

ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ АНАЛІЗУ СКЛАДНОСТІ РОБІТ ПРИ ОБСТЕЖЕННІ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕТАЛООБРОБНОГО ОБЛАДНАННЯ З ГНУЧКОЮ ЛОГІКОЮ

Проведено розробку інформаційної технології при дослідженні складності робіт та обстеженні динаміки процесів функціонування коливальної системи шпіндельного вузла металообробного обладнання з гнучкою логікою. Розглянуто динамічні моделі лінійних пружних систем фрезерних верстатів. Математичний аналіз отриманих АФЧХ повної пружної системи дає можливість створення методики їх обчислення.

Ключові слова: інформаційна технологія, динамічні моделі, амплітудно-фазові частотні характеристики, агрегатно - модульні конструкції, електромагнітні вібратори, вертикально - фрезерний верстат, шпіндельний вузол.

V.A.TOLBATOV, O.A. DOBRORODNOV, S.V. TOLBATOV

Sumy state university

A.V. TOLBATOV

Sumy National Agrarian University

INFORMATION TECHNOLOGY FOR THE WORK COMPLEXITY ANALYSIS OF DYNAMICS FUNCTIONING METAL WORKING MACHINERY WITH FLEXIBLE LOGIC RESEARCH

The information technology development for the work complexity and research of dynamics of functioning operation oscillatory system spindle assembly metalworking machines with flexible logic has been performed. Dynamic models of linear elastic systems of milling machine tools have been considered. Mathematical analysis of APFR full elastic system enables the creation of methods of calculation.

Keywords: information technology, dynamic models, the amplitude and phase frequency response, aggregate - modular design, electromagnetic vibrators, vertically - milling machine, spindle assembly.

Постановка задачі

Забезпечення надійності функціонування металообробного обладнання із жорсткою та гнучкою логікою є одним з основних завдань науки і техніки в цій галузі. Ступінь надійності сучасних металообробних верстатів забезпечується за умови прогнозування надійності на етапах проектування обладнання з метою виявлення слабких місць, контролю рівня надійності на кінцевих етапах розроблення на основі результатів дослідження, оптимізації надійності запроєктованих об'єктів з урахуванням умов експлуатації обладнання. Це дозволяє довести технічну справність об'єктів до високих показників. Раніше авторами розглядалась тематика побудови сучасних систем управління підвищення надійності [1-3]. Виконання умов запропанованих авторами, з урахуванням [1-3] дозволяє провести оцінку складності робіт по зниженню чисельності технологічного та ремонтно-технічного персоналу. В роботі розроблена сучасна інформаційна технологія, проаналізовано питання забезпечення високої надійності функціонування коливальної системи механічної частини металообробного обладнання. Для сучасних верстатів агрегатно - модульної конструкції з гнучкою логікою важливо забезпечити високу якість окремих вузлів і конструкції в цілому по всіх вихідних показниках (точності, жорсткості, динамічній податливості, температурі нагріву, рівню шуму і т.п.). Більшість з цих показників передбачається вже на стадії виготовлення вузлів, і при складанні вони переносяться на верстат практично без змін, визначаючи (або доповнюючи) відповідні показники всієї конструкції. Винятком є динамічні показники, зокрема динамічна податливість пружної системи (ПС) верстата, що визначається за амплітудно - фазовими частотними характеристиками (АФЧХ) [4].

При повузлових дослідженнях динаміки складної коливальної системи, якою є ПС верстата, необхідно визначати АФЧХ її окремих частин (підсистем) і повної ПС. Особливістю таких досліджень є те, що динамічні характеристики повної ПС повинні встановлюватися з урахуванням взаємозв'язку і взаємовпливу її підсистем.

Однак властивості повної ПС не є простою сумою властивостей складових її елементів. Тому розчленувати повну ПС на незалежні підсистеми без урахування їх пов'язаності (наприклад, за конструктивною або іншою ознакою) практично неможливо. ПС легко розділяється лише при переході до нормальних координатах, але штучно виділені нормальні координати, як правило, не мають ясного фізичного сенсу. Тому розчленування ПС є складним завданням, для вирішення якого доцільно використовувати спеціальні методи, наприклад, викладені в роботі [5].

При повузлових дослідженнях ПС верстата необхідно мати достовірні відомості про динамічні характеристики, як окремих вузлів, так і верстата в цілому. Існуючі методи не дозволяють отримувати експериментальні характеристики вузлів, виділені в чистому вигляді з характеристики повної ПС (верстата або випробувального стенду), і використовувати їх на стадії проектування верстата, до якого входять ці вузли, для отримання його характеристики.

Теоретичні результати розв'язання завдань дослідження динаміки функціонування коливальної системи металообробного обладнання з гнучкою логікою підлягають аналізу та розробці практичного застосування.

Запропонована інформаційна технологія аналізу складності робіт при обстеженні динаміки процесів функціонування металообробного обладнання з гнучкою логікою базується на поняттях "інформаційні ресурси" та "інформаційні процеси". На рис. 1 подано схему, яка логічно визначає цю інформаційну технологію.

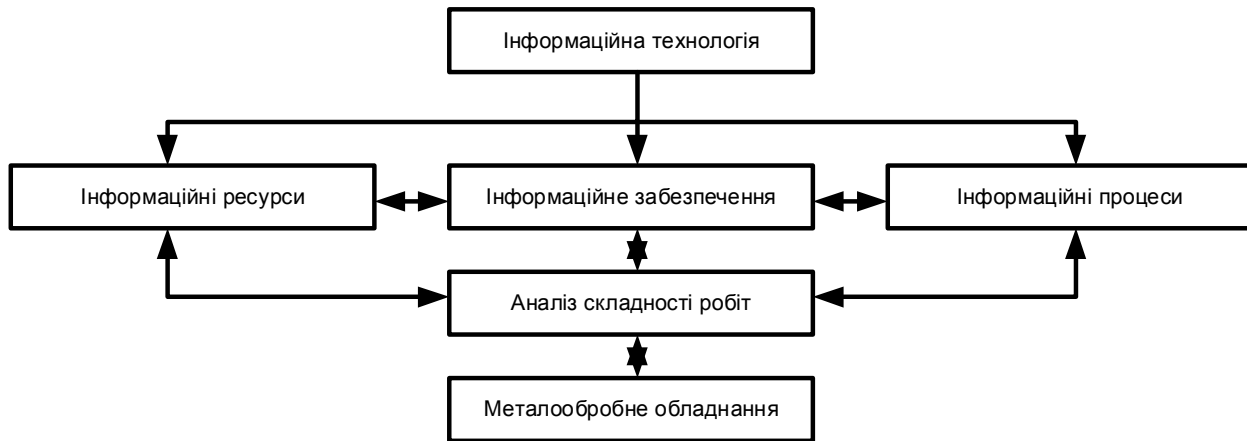


Рис. 1. Схема взаємодії функціональних блоків інформаційної технології аналізу складності робіт при обстеженні динаміки процесів функціонування коливальної системи металообробного обладнання

Інформаційні ресурси – це запропоновані в роботі моделі, методи та алгоритми. Інформаційний процес у широкому сенсі – це процеси одержання, збереження, перетворення, представлення і передачі інформації, взяті окремо або в сукупності. Зміст і характер інформаційних процесів визначаються інформаційною системою.

Інформаційна система – це інструмент, що дозволяє відбирати інформаційні ресурси і реалізувати інформаційні процеси. Основу автоматизованої інформаційної системи становить комп'ютер із наявними операційною системою, системою управління базами даних і прикладними програмами.

Пропонований нижче метод дає можливість отримувати достовірні експериментальні динамічні характеристики (у формі АФЧХ) окремих вузлів, а також характеристики повної ПС верстата за відомими характеристиками його вузлів.

Аналіз досліджень та публікацій

Згідно з методом комплексних амплітуд [6] рух лінійної ПС описується системою рівнянь виду $Gq = T$, де G - комплексна матриця динамічної жорсткості системи; q — m - мірний вектор узагальнених координат системи (тут m - число узагальнених координат); T - вектор зовнішніх обурень. Повна ПС представлена при цьому у вигляді декількох (у простому випадку - двох) зв'язаних підсистем.

Застосовуючи метод поділу матриці на блоки, отримуємо для двох зв'язаних підсистем

$$\begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix},$$

причому $G = H - C$, де

$$H = \begin{bmatrix} H_{11} & 0 \\ 0 & H_{22} \end{bmatrix} \text{ і } C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix}$$

- відповідно блочно-діагональна матриця динамічної жорсткості і матриця зв'язку підсистем.

Аналогічно для двох незалежних (незв'язаних) підсистем

$$\begin{bmatrix} H_{11} & 0 \\ 0 & H_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix},$$

де ξ_1 і ξ_2 - складові вектора узагальнених координат для незалежних підсистем.

Використовуючи принцип суперпозиції за зовнішніми впливами T_1 , T_2 , і вводячи передавальні функції (ПФ) виду $W_{Tl}^{qk} = q_k / T_l$ і $W_{ql}^{qk} = q_k / q_l$ (де $k, l = \overline{1, m}$), отримаємо після ряду перетворень досить складні матричні співвідношення, що зв'язують ПФ підсистем і повної ПС (відповідно W_{Tl}^{qk} і W_{Tl}^{qk}).

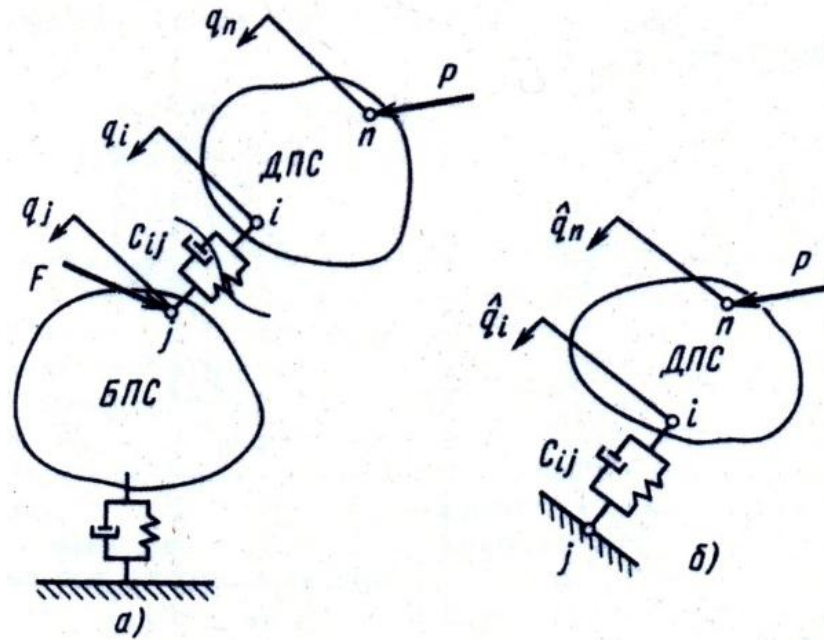


Рисунок 2 – Динамічні моделі лінійних ПС верстата: а - повної ПС; б - парціальної ДПС

У більшості випадків ПС верстат має структуру дерева, в якій до несучих базових елементів (станіні, стійці) приєднані інші елементи (шпиндельні вузли, супортні групи і т.д.). Тому її часто можна представити у вигляді розгалуженої незамкненої ланцюгової механічної системи. Для такої системи $C_{11} = 0$, і згадані вище матричні співвідношення істотно спрощуються, приймаючи вид

$$\mathbb{W}_{T1}^{q1} = W_{T1}^{q1} - \mathbb{W}_{q2}^{q1} W_{T1}^{q2}; \quad (1)$$

$$W_{T1}^{q1} = [E - \mathbb{W}_{q2}^{q1} (E - \mathbb{W}_{T2}^{q2} C_{22})^{-1} \mathbb{W}_{T2}^{q2} C_{21}]^{-1} \mathbb{W}_{T1}^{q1}, \quad (2)$$

де E - одинична матриця.

Розглянемо ПС ланцюгового типу (рис. 2), що складається в простому випадку з двох підсистем - БПС (базової підсистеми) і ДПС (додаткової підсистеми), пов'язаних між собою в точках i і j пружно-демпфіруючим зв'язком C_{ij} .

Застосовуючи до такої ПС вирази (1) і (2), після перетворень отримаємо для характерних точок, n , i і j (рис. 2, а) аналогічні скалярні співвідношення

$$\begin{aligned} \mathbb{W}_P^{an} &= W_P^{an} - \mathbb{W}_{qj}^{an} W_P^{aj}; \\ W_P^{an} &= \mathbb{W}_P^{an} + \mathbb{W}_{qj}^{an} [E - \mathbb{W}_{qj}^{qi} + (\mathbb{W}_F^{ij})^{-1} \mathbb{W}_P^{qi} (\mathbb{W}_{qj}^{qi})^{-1}]^{-1} \mathbb{W}_P^{qi}; \end{aligned} \quad (3)$$

Тут P і F (рис. 2, а) - складові вектора T зовнішніх збурень, що діють на ПС у точках n і j відповідно (P - сила, що імітує силу різання; F - довільне зовнішнє обурення, наприклад отримане штучним шляхом за допомогою вібратора).

ПФ парціальної ДПС (рис. 2, б) також визначається повною ПС за формулою:

$$\mathbb{W}_{qj}^{an} = W_F^{an} - (W_F^{qj})^{-1}.$$

Отримані вирази використовували для аналізу АФЧХ ПС фрезерного верстата з ЧПУ, причому в якості ДПС розглядали ПС комплектного шпиндельного вузла (КШВ), а в якості БПС - несучу систему (НС) верстата.

Теоретичні дослідження дозволили отримати точні скалярні вирази для визначення АФЧХ КШВ при довільному напрямку зовнішньої сили P , що обурює і нормалі a до оброблюваної поверхні деталі (вздовж цієї нормалі вимірюють коливання шпинделя). Однак стосовно до експериментальних досліджень ці вирази виявилися складними і були спрощені шляхом відкидання членів другого порядку малості, що містять похідну взаємних (перехресних) характеристик ПС, що теоретично внесло помилку не більше 1%. Отримані в результаті досить прості, формули були успішно використані для експериментального визначення АФЧХ КШВ.

Так, для відомих напрямків P і a в системі координат $\{a, b, c, a, b, g\}$ (вона утворена трьома взаємно перпендикулярними осями, одна з яких паралельна нормалі до оброблюваної поверхні, і трьома кутами повороту елементів ПС щодо цих осей) АФЧХ КШВ визначається виразом

$$\mathbb{W}_P^{an} = W_P^{an} - \mathbb{W}_{qj}^{an} W_P^{aj} - \mathbb{W}_{bj}^{an} W_P^{bj} - \mathbb{W}_{gj}^{an} W_P^{gj},$$

де W_{aj}^{an} , W_{bj}^{an} , W_{gj}^{an} - додаткові АФЧХ, які попередньо знаходять із системи рівнянь виду

$$W_P^{an} = W_P^{an} - W_{aj}^{an} W_P^{aj} - W_{bj}^{an} W_P^{bj} - W_{gj}^{an} W_P^{gj},$$

При невідомих напрямках нормалі a і сили P АФЧХ КШВ можна визначати уздовж осей координат X, Y, Z верстата [7] за аналогічними співвідношенням в системі координат $\{X, Y, Z, q, h, x\}$ тут q, h і x - кути повороту щодо осей X, Y і Z відповідно).

Два останніх вирази можуть бути ще більш спрощені при використанні осьової або площинної симетрії шпиндельних вузлів, а також площинної симетрії НС.

Основні і додаткові АФЧХ шпиндельного вузла експериментально визначали (рис. 3) на вертикально-фрезерному верстаті моделі 6Р13Ф3 з встановленим на ньому КШВ.

У комплекс технічних засобів, що використовуються для експериментальних досліджень, входили: комплект підсилювальної та реєструючої апаратури, що навантажують пристрої (електромагнітні вібратори), вимірювальні перетворювачі (датчики) сил і переміщень, а також допоміжна оснастка для їх установки і фіксації.

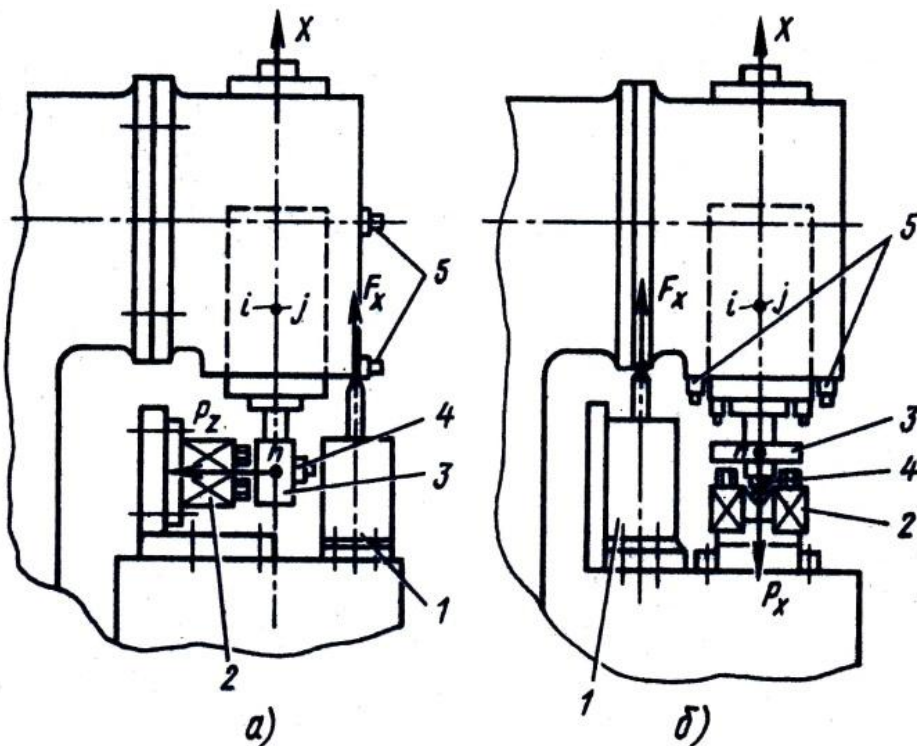


Рисунок 3 – Схеми розташування вимірювальної оснастки для визначення радіальної (а) і осьової (б) АФЧХ шпиндельного вузла на верстаті мод. 6Р13Ф3: 1 - контактний вібратор; 2 - безконтактний вібратор; 3 - оправлення в шпинделі КШВ; 4 і 5 - датчики абсолютних коливань

Комплект підсилювальної та реєструючої апаратури відрізняється від типового комплексу наявністю декількох паралельних навантажувальних і вимірювальних ланцюгів, застосуванням багатоканальних приладів, блоку комутації, що необхідно для повузлових досліджень ПС верстатів.

У якості навантажувальних пристроїв використовували електро - магнітні вібратори контактного типу та безконтактного типу (радіальний і осьовий). Для вимірювання абсолютних зміщень точок елементів ПС застосовувались п'єзоелектричні датчики з інтегруючими підсилювачами. Для вимірювання кутових і поступальних коливань елементів ПС ці датчики включали в інтегрально - диференціальні схеми.

При наявності на підприємстві системи перевірки точності та калібрування верстатів для цих робіт може застосовуватися лазерний інтерферометр. Розвоблена інформаційна технологія з програмним забезпеченням для лазерного інтерферометра дозволяє вимірювати залежність прискорення та швидкості від часу, виявити та проаналізувати динаміку складності робіт, виникаючі вібрації і стан системи сервокерування.

Попередні та основні експерименти з визначення АФЧХ проводили при однакових умовах навантаження ПС : постійне підсилення вібраторів 80 даН, змінне ± 10 даН ; робочий зазор 1 мм; частотний діапазон 20-600 Гц. АФЧХ з'являлися за основними параметрами: статичної податливості K_{yc} резонансним частотам f_p і амплітудам A_p , а також за відрізками Re_{yc}^{min} , що характеризує стійкість ПС [7].

Методика експериментального визначення всіх знятих АФЧХ близька до методики визначення АФЧХ верстата (4). Відмінності полягають в основному у використанні вхідних і вихідних сигналів від різних пристроїв (залежно від виду АФЧХ).

Для визначення радіальної АФЧХ КШВ $W_{P_z}^{zn}$ (рис. 3, а) спочатку навантажується ПС верстата силою P_z за допомогою радіального безконтактного вібратора 2 в точці n оправлення 3. При цьому датчиками 4 і 5 вимірюються коливання z_n точки n вздовж осі Z , а також поворотні h_j і поступальні z_j коливання точки j , забезпечуючи отримання необхідних АФЧХ повної ПС – відповідно $W_{P_z}^{zn}$, $W_{P_z}^{hj}$, $W_{P_z}^{zj}$.

Потім за допомогою контактної вібратора 1 навантажується ПС верстата силою F_x і вимірюються коливання у тих же точках. Вимірювання здійснюються в двох станах системи, одержуваних у результаті зміни точки прикладання сили F_x і жорсткості стику між поворотною головою і станиною (за допомогою установки додаткових прокладок). При цьому для обох станів ПС визначається АФЧХ $W_{F_x}^{zn}$, $W_{F_x}^{zj}$ і $W_{F_x}^{hj}$.

Висновки

Розроблена інформаційна технологія аналізу складності робіт при обстеженні динаміки процесів функціонування коливальної системи металообробного обладнання, отримані експериментальні АФЧХ повної пружної системи при навантаженні силами P_z і F_x служать у якості вихідних даних для обчислення шуканої експериментальної АФЧХ КШВ $W_{P_z}^{zn}$, які дають можливість розробити методику їх обчислення на персональному комп'ютері.

Література

1. Толбатов В.А., Толбатов А.В. Методологічні основи вибору критерію параметричної надійності електричних систем управління металорізальним обладнанням. Вісник СумДУ. Серія технічні науки.-2010.-№1.-С.37-45.
2. Толбатов В.А., Толбатов А.В., Толбатов С.В. Інженерний синтез за критерієм надійності електричних систем керування металорізальним обладнанням із жорсткою логікою. Вісник СумДУ. Серія технічні науки.-2011.-№2.-С.48-54.
3. Толбатов В.А., Толбатов А.В., Толбатов С.В. Техніко-економічне обґрунтування побудови систем управління підвищеної надійності. Вісник СумДУ. Серія технічні науки.-2012.-№3.-С.68-71.
4. Дурко Є.М., Фецак С.І. Динаміка верстатів : Навчальний посібник. - Уфа : УГАТУ, 1996.
5. А. Ю. Лоскутов, А. С. Михайлов. Основи теорії складних систем. - М. - Іжевськ : Інститут комп'ютерних досліджень, 2007.
6. Вібрації в техніці : Довідник. Т. 1. - М. : Машинобудування, 1978. - 352 с.
7. Визначення амплітудно-фазової частотної характеристики верстатів середніх розмірів і її аналіз : Метод. Рекомендації / В. А. Кудінов, Т. С. Воробйова, Н. А. Кочина та ін - М. : ЕНІМС, 1974. –37 с.

References

1. Tolbatov V.A., Tolbatov A.V. Methodological fundamentals of the parametric reliability criterion selection of electrical control systems for cutting equipment. Visnyk of the SSU. Technical sciences. – 2010.-№1.-37-45 p.
2. Tolbatov V.A., Tolbatov A.V., Tolbatov S.V. Engineering synthesis by the criterion of reliability of electrical control systems for cutting equipment with rigid logic. Visnyk of the SSU. Technical sciences.-2011.-№2.-48-54 p.
3. Tolbatov V.A., Tolbatov A.V., Tolbatov S.V. Business case for high reliability control system development. Visnyk of the SSU. Technical sciences.-2012.-№3.-68-71 p.
4. Durko E.M., Fecak S.I. Dynamics of machine-tools : Train aid. - Ufa : UGATU, 1996.
5. A.Y. Loskutov, A.S. Mikhailov. Basic theory of complex systems. - Moscow - Izhevsk: Institute of Computer Science, 2007.
6. Vibrations are in a technique : Reference book. T. 1. is M. : Engineer, 1978. - 352 p.
7. Determining the amplitude and phase frequency response of a medium-sized machine tools and its analysis: Method. Recommendations / V.A. Kudinov, T.S. Vorobyov, N. A. Kochina etc. - Moscow: ENIMS, 1974. -37 p.

Рецензія/Peer review : 15.5.2014 p.

Надрукована/Printed :2.7.2014 p.