

УДК 622.625.28

Франчук В. П., Зіборов К. А.

ПРО МАКСИМАЛЬНУ ТЯГОВУ ЗДАТНІСТЬ ОДНОВІЗКОВОГО ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ ПРИ СТАЛОМУ РУСІ НА ПРЯМОЛІНІЙНІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ

Надійна робота більшості сучасних високопродуктивних видів транспорту (стрічкові конвеєри, залізничний, автомобільний транспорт і т. п.) забезпечується умовами фрикційної взаємодії контактуючих поверхонь.

Особливі умови експлуатації шахтних транспортних засобів: скрутність робочого простору; робота у вибухонебезпечній робочій атмосфері і похилих виробках; виникнення раптових перевантажень, які значно перевищують номінальні; відсутність сучасних гальмівних систем; абразивність матеріалу, що транспортується; вологість середовища; хімічна активність шахтних вод і ін. формулюють особливі вимоги до транспортних засобів, облік яких обов'язковий при їх конструюванні і експлуатації.

Можливі межі найбільш важливих експлуатаційних показників шахтних транспортних засобів, які визначають конкурентоспроможність і економічну ефективність роботи всієї системи шахтного транспорту, – маса вантажу, що перевозиться і швидкість руху, – за інших рівних умов визначаються тяговою здатністю цих транспортних засобів [1, 2].

Сучасні інформаційні технології надають можливість приймати для досліджень вихідні передумови та розрахункові схеми з урахуванням конструктивних особливостей транспортних систем не тільки для квазістатичних умов, а й виконувати дослідження власних і вимушених коливань системи «транспортний засіб – зовнішнє середовище».

Залежно від режиму роботи тягового приводу (тяги, вибігу, гальмування, боксування, юза), типу і конструкції передавальних механізмів і вихідних ланок якісно змінюються структура математичної моделі даної системи транспортного засобу і характер зв'язку між окремими її підсистемами, вид впливів на них, що в свою чергу викликає розвиток різних за своєю природою динамічних процесів, для аналізу яких необхідна розробка відповідних методик і алгоритмів.

Побудова універсальної математичної моделі, в якій всебічно враховувалися б усі аспекти взаємодії транспортного засобу з зовнішнім середовищем, було б нездійсненним завданням. Однак за допомогою різних спрощених математичних моделей можна вивчити складні динамічні явища, що виникають внаслідок цих взаємодій. Тому розмірність математичної моделі в цілому повинна відповідати поставленим завданням і, по можливості, бути мінімальною, а також не суперечити наявним експериментальним даним.

Облік ж умов фрикційної взаємодії вихідних ланок транспортних засобів і зовнішнього середовища у взаємозв'язку з поверхневими явищами, які відбуваються на контактуючих елементах, при розробці моделі просторових коливань цих транспортних засобів і дослідження їх динамічних властивостей має важливе значення для вирішення проблеми підвищення тягово-гальмівних характеристик, надійності і безпеки руху, скорочення експлуатаційних витрат і, в цілому, збільшення продуктивності гірничодобувної галузі.

Мета роботи – скласти математичну модель і визначити максимальну тягову здатність одновізкового шахтного локомотиву при сталому русі на прямолінійній ділянці колії.

У загальному випадку при побудові математичної моделі для вивчення динамічної поведінки екіпажу або всього складу приймається, що частини динамічної системи є твердими тілами.

Тверде тіло має шість ступенів свободи, так як кожна ступінь свободи призводить, як правило, до диференційного рівняння другого порядку, то для математичного опису системи потрібно $6N$ диференціальних рівнянь, де N означає число компонент динамічної системи. Рішення сукупності цих диференціальних рівнянь є не тільки трудомістким, але в багатьох випадках не є необхідним.

Тому, незважаючи на те, що в силу специфіки накладених зв'язків і несиметрії системи всі ці коливання можуть виявитися взаємно пов'язаними, часто їх можна розглядати окремо.

Так для оцінки тягових властивостей локомотива в динамічній моделі можуть враховуватися ступені свободи, які відповідають коливанням посмикування, галопування, виляння, бокового віднесення і, в меншій мірі, бічної хитавиці [3, 4].

Характер динамічної поведінки шахтного локомотива, як зазначалося вище, визначається режимом і умовами експлуатації. Тому величина реалізованого тягового зусилля, що залежить, в тому числі, від його динамічних показників, є величиною, що змінюється в часі.

Використовуючи викладений в [5] підхід, автори даної роботи пропонують визначити максимальну тягову здатність одновізкового шахтного локомотиву при сталому русі на прямолінійній ділянці колії.

Для шахтного локомотива (наприклад, 4КР-600), який в якості приводу має індивідуальний електричний двигун з обертовим ротором, а елементи трансмісії і вихідні ланки також здійснюють обертальний рух, розрахункова схема, що дозволяє аналізувати його динамічні властивості, матиме вигляд, представлений на рис. 1. Тут (рис. 1) позначені тільки маси (моменти інерції), лінійні (крутильні) жорсткості в тому числі елементів приводу і трансмісії.

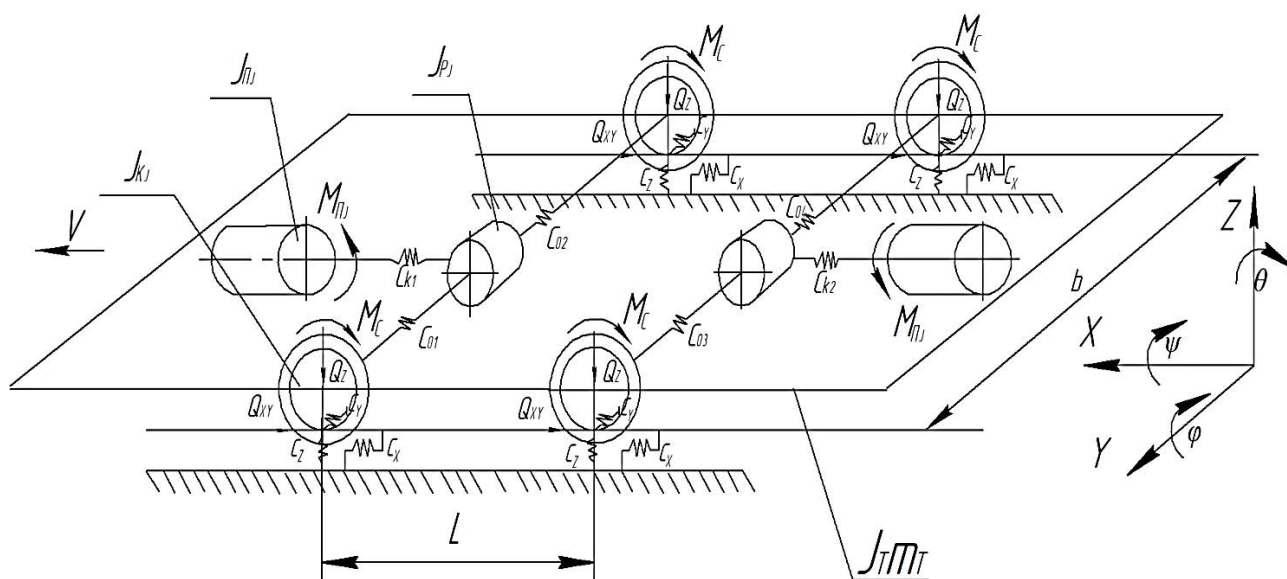


Рис. 1. Розрахункова схема одновізкового шахтного локомотиву з індивідуальним приводом

Дослідження поведінки ланок приводу шахтного локомотива зводиться до проведення різноманітних розрахунків даної багатомасової системи при вихідних і змінених чисельних значеннях її параметрів.

Для вирішення даного завдання прийняті числові значення параметрів шахтного локомотива 4КР-600: $m_T = 4 \cdot 10^3$ кг; $V = 4$ м/с; $b = 600$ мм; $L = 900$ мм; $R_i = 270$ мм; $R_r = 300$ мм.

Рух вихідних ланок транспортних засобів характеризується поєднанням різних співвідношень швидкості руху V_1 і окружної швидкості обертання V_2 . Ці співвідношення можна характеризувати величиною відносного ковзання (прослизання). Сили, що виникають внаслідок проковзування, грають важливу роль при аналізі характеру руху транспортного засобу, реалізації їм тягового зусилля.

Найчастіше на залізничному транспорті та на рудничній електровозній відкатці використовується передача руху парі коліс, пов'язаних між собою жорстким валом. При русі на прямолінійній ділянці шляху з колесами однакового діаметра R_{k_i} (які не мають відхилень по діаметру), сила тяги, що реалізується кожним колесом, буде визначена як:

$$Q_{X_i} = Q_i \mu_0 \alpha_0 \frac{\frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{V_{t_i}}}{\delta \left(\frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{V_{t_i}} \right)^2 V_{t_i} + \beta \frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{V_{t_i}} + \lambda}, \quad (1)$$

де Q_i – нормальна складова реакції на кожному колесі;

$V = V_{t_i}$ – абсолютна швидкість переміщення геометричній вісі кожного колеса;

μ_0 – коефіцієнт тертя спокою;

α_0, β, δ – коефіцієнти, що враховують стан поверхні контактуючих тіл, тривалість контакту, спосіб прикладання навантаження і т. п.;

λ – коефіцієнт, що враховує пружні характеристики матеріалу, величину і характер розподілу виступів шорсткості контактуючих поверхонь, швидкісні характеристики прикладання навантаження.

Для визначення максимального значення сили тяги, яка реалізується однією віссю, знайдемо похідну від суми тяги двох коліс, об'єднаних однією віссю, по ω_i :

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_{X_{12}}}{\partial \omega} = & R_{k_1} \left[\delta_2 \cdot (V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1})^2 + \beta_2 \cdot (V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1}) + \lambda_2 \cdot V_{t_1} \right] + \\ & + (V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1}) \cdot \left[\delta_2 \cdot R_{k_1} \cdot (V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1}) + \beta_2 \cdot R_{k_1} \right] + \\ & + R_{k_2} \left[\delta_2 \cdot (V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2})^2 + \beta_2 \cdot (V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2}) + \lambda_2 \cdot V_{t_2} \right] + \\ & + (V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2}) \cdot \left[\delta_2 \cdot R_{k_2} \cdot (V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2}) + \beta_2 \cdot R_{k_2} \right] = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Виконавши перетворення, і представивши $a_1 = \delta_2 \cdot [(R_{k_1})^3 + (R_{k_2})^3]$, $b_1 = -2\delta_2 \cdot [V_{t_1} (R_{k_1})^2 + V_{t_2} (R_{k_2})^2]$, $c_1 = \delta_2 \cdot [R_{k_1} (V_{t_1})^2 + R_{k_2} (V_{t_2})^2] - \lambda_2 \cdot (R_{k_1} \cdot V_{t_1} + R_{k_2} \cdot V_{t_2})$, отримаємо можливість визначити корені рівняння у вигляді:

$$\omega_{11} = \frac{-b_1 + \sqrt{(b_1)^2 - 4a_1 c_1}}{2a_1} \quad \text{и} \quad \omega_{12} = \frac{-b_1 - \sqrt{(b_1)^2 - 4a_1 c_1}}{2a_1}. \quad (3)$$

Підставивши числові значення параметрів шахтного локомотива 4КР-600, отримаємо $\omega_{11} = 15,556 \text{ c}^{-1}$ и $\omega_{12} = 14,074 \text{ c}^{-1}$. Для подальших розрахунків приймаємо більше значення $\omega_1 = \omega_{11}$.

Розмірковуючи аналогічним чином, проводимо обчислення для другої приводної вісі шахтного локомотива. Тоді сумарне тягове зусилля, що реалізується кожною колісною парою, визначимо, як:

$$Q_{X_{12}} = Q_1 \mu_0 \alpha_0 \frac{-(V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1})}{\delta_2 (V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1})^2 + \beta_2 (V_{t_1} - \omega_1 R_{k_1}) + \lambda V_{t_1}} + \\ + Q_2 \mu_0 \alpha_0 \frac{-(V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2})}{\delta_2 (V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2})^2 + \beta_2 (V_{t_2} - \omega_1 R_{k_2}) + \lambda V_{t_2}}. \quad (4)$$

Відповідним чином, максимальне тягове зусилля, що реалізується для одновізкового шахтного локомотиву при сталому русі на прямолінійній ділянці колії:

$$Q_{X_{\Sigma}} = Q_{X_{12}} + Q_{X_{34}}. \quad (5)$$

Для шахтних умов в процесі взаємодії колеса і рейкового шляху кривизна обох дотичних поверхонь R_i та R_r істотно спотворюється внаслідок зносу, і величина деформацій цих поверхонь безперервно змінюється, змінюючи ефективність реалізації сили тяги [6].

Граничні норми зносу (прокату) бандажів коліс колісних пар встановлені Правилами технічної експлуатації і складають для шахтних локомотивів, що звертаються зі швидкостями 10–15 км/год, на одну сторону не більше 10 мм [7]. Експериментальне визначення обсягу витертого матеріалу, проведене в реальних (шахтних) умовах експлуатації колісних пар шахтних локомотивів з різними компоновальними схемами (модульна, рамна), дозволяють зробити висновки про істотну (більше 4 %) різницю розмірів коліс по колу катання однієї колісної пари [6].

Нехай радіуси коліс, що знаходяться на одній вісі R_1 та R_2 , причому $R_{k_2} = k_k R_{k_1}$. Якщо відносне ковзання колеса R_1 буде κ , то для колеса R_2 [8]:

$$\kappa_k = 1 - k_k (1 - \kappa). \quad (6)$$

А сумарне тягове зусилля колісної пари с різними за діаметром колесами:

$$Q_{X_{12r}} = Q_1 \mu_0 \alpha_0 \frac{-(V_{t_1} - \omega_{1r} R_{k_1})}{\delta_2 (V_{t_1} - \omega_{1r} R_{k_1})^2 + \beta_2 (V_{t_1} - \omega_{1r} R_{k_1}) + \lambda V_{t_1}} + \\ + Q_2 \mu_0 \alpha_0 \frac{-(V_{t_2} - \omega_{1r} R_{k_2})}{\delta_2 (V_{t_2} - \omega_{1r} R_{k_2})^2 + \beta_2 (V_{t_2} - \omega_{1r} R_{k_2}) + \lambda V_{t_2}}. \quad (7)$$

Аналогічно розмірковуючи (5), можна визначити максимальне тягове зусилля, що реалізується для одновізкового шахтного локомотиву з колесами різного діаметру:

$$Q_{X_{\Sigma}} = Q_{X_{12r}} + Q_{X_{34}}. \quad (8)$$

Розглядаючи різні співвідношення ступеня зношеності бандажів коліс колісних пар і їх розташування за компоновальною схемою шахтного локомотива, можна досліджувати як характер зміни тягового зусилля, так і динамічні складові навантаження, що виникають додатково, для випадку сталого руху на прямолінійній ділянці колії. Так на рис. 2 показані залежності

характеру зміни сумарного максимального тягового зусилля одновізкового шахтного локомотиву при різних співвідношеннях радіусів коліс колісних пар Q_{X_r} , а також сумарної величини бічного тиску ребордами коліс шахтного локомотива на головку рейки Q_{Y_r} для випадку розташування коліс зі зношеним профілем бандажа по одну сторону екіпажної частини:

$$Q_{Y_r} = \frac{b}{L} (Q_{X_{1r}} + Q_{X_{3r}} - Q_{X_{2r}} - Q_{X_{4r}}). \quad (9)$$

Отриману залежність можна використовувати також для визначення стійкості шахтного локомотива при русі по прямолінійній ділянці колії.

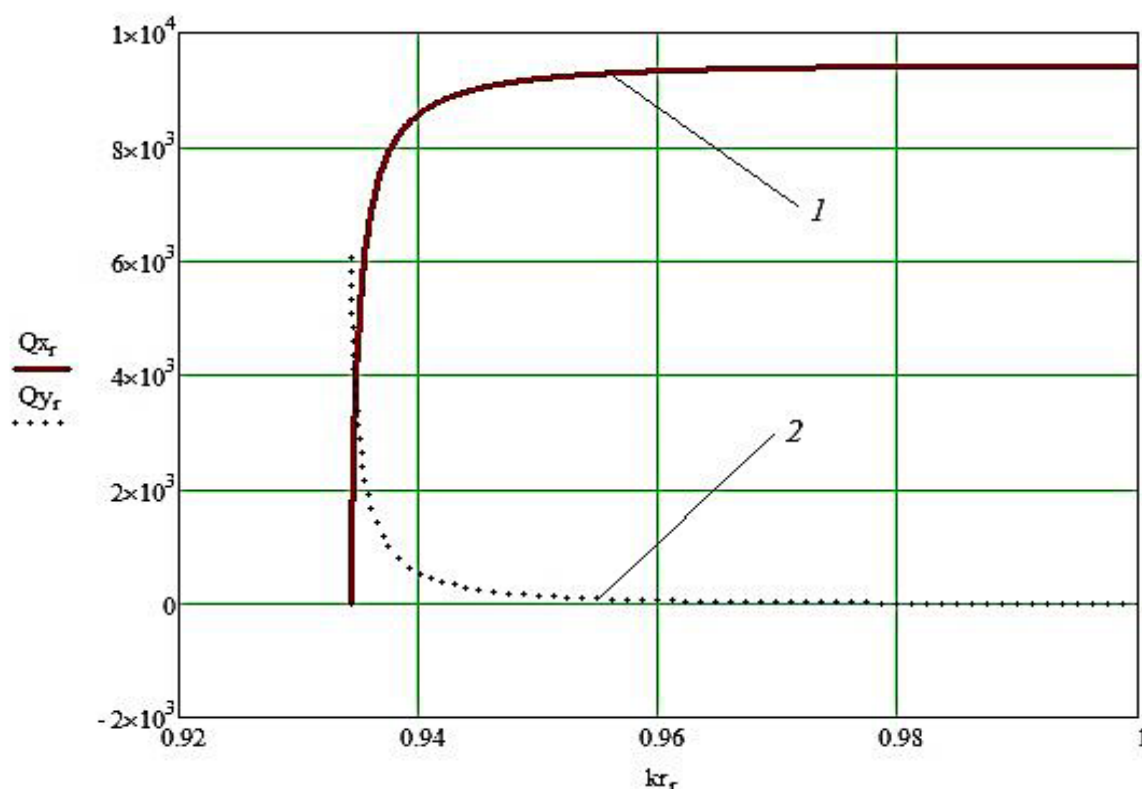


Рис. 2. Графіки зміни залежностей:

1 – сумарної максимальної сили тяги при різному співвідношенні радіусів коліс колісної пари; 2 – сумарного бічного тиску ребордами коліс шахтного локомотиву на головку рейки

На рис. 3 показані залежності максимального тягового зусилля для різних випадків співвідношення радіусів коліс $R_{k_2} = k_k R_{k_1}$ при різних швидкостях руху локомотива. Як видно з графіків, чим більше відрізняються радіуси кіл катання коліс колісної пари, тим нижче швидкість руху локомотива при якій він може реалізувати максимальне тягове зусилля. Це істотно впливає на економічну ефективність роботи всієї системи шахтного транспорту.

Таким чином, використовуючи функціональний зв'язок між кінематичними та силовим параметром (1) можна не тільки визначити максимальну тягову здатність шахтного локомотива, а й досліджувати його динамічну поведінку, а також прогнозувати експлуатаційні показники взаємодії системи «транспортний засіб – зовнішнє середовище».

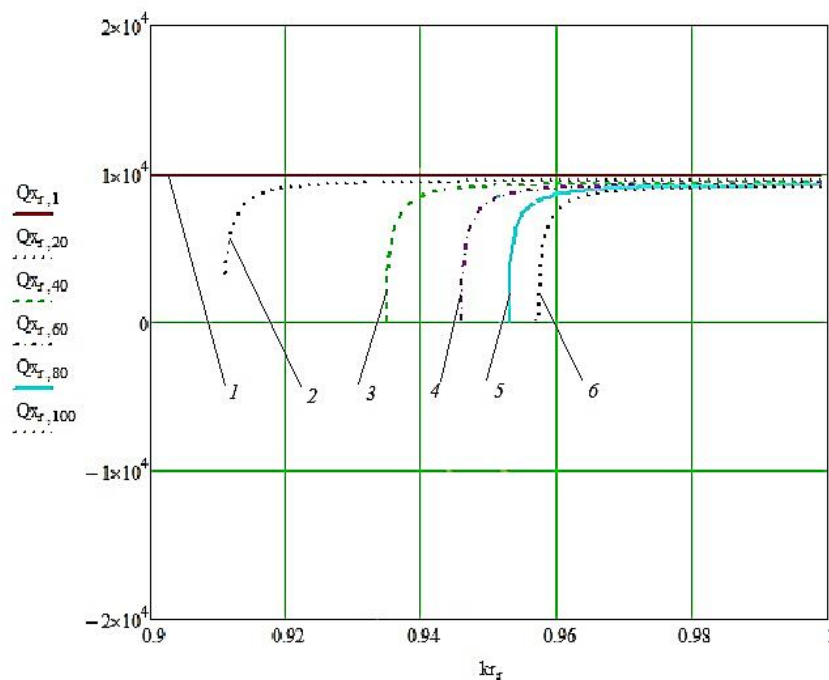


Рис. 3. Графіки зміни величини максимального тягового зусилля при різному радіусі коліс і різній швидкості руху одновізкового шахтного локомотиву:
 1 – 0,1 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 4 м/с; 4 – 6 м/с; 5 – 8 м/с; 6 – 10 м/с

ВИСНОВКИ

У роботі на основі теоретичних досліджень параметрів руху транспортного засобу по рейковому шляху сформульована математична модель реалізації колесом рейкового транспортного засобу дотичної реакції при нестационарному прямолінійному русі, а також визначена максимальна тягова здатність одновізкового шахтного локомотиву при сталому русі на прямолінійній ділянці колії з урахуванням геометричної недосконалості його вихідних ланок. Сформульовано рекомендації за величиною максимального зносу на одну сторону (не більше 5 %) для співвідношення радіусів коліс колісної пари одновізкового шахтного локомотиву.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Біліченко М. Я. Транспорт на гірничих підприємствах : підруч. для вузів. / М. Я. Біліченко, Г. Г. Півняк, О. О. Ренгевич. – 3-є вид. – Дніпропетровськ : Національний гірничий університет, 2005. – 636 с.
2. Зиборов К. А. Условия образования и реализации силы сцепления рабочих поверхностей контактирующей пары «колесо-рельс» // К. А. Зиборов, И. А. Таран // Научный вестник НГУ. – 2006. – № 6. – С. 62–64.
3. Гарг В. К. Динамика подвижного состава : пер. с англ. / В. К. Гарг, Р. В. Дуккитати ; под ред. Н. А. Панькина. – М. : Транспорт, 1988. – 391 с.
4. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М. : Транспорт, 1986. – 559 с.
5. Франчук В. П. Динамическая модель шахтного локомотива, реализующего тяговое усилие в точке контакта колеса и рельса / В. П. Франчук, К. А. Зиборов // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – 2018. – № 53. – С. 153–162.
6. Зиборов К. А. К вопросу износа бандажей колесных пар шахтных локомотивов при различных компоновочных схемах привода / К. А. Зиборов, О. В. Дерюгин, И. Н. Мацюк // Разработка рудных месторождений. – 2008. – Вып. 92. – С. 137–140.
7. Волотковский С. А. Рудничная электровозная тяга / С. А. Волотковский. – М. : Недра, 1981. – 389 с.
8. Франчук В. П. Взаємодія тіл з рухомою точкою контакту : монографія [Електронний ресурс] / В. П. Франчук, К. А. Зиборов / М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Електрон. текст. дан. – Дніпро : НГУ, 2017. – 96 с. – Режим доступу: <http://www.ntu.org.ua>.