрах; механізми для компенсації помилок положення при автоматичному складанні; механізми підвісок; механізми для перетворення обертового руху у зворотньо-поступальний, наприклад, для приводів насосів та багато інших. Крім того, такі механізми можуть використовуватись як базові при проектуванні механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки.

Як відомо, існує два напрямки у синтезі важільних напрямних механізмів:

1. Використання алгебраїчних методів найкращого наближення функцій за Чебишевим, що полягають у пошуку таких параметрів механізму, які би забезпечували наявність максимально можливої кількості вузлів інтерполяції між заданою та замінювальною функціями з найменшими відхиленнями з рівномірним характером їх зміни: в цьому напрямку слід відмітити, зокрема, роботи Кіницького [2], Саркісяна, Гассманна [5].

2. Використання методів кінематичної геометрії, започатковані німецьким вченим Бурместером, що знайшли подальший розвиток, зокрема, в роботах Ліхтенхельдта, Бейера, Геронімуса, Черкудінова [1], Іна, Хана [6], Ванга [7]. Основною особливістю цих методів є використання кратних вузлів інтерполяції шатунної площини, які можна використати за шатунні точки механізму: в цьому випадку в деякому околі від цих точок шатунні криві будуть мати ділянки наближено постійної кривизни, що дає можливість проектувати кругові та прямолінійно-напрямні механізми.

Таким чином, метою даної роботи є проведення синтезу та розробка довідкових карт щодо визначення геометричних параметрів важільних прямолінійно-напрямних механізмів відповідно до заданих параметрів прямолінійної ділянки, а саме за її довжиною та її кутом нахилу.

Розглянемо важільний прямолінійно-напрямний механізм, який можна одержати на базі шарнірного чотириланкового механізму, у склад якого входять лише обертові кінематичні пари. Так само, як і в роботі [3], будемо досліджувати такі механізми як на базі кривошипно-коромислового механізму (рис. 1, а), так і на основі двокривошипного (рис. 1, б).

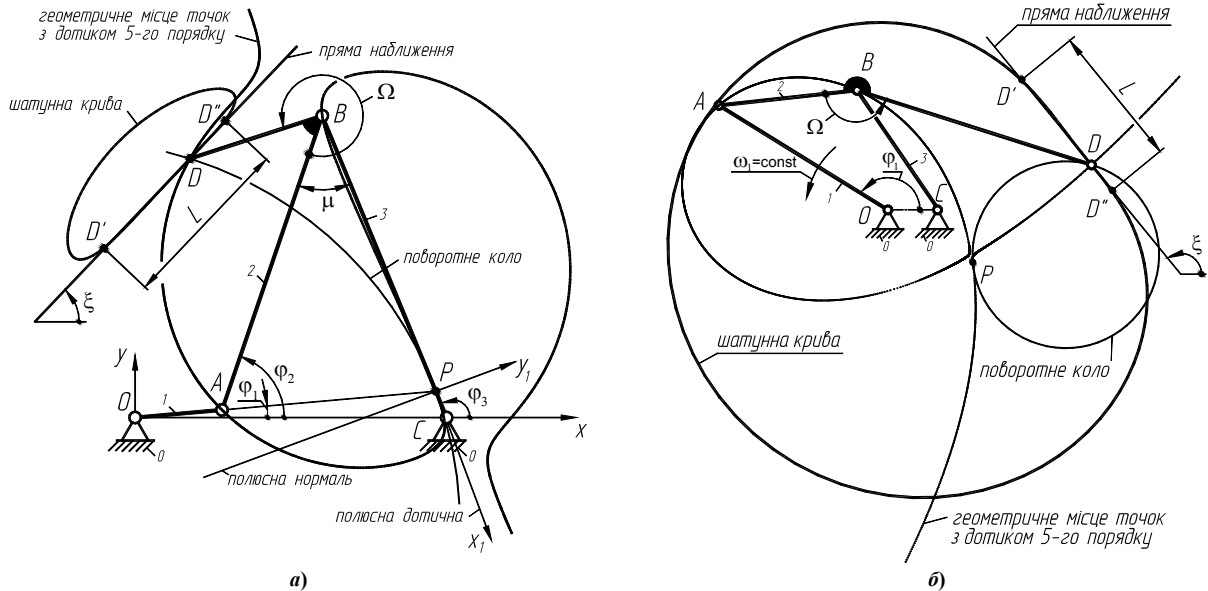


Рис. 1. Прямолінійно-напрямний шарнірний чотириланковий механізм а) кривошипно-коромисловий; б) двокривошипний

Механізм працює наступним чином: при неперервному обертальному русі вхідної ланки 1 (кривошипа), шатунна точка D викреслює певну криву, яка на деякій своїй ділянці D'D'' наближається до прямої лінії.

Як показано автором в роботі [4], для проектування прямолінійно-напрямних механізмів методами кінематичної геометрії можна використати, зокрема, точки розпрямлення 5-го порядку, що визначаються в загальному вигляді для будь-якого положення шатувної площини як точки перетину поворотного кола з кривою, що є геометричним місцем точок з дотиком 5-го порядку зі своїм колом кривизни. Відповідно до теоретичних основ синтезу таких механізмів, координати шатувної точки в системі координат  $x_1P_1$  визначаються наступним чином [4]:

$$x_D = \frac{\omega^2 \left( x_0'' (y_0^V)^2 - x_0^V y_0^V y_0'' \right) + n_5 \left( x_0^V y_0''^2 - x_0'' y_0^V y_0^V \right)}{\omega^4 \left[ (x_0^V)^2 + (y_0^V)^2 \right] + n_5^2 (x_0''^2 + y_0''^2) + 2\omega^2 n_5 (x_0'' x_0^V - y_0'' y_0^V)}, \quad (1)$$

$$y_D = \frac{\omega^2 \left( y_0'' (x_0^V)^2 - x_0^V y_0^V x_0'' \right) + n_5 \left( y_0^V x_0''^2 - x_0'' y_0^V x_0^V \right)}{\omega^4 \left[ (x_0^V)^2 + (y_0^V)^2 \right] + n_5^2 (x_0''^2 + y_0''^2) + 2\omega^2 n_5 (x_0'' x_0^V - y_0'' y_0^V)}, \quad (2)$$

де  $n_5 = 5\omega\ddot{\omega} - 2\dot{\omega}(\ddot{\omega} - \omega^3)$ ;  $\omega, \dot{\omega}, \ddot{\omega}, \ddot{\omega}$  – кутова частота обертання шатувної площини та відповідні похідні за часом  $x_0'', y_0'', x_0^V, y_0^V$  – відповідно прискорення та похідні 5-го порядку від переміщень полюса P миттєвого обертання шатувної площини. В процесі синтезу початковими даними є довжини ланок механізму, а саме: кривошипа  $r = l_{OA}$ , шатуна  $b = l_{AB}$ , коромисла  $c = l_{BC}$ , а також кут повороту кривошипа  $\phi_1$ , що задає положення шатувної площини, для якого буде визначатись особлива точка – точка розпрямлення 5-го порядку.

Використовуючи методику синтезу, наведену в роботі [4], можна визначити положення шатувної точки, яке задається довжиною другого плеча шатуна  $k = l_{BD}$  та кутом його злому  $\Omega$ .

Отже, задача полягає у визначенні такого положення шатувної площини, що визначається кутом повороту кривошипа  $\phi_1$ , для якого визначена шатунна точка (точка розпрямлення 5-го порядку) забезпечить проектування прямолінійно-напрямного механізму, для якого довжина прямолінійної ділянки та кут її нахилу були б наперед заданими. Для визначення величини ділянки наближення в проєктованих механізмах був використаний розроблений автором числовий метод з використанням безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки [3].

Як відомо, довжину шатувної кривої як функції, що задана параметрично (за параметр прийнято кут повороту кривошипа  $\phi_1$ ), можна розрахувати таким чином [3]:

$$L_k = \int_{\alpha}^{\beta} \sqrt{(x'_D)^2 + (y'_D)^2} d\varphi_1, \quad (3)$$

У рівнянні (3) величини  $x'_D = dx_D/d\varphi_1$ ,  $y'_D = dy_D/d\varphi_1$  – аналоги швидкостей шатунної точки  $D$ , спроектовані на осі координат, причому оскільки рух вхідного кривошипа є рівномірним, похідну можна брати не за часом, а за кутом  $\varphi_1$ ;  $\alpha, \beta$  – відповідні кути повороту кривошипа. Якщо за ці кути прийняти значення кутів  $\varphi_1$ , що визначають початок та кінець ділянки наближення, то за формулою (3) можна розрахувати довжину прямолінійної ділянки шатунної кривої. Якщо замість  $\alpha$  та  $\beta$  підставити відповідно значення 0 та  $2\pi$ , можна розрахувати повну довжину шатунної кривої механізму.

В результаті проведених розрахунків отримано результати у вигляді довідкових діаграм. На рис. 2 показано приклад діаграми зміни довжини прямолінійної ділянки  $L_n$  шатунної кривої, яка може бути використана для синтезу кривошипно-коромислових механізмів за заданою її величиною. Послідовність синтезу механізму в такому випадку є наступною: знаходиться кут повороту кривошипа  $\varphi_1$ , що визначає положення шатунної площини та точки розпрямлення 5-го порядку у ній. Далі, відповідно до отриманого значення кута  $\varphi_1$ , використовуючи методику синтезу, наведену автором у [4], можна обчислити довжину другого плеча шатуна  $k$  та кут його злому  $\Omega$ , що і визначають форму шатунної кривої точки  $D$  механізму.

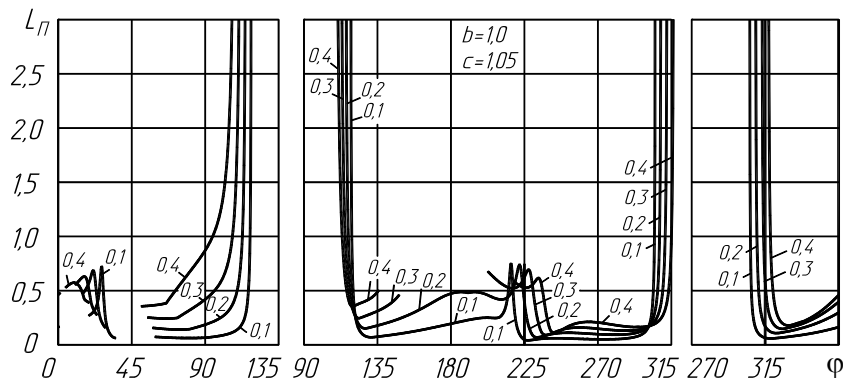


Рис. 2. Зміна довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої кривошипно-коромислових механізмів

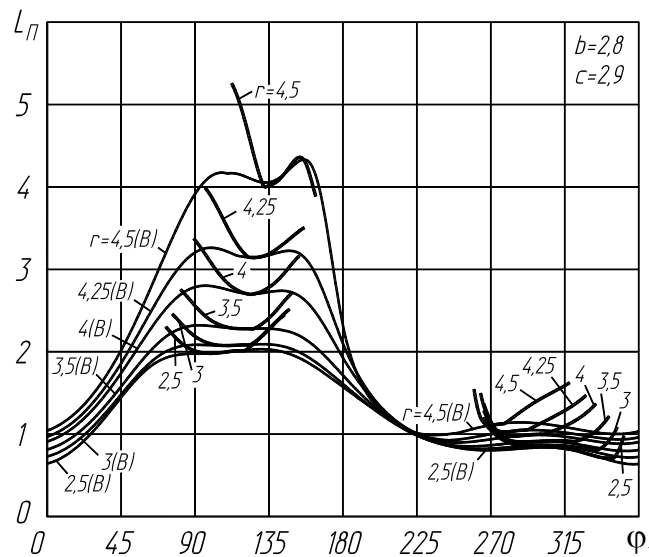


Рис. 3. Зміна довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої двокривошипних механізмів (для порівняння показані криві для механізмів точок Болла, з літерою «В» у дужках)

На рис. 3 показано приклад діаграми зміни довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої для базових двокривошипних механізмів. В даній роботі проводиться дослідження механізмів, що синтезовані з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, для порівняння на діаграмі показані також відповідні залежності для механізмів, що синтезовані за використанням точок Болла, які досліджувались у [3]. Як видно, при однакових початкових параметрах базового механізму, точки розпрямлення 5-го порядку забезпечують більші величини прямолінійних ділянок.

При проектуванні важільних прямолінійно-напрямних механізмів важливою характеристикою

механізму для конструктора є також кут нахилу прямолінійної ділянки, який можна знайти аналітично методами кінематичної геометрії, оскільки дотична до шатунної кривої в точці розпрямлення 5-го порядку проходить через полюс повороту шатунної площини (так само, як і у випадках проектування механізмів з використанням точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку). Відповідна методика визначення кута нахилу прямолінійної ділянки  $\xi$  наведена у [3]. На рис. 4 показано приклад отриманої діаграми зміни кута  $\xi$ , яка може бути використана для синтезу механізмів за наперед заданим значенням цього параметра.

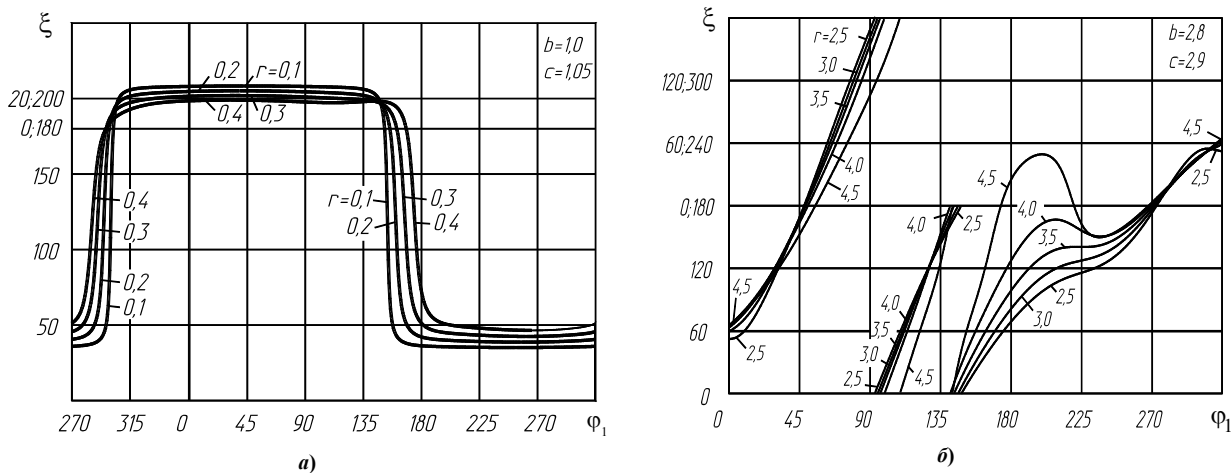


Рис. 4. Діаграма зміни кута нахилу прямолінійної ділянки шатунної кривої а) кривошипно-коромислові механізми; б) двокривошипні механізми

Як вже зазначено, точки розпрямлення 5-го порядку можуть бути знайдені для будь-якого положення шатунної площини механізму. Отже, для заданих параметрів шарнірного чотириланкового механізму (кривошипа  $r$ , шатуна  $b$  та коромисла  $c$ ) можна отримати механізми з різними формами шатунних кривих та різними величинами їх прямолінійних ділянок. Однією з характеристик шатунної кривої є відношення довжини прямолінійної ділянки  $L_n$  шатунної кривої до загальної її довжини  $L_k$ : знайдена таким чином величина може бути виражена у процентах та певним чином характеризує форму шатунної кривої. Приклад відповідної діаграми для кривошипно-коромислових механізмів показано на рис. 5.

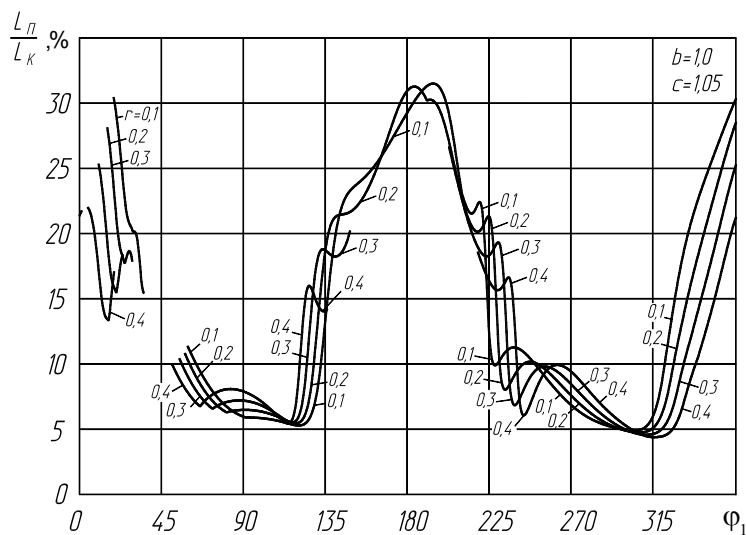


Рис. 5. Діаграма зміни відношення довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої до її загальної довжини, для кривошипно-коромислових механізмів

Відомо, що на базі напрямних механізмів можна проектувати механізми з періодичною зупинкою вихідної ланки [1-3]. Якщо в процесі проектування машини необхідно забезпечити регулювання тривалості зупинки вихідної ланки у широких межах, наприклад шляхом створення нерівномірності в обертанні кривошипа  $l$ , як це зроблено, наприклад, в роботі [3], для цього в процесі проведення синтезу бажано вибирати механізми, у яких величина  $L_n/L_k$  є якомога більшою. На рис. 6 показано діаграму зміни цього параметру для двокривошипних механізмів, з якої видно, що точки розпрямлення 5-го порядку забезпечують проектування прямолінійно-напрямних механізмів із тривалішими ділянками наближення, порівняно з механізмами, що синтезовані на основі точок Болла.

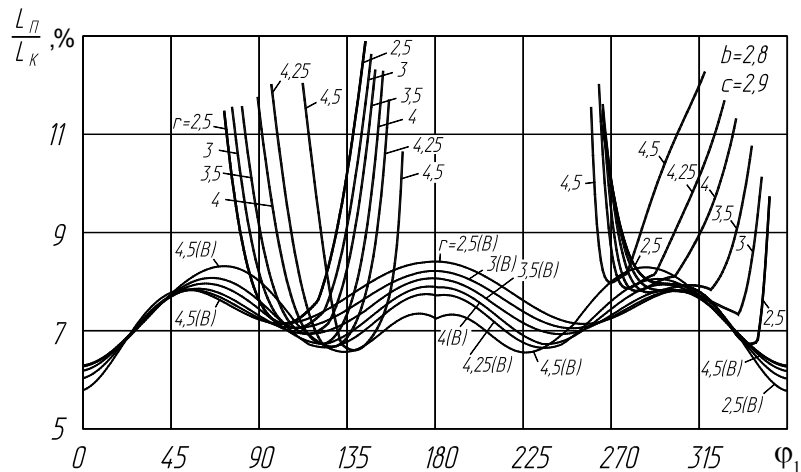


Рис. 6. Діаграма зміни відношення довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої до її загальної довжини, для двокривошипних механізмів (для порівняння показані криві для механізмів точок Болла, з літерою «В» у дужках)

Таким чином, проведені дослідження та одержані результати, які дозволяють проводити синтез важільних прямолінійно-напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму за заданими параметрами прямолінійної ділянки, а саме її довжиною та кутом нахилу, що є важливими вимогами конструктора при проектуванні таких механізмів. Крім того, проведено розрахунок відношення довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої проєктованих механізмів до загальної її довжини та встановлено, що у механізмах, синтезованих з використанням точок розпрямлення 5-го порядку ця величина може сягати більше 30%. Це дозволяє у широких межах проводити регулювання тривалості зупинки вихідної ланки у механізмах із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі прямолінійно-напрямних механізмів. Для отримання більш точних значень параметрів синтезу, доцільно використовувати розроблене програмне забезпечення. Дослідження планується продовжити в напрямку проведення оптимізаційного синтезу таких механізмів.

### Література

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский., С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
3. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
4. Харжевський В.О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 5 (229). – С. 62–67.
5. Gassmann V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
6. Yin L. "A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points" / L. Yin, J. Han, J. Huang, T. Yang // Applied Mechanics and Materials, Vols 215-216, 2012, pp. 138–141.
7. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

Рецензія/Peer review : 18.3.2016 р.

Надрукована/Printed : 19.4.2016 р.

Рецензент : д.т.н., проф. Киницкий Я.Т.