

## **ПОКРАЩЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЖЕЖНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДРАБИН**

*В роботі розглянуто транспортні способи рятування людей при пожежі у висотному будинку і запропоновано покращення одного з них – за допомогою автодрабин. Описано модель двосекційної автодрабини, на основі якої проведено якісний аналіз напруженого стану секцій драбини. На основі комп'ютерного моделювання визначено кількісні характеристики покращення параметрів серійної автодрабини.*

Рятування людей на пожежах – найважливіше завдання пожежників. Для виконання цього завдання розробляють тактику гасіння пожеж і необхідні технічні засоби. Розробка нових технічних засобів рятування людей і вдосконалення існуючих має свої напрямки і тенденції. Одним з напрямків є розробка спеціальних пристроїв для рятування з висоти. Такі пристрої розробляються на основі відомих транспортних засобів: автомобілів, гелікоптерів, канатних пристроїв, а також нових: аеростатів, мобільних роботів. На базі автомобілів використовують автодрабини, автопідйомники і висотні рятувальники [1].

Основним завданням пожежних гелікоптерів донедавна було гасіння лісових пожеж. Але зазраз спостерігається тенденція створення спеціальних гелікоптерних рятувальних підрозділів для рятування і з висотних будівель [2]. Канатні рятувальні пристрої знаходять щораз ширше застосування, оскільки дозволяють транспортувати людей не тільки з висотної споруди [3], але і на горизонтальні відстані до машин медичної допомоги [4]. Для рятування з висотних споруд розробляють пристрої на базі спеціальних будівельних конструкцій [5], вертикально рухомих рятувальних відсіків [6], евакуаційних жолобів [7], мобільних роботів [8].

Деякі з них мають вузьке застосування [5,6] або невисоку продуктивність, інші ефективні, але надто дорогі [6]. До того ж ймовірність їх застосування не надто висока. Тому найбільш ефективними пристроями для рятування з висоти зараз вважаються автодрабини.

Для обслуговування будівель різної висоти розрахункова довжина повністю розкладеної автодрабини повинна бути не менш: 25 м для 7-поверхових, 32 м для 9-поверхових, 38 м для 11-поверхових, 45 м для 16-поверхових, 52 м для 18-поверхових і 60 м для 20-поверхових будівель. В Росії та Україні згідно з типажем пожежних автомобілів прийняті автодрабини з довжиною сходових колін 18; 30 і 45 м.

Основним параметром, що характеризує функцію цільового призначення пожежної драбини і одночасно дозволяє зробити висновок про інші параметри конкретної моделі, є максимальна робоча висота підйому стріли [1]. Якщо є технічні можливості, основний параметр при проектуванні бажано збільшувати враховуючи при цьому підвищення затрат на виготовлення та експлуатацію автодрабини. При цьому слід не забувати про низку інших проблем, вирішення яких зменшить експлуатаційну собівартість драбини і дасть можливість збільшити довжину драбини. До таких проблем належать:

1. Покращення тягово-швидкісних характеристик шасі, підвищення прохідності, зручності компоновки.
2. Забезпечення стійкості автодрабини при роботі.
3. Забезпечення міцності і надійності конструкції.
4. Забезпечення безпеки роботи і зручності при обслуговуванні.
5. Вдосконалення силового приводу і кінематики колін драбини.
6. Покращення системи управління рухами колін і позиціонування автодрабини.
7. Вдосконалення підйомника (ліфт, люлька), призначеного для швидкого підйому бійців і пожежного обладнання на вершину драбини і рятування людей.

8. Зменшення габаритних висоти і ширини автодрабин у транспортному положенні.

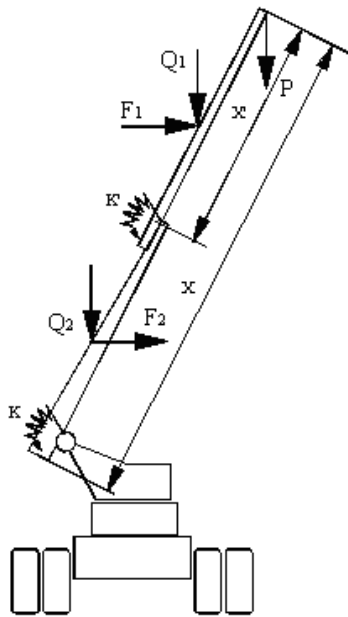


Рис.1. Розрахункова схема коливань двосекційної автодрабини

У роботі [1] наведена проста модель поперечних симетричних коливань фермової конструкції як суцільного стержня. Ця модель служить для дослідження якісної картини коливань автодрабини. Однак для кількісної оцінки вона вимагає уточнення. Оскільки коліна автодрабини розкладаються за допомогою гідравлічної системи, то її можна подати у вигляді пружних елементів – стержнів, з’єднаних пружно-демпфуючими зв’язками. Розглянемо двосекційну розрахункову модель автодрабини (рис.1).

На відміну від [9], кінематичні гіпотези візьмемо тепер у такому вигляді

$$W_1 = q_1(t)Y_1(x) + U_0, \quad W_2 = q_2(t)Y_2(x) + q_2(t) \left[ W_1(L_1) + X \frac{\partial W_1(L_1)}{\partial X} \right] + U_0. \quad (1)$$

Тут  $q_1$  – часові функції,  $Y_1$  – координатні функції у локальних координатах (Рис1).  $U_0$  – задане кінематичне поперечне зміщення. Підставляючи ці вирази у варіаційний принцип Гамільтона

$$\int_0^t \left( \int_0^{l_1} \left( \rho(x)\ddot{W}(x) + EI(x) \left( \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) \delta \left( \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) \right) \delta W dx \right) dt = 0, \quad (2)$$

отримуємо систему двох звичайних диференціальних рівнянь для визначення  $q_{1,2}$ , яку запишемо у матричній формі

$$M\ddot{q} + Kq = b. \quad (3)$$

Для задання матриці інерційних членів  $M$  та матриці жорсткості  $K$  треба задати форми коливань ділянок драбини  $Y_{1,2}(x)$  та зовнішнє збурення  $U_0$ .

Звичайно, однією формою не можна описати всю гаму коливань секцій автодрабини фермової конструкції – континуального подовгастого елемента. Однак у нашому випадку низькочастотних коливань можна скористатися деякими спрощеними виразами для  $Y_1$ , зокрема, відомим способом [10], використавши криві статичного прогину від власної ваги конструкції. Враховуючи умови статичної рівноваги у пружних вузлах закріплення та з’єднання, ці функції можна задати у такій формі

$$Y_1 = X + \frac{K}{EI_1} x^2 + \frac{Q_{01}}{EI_1} x^3 + \dots, \quad (4)$$

$$Y_2 = X' + \frac{K'}{EI_2} x'^2 + \frac{Q_{02}}{EI_2} x'^3 + \dots$$

Для елементів інерційної матриці тепер отримуємо на основі (1-4) такі вирази

$$m_{11} = \int_0^{L_1} \rho_1 Y_1^2 dx + \int_0^{L_2} \rho_2 Y_2^2 dx,$$

$$m_{12} = m_{21} = \int_0^{L_2} \rho_2 Y_{12} Y_2 dx, \quad (5)$$

$$m_{22} = \int_0^{L_2} \rho_2 Y_2^2 dx,$$

де  $\rho_1, \rho_2$  – маси одиниці довжини консолей.

Тут згідно умов кінематичного спряження

$$Y_{12} = L_1 + \frac{K}{EI_1^-} L_1^2 + \frac{Q_{01}}{EI_1^-} L_1^3 + \left( 1 + \frac{2K}{EI_1^-} L_1 + \frac{3Q_{01}}{EI_1^-} L_1^2 \right) x'. \quad (6)$$

Для елементів матриці жорсткості  $K$  отримуємо

$$k_{11} = \int_0^{L_1} EI_1 \left( \frac{\partial^2 Y_1}{\partial x^2} \right)^2 dx + K,$$

$$k_{22} = \int_0^{L_2} EI_2 \left( \frac{\partial^2 Y_2}{\partial x'^2} \right)^2 dx' + K', \quad (7)$$

$$k_{12} = k_{21} = 0.$$

Вільні члени будуть

$$b_1 = \ddot{u}_0 \int_0^{L_1} \rho_1 Y_1 dx + \int_0^{L_2} \rho_2 Y_{12} dx', \quad (8)$$

$$b_2 = \ddot{u}_0 \int_0^{L_2} \rho_2 Y_2 dx'.$$

У співвідношення (7) входять коефіцієнти  $EI_1, Q_{01}$ . В першу чергу, визначимо коефіцієнти  $EI$ , які тут мають зміст згинальної жорсткості деякої еквівалентної секції автодрабини. Вважаємо, по-перше, що граничні значення  $EI_1$  рівні відповідним значенням  $EI_1$ , що використовується для підрахунку згинальної енергії. Для визначення  $EI_1$  тепер використовують алгоритм статичного розрахунку фермових конструкцій. Закріпивши жорстко один кінець секції, другий кінець навантажуюмо моментом  $M$  або перерізуємо силою  $Q$ . В результаті отримуємо на вільному краї поперечні зміщення  $\Delta_m, \Delta_q$  та кути повороту  $\varphi_m, \varphi_q$ . Тепер цю приведену жорсткість визначають на основі відомих формул

$$EI = 2ML/\varphi_m, \quad EI = QL^3/2\Delta_q. \quad (9)$$

Взагалі, перше значення може не співпадати з другим. Співпадіння буде тим кращим, чим краще модель балки Ейлера апроксимує напружено-деформований стан колін. Для колін з рідкою забудовою, наприклад, лише з незначною кількістю стояків без діагонального підкріплення, ця модель балки буде адекватною і потрібно використовувати принаймні модель балки Тимошенко. Адже у цьому випадку поперечні стояки будуть відхилитися на менший кут від нормалі до поздовжніх балок, тобто буде мати місце “зсув” нормалі [10]. Можливий і альтернативний шлях прямого визначення коефіцієнтів шляхом порівняння (4) з отриманою певним чином лінією статичного прогину  $W_c(x)$  або, що більш точно, першою формою власних коливань  $W_{fl}(x)$  (наприклад, за допомогою пакету АРМ WinMashine або ANALYSIS).

Для визначення коефіцієнтів  $k_{11}, k_{22}$  можливий альтернативний спосіб, а саме з рівності внутрішньої енергії деформації роботи зовнішніх сил на відповідних переміщеннях

$$k_{11} = \frac{M_1 \varphi_1}{2} + K, \quad k_{22} = \frac{M_2 \varphi_2}{2} + K', \quad (10)$$

або

$$k_{11} = \frac{Q_1 w_1}{2} + k, \quad k_{22} = \frac{Q_2 w_2}{2} + K', \quad (11)$$

де  $\varphi_1, w_1$  – кути та переміщення вільного краю секції, а  $M_1, Q_1$  – відповідні їм силові фактори. При визначенні цих величин на основі пакетів програм можна задати силові фактори одиничними. Якщо вибрати для лінії прогину лінію статичного прогину плюс деяке кінематичне зміщення, тобто

$$\bar{Y}_1 = \alpha x + x^2 - \frac{x^3}{3L}, \quad \bar{Y}_2 = \beta x' + x'^2 - \frac{x'^3}{2L}, \quad (12)$$

то отримаємо

$$k = \frac{L^4}{9\Delta_{q1}^2}, \quad k = \frac{L^2}{\varphi_{m1}^2}, \quad (13)$$

де  $\Delta_{q1}, \varphi_{m1}$  визначені програмним шляхом (можна і експериментальним) прогин або кут повороту вільного краю секції на відповідному одиничному навантаженні.

При заданні одиничного моменту, для  $\alpha$  і  $\beta$  знаходимо

$$\alpha = \frac{2L}{K\varphi_{m1}}, \quad \beta = \frac{2L'}{K'\varphi'_{m1}}, \quad (14)$$

а при заданні одиничної поперечної сили значення  $\alpha$  і  $\beta$  будуть

$$\alpha = \frac{L^3}{3K\Delta_{q1}}, \quad \beta = \frac{L^B}{3K'\Delta'_{q1}}. \quad (15)$$

Для  $Y_{12}$  у даному випадку отримаємо

$$Y_{12} = \alpha L + \frac{2}{3}L_1^2 + (\alpha + L_1)x'. \quad (16)$$

На основі (5), (12), (16) отримуємо

$$\begin{aligned} m_{11} &= M_1 \left( \frac{\alpha^2 L_1^2}{3} + \frac{11}{30} \alpha L_1^3 + \frac{11}{105} L_1^4 \right) + \\ &+ M_2 \left( \left( \alpha L + \frac{2}{3} L_1^2 \right)^2 + L_2 \left( \alpha L_1 + \frac{2}{3} L_1^2 \right) (\alpha + L_1) + \frac{L_2^2}{3} (\alpha + L_1)^2 \right), \\ m_{22} &= M_2 \left( \frac{\beta^2 L_2^2}{3} + \frac{1}{2} \beta L_2^3 + \frac{1}{5} L_2^4 \right), \\ m_{12} &= M_2 L_2 \left( \frac{\beta}{2} \left( \alpha L_1 + \frac{2}{3} L_1^2 \right) + \frac{L_2}{3} \beta (\alpha + L_1) + \frac{L_2^2}{4} (\alpha + L_1) + \frac{L_2}{3} \left( \alpha L_1 + \frac{2}{3} L_1^2 \right) \right). \end{aligned} \quad (17)$$

Якщо знехтувати деформативністю колін автодрабини, тобто вважати, що

$$\bar{Y}_1 = \alpha x, \quad \bar{Y}_2 = \beta x', \quad \bar{Y}_{12} = \alpha(L + x'). \quad (18)$$

то з (17) отримуємо

$$\begin{aligned} m_{11} &= M_1 \frac{\alpha^2 L_1^2}{3} + M_2 \alpha^2 \left( L_1^2 + L_1 L_2 + \frac{L_2^2}{3} \right), \\ m_{22} &= M_2 \frac{\beta^2 L_2^2}{3}, \end{aligned} \quad (19)$$

$$m_{12} = M_2 L_2 \alpha \beta \left( \frac{L_1}{2} + \frac{L_2}{3} \right).$$

Коефіцієнти жорсткості будуть

$$k_{11} = K, \quad k_{22} = K', \tag{20}$$

а вільні члени

$$b_1 = \ddot{u}_0 \alpha \left( M_1 \frac{L_1}{2} + M_2 \left( L_1 + \frac{L_2}{2} \right) \right), \tag{21}$$

$$b_2 = \ddot{u}_0 \beta M_2 \frac{L_2}{2}.$$

За допомогою аналізу колін автодрабини за допомогою програми АРМ можна визначити всі коефіцієнти системи (3) і дослідити динамічні характеристики драбини.

На рис.1 наведена секція серійної драбини в зоні кріплення (а) і в зоні контакту з наступною секцією (б).

На рис.2 показана карта напружень в першій секції драбини: а) в зоні кріплення; б) крайня зона контакту з наступною секцією.

На рис.3 наведені значення сумарних напружень в сінях секції трубчастого перерізу (а), спеціального профілю основи (б).

На рис.4 наведені маси та максимальні напруження в серійній (а) та модернізованій (б) драбинах.

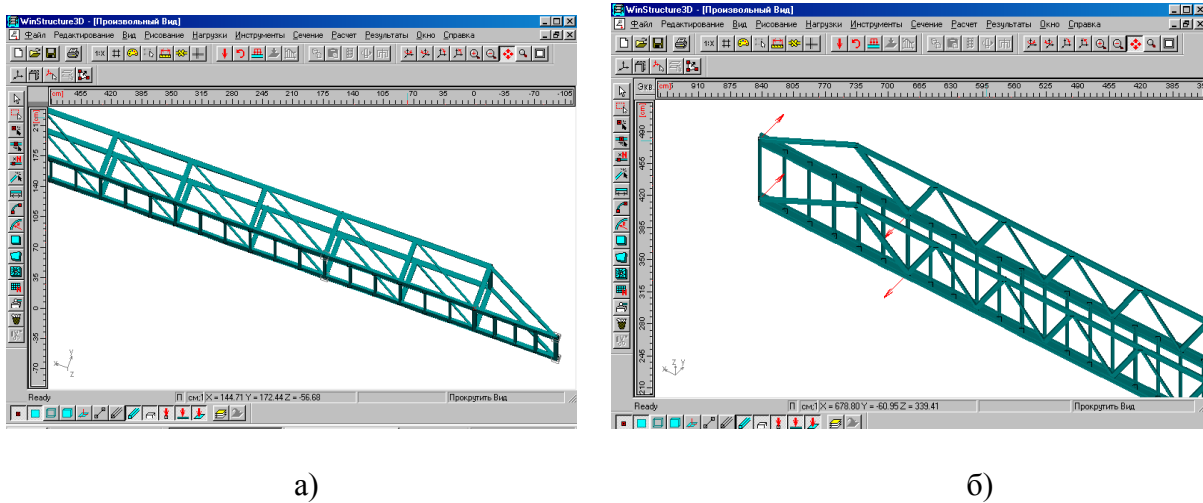


Рис.1. Секція серійної драбини: а) в зоні кріплення; б) крайня зона контакту з наступною секцією.

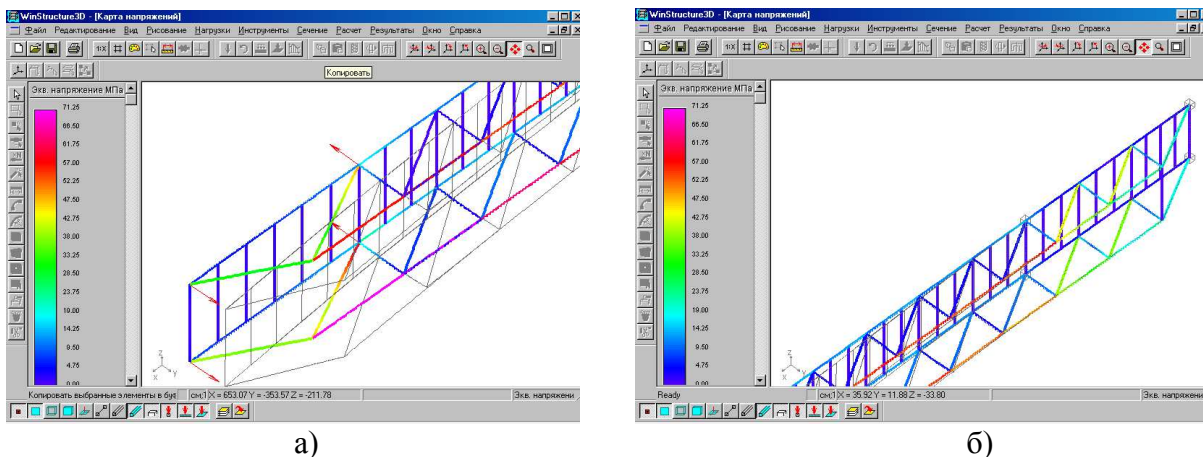


Рис.2. Карта напружень в першій секції драбини:

а) в зоні кріплення; б) крайня зона контакту з наступною секцією

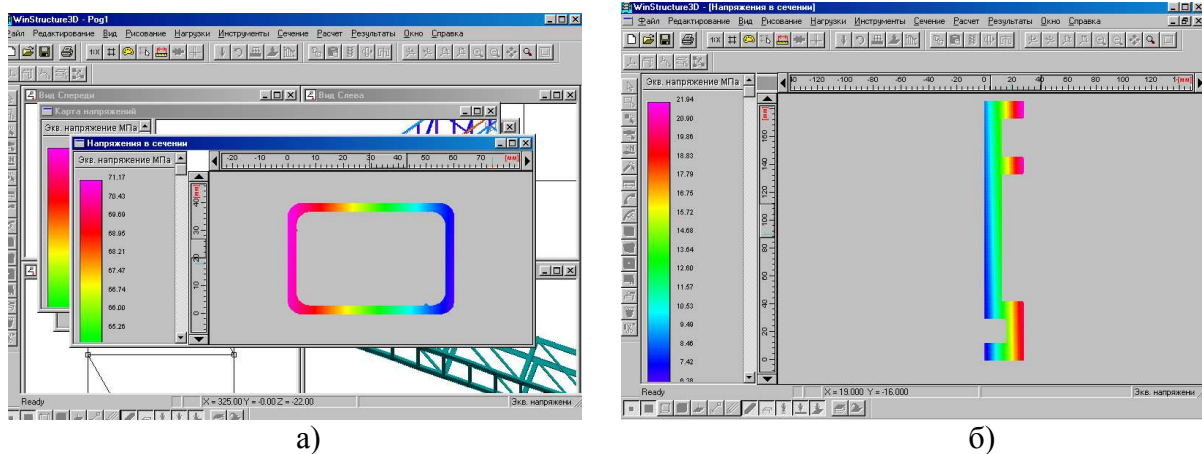


Рис.3. Сумарні напруження в сеченнях секції:  
а) трубчастого перерізу; б) спеціального профілю основи драбини.

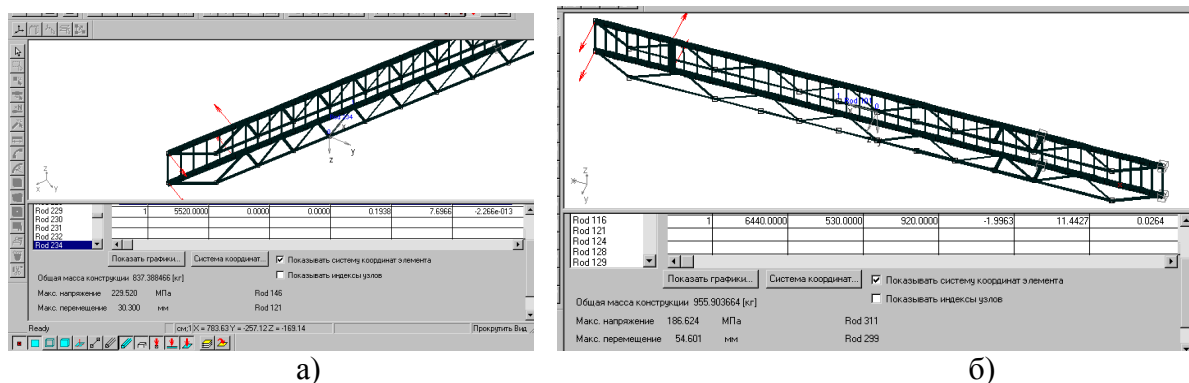


Рис.4. Маса та максимальні напруження серійної (а) та модернізованої драбин (б).

На основі проведених досліджень можна зробити висновок про можливість покращення конструкції драбини:

- а) зменшення ваги секції;
- б) збільшення її довжини при незначному зростанні ваги та напружень.

Просторова забудова драбини не суттєво впливає на її масу, тому що стрижні основи набагато масивніші. Проте підсилення стрижнів забудови в корінній секції суттєво збільшує її міцність. Подальші дослідження будуть проводитись у напрямку збільшення основного параметру – довжини автодрабини у робочому положенні.

*Possible means of rescue of population at fire in multistoried buildings have been carried out.*

*Emergency auto-loaders have been chosen for this purpose.*

*The analysis of sections tension of emergency auto-loader has been made and calculations of the model have been carried out.*

*On the basis of the computer modeling quantitative limits of the improved parameters of extended emergency auto-ladder have been defined.*

### Література

1. Яковенко Ю.Ф. Современные пожарные автомобили. –М.: Строиздат, 1988. – 352 с.
2. Zweite Generation der Rettungshubschrauber in der Planung // Aerokurier .-1989.-33, N11. p.49 – 51.
3. Highrise family fire escape devise: Пат. 1309993 Канада, МКИ А62 В 1/14, 1/20 / Bajin Zivojin Z. .-N580368; Заявл. 17.10.88; Опубл. 10.11.92.
4. Basket litter basics / Nussbickel P.// Fire Eng.. – 1992.- .145, N8. –P. 71 – 75.
5. Slide and seek fire escape: Пат.5143172 США МКИ А62 В1/20 / Rhoad W.E. .-N7337070; Заявл. 29.07.91; Опубл. 1.09.92; НКИ 182/100
6. Terra firma exterior-mount fire/resque elevator: Пат 5127491 США, МКИ А62 В1/02/ Just-Buddy H/P// -N650634; Заявл. 5.02.91; Опубл. 7.07.92. НКИ 182/142.

7. Fire escape chute: Пат. 5060753 США МКИ А62 В1/20 / Hopkins S. .- №648051. Заявл.30.01.91; Оpubл.29.10.91. НКИ 182/48
8. Пожарный робот вертикального перемещения. Градецкий В.Г., Мешман Л.М., Гомозов А.В., Рачков М.Ю., Вешников В.Б. // Проблемы предотвращения и тушения пожаров на объектах народного хозяйства: Матер. 11 Научн-прак. конф. / МВД РФ ВНИИ противопожар. обороны. – М., 1992. – С.200 - 201.
9. Вікович І., Дівеєв Б.М. Розрахунок маятниково-пружної системи віброзахисту великогабаритних навісних елементів колісних машин //Вісник ДУ “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні”. 1999. - №371. – С.86-92.
10. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1965. –240 с.

*Одержано 20.01.2004 р.*