

УДК 624.879

СТАБІЛІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗАГЛИБЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА РОЗПУШНИКА

**А.В. Фомін, професор, к.т.н., Л.Є. Пелевін, професор, к.т.н.,
Б.М. Мельниченко, аспірант, Київський національний університет
будівництва і архітектури**

Анотація. Розглянуто особливості робочого процесу гусеничних розпушників у режимі заглиблення робочого органа. Визначено закономірності опорів ґрунту розпушенню в цьому режимі. Запропоновано конструкцію розпушника, яка забезпечує стабілізацію режиму заглиблення робочого органа.

Ключові слова: розпушник, режим заглиблення, опори ґрунту, стабілізація заглиблення.

СТАБИЛИЗАЦИЯ РЕЖИМА ЗАГЛУБЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА РЫХЛИТЕЛЯ

**А.В. Фомин, профессор, к.т.н., Л.Е. Пелевин, профессор, к.т.н.,
Б.М. Мельниченко, аспирант, Киевский национальный университет
строительства и архитектуры**

Аннотация. Рассмотрены особенности рабочего процесса гусеничных рыхлителей в режиме заглиблення робочого органа. Определены закономерности сопротивлений ґрунта рыхлению в этом режиме. Предложена конструкция рыхлителя, обеспечивающая стабилизацию режима заглиблення робочого органа.

Ключевые слова: рыхлитель, режим заглиблення, сопротивления ґрунта, стабилизация заглиблення.

STABILIZING THE PENETRATION MODE OF RIPPER WORK TOOLS

**A. Fomin, Professor, Candidate of Engineering Sciences,
L. Pelevin, Professor, Candidate of Engineering Sciences,
B. Melnichenko, post-graduate,
Kyiv National University of Construction and Architecture**

Abstract. Specific features of track-type ripper operation in the penetration mode have been considered. The mechanism of soil resistance in this mode has been specified. A ripper design to stabilize the penetration mode of the work tools has been proposed.

Key words: ripper, penetration mode, soil resistance, stabilization of penetration.

Вступ

Практика виконання земляних робіт показує, що одним із найбільш ефективних способів розробки міцних (скельних і мерзлих) ґрунтів є пошарове розпушування навісними розпушниками на базі потужних гусеничних тракторів. Цей спосіб вигідно відрізняється від інших високою продуктивністю, низьки-

ми енергоємністю і собівартістю розробки ґрунту. Застосування розпушників як машин для виконання підготовчих робіт забезпечує практично цілорічне використання землерийних і землерийно-транспортних машин у будь-яких кліматичних зонах і сприяє збільшенню ефективності будівельних та інших робіт.

Аналіз публікацій

За даними [1], енергоємність розпушування мерзлих ґрунтів, залежно від їх фізико-механічних властивостей, складає $0,2 - 0,66 \text{ кВт} \cdot \text{год}/\text{м}^3$, в той час коли за інших способів розробки цей показник досягає $1 - 2 \text{ кВт} \cdot \text{год}/\text{м}^3$.

Мета і постановка задачі

Особливістю роботи розпушників є часта зміна глибини різання ґрунту. Це зумовлено кількома факторами. По-перше, при гострому стані наконечників зуб розпушника затагується у ґрунтовий масив; за наявності на наконечнику площадки зносу – виштовхується із масиву. Для встановлення необхідної глибини різання необхідно виглиблювати чи заглиблювати зуб. По-друге, при розробці неоднорідного за міцністю ґрунтового масиву за наявності у ньому твердих включень великих розмірів розпушник може буксувати чи навіть зупинятись. Це приводить до необхідності зменшення глибини різання чи повного виглиблення зуба з наступним його заглибленням. За спостереженнями авторів, при розробці мерзлого супіску з окремими ділянками скельного ґрунту кількість стопорінь розпушника за годину роботи коливалась від одинадцяти до сорока дев'яти.

Постійна зміна глибини різання має негативні наслідки: порушується сталий режим роботи розпушника, ускладнюється керування і зменшується продуктивність.

Крім того, зміна положення наконечника при заглибленні робочого органа призводить до зміни напрямку дії й величини опорів ґрунту, що також може ускладнювати роботу розпушника. Мета роботи полягає у проведенні аналізу роботи розпушників у режимі заглиблення робочого органа (зокрема силових закономірностей цього процесу) для розробки заходів зі стабілізації режиму заглиблення.

Силкові закономірності заглиблення зуба розпушника

Траєкторія різання ґрунту в сталому режимі роботи розпушника співпадає за напрямком із траєкторією переміщення машини. В цьому випадку розпушування виконується на постійній глибині $h_{ст}$ з постійним кутом

різання $\delta_{ст}$, а площадка зносу на задній грані наконечника нахилена до траєкторії різання під кутом $\delta_{1ст}$. При заглибленні зуба на ходу машини дійсна траєкторія різання відхиляється від траєкторії руху розпушника. Кількісно відхилення характеризується кутом ψ (рис. 1) і залежить від величин швидкостей переміщення розпушника V_p і заглиблення наконечника V_3 [2].

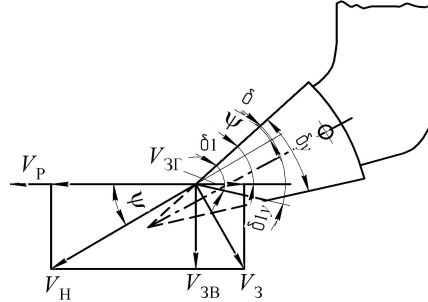


Рис. 1. Схема до визначення величини кута ψ відхилення дійсної траєкторії переміщення наконечника від траєкторії переміщення розпушника при заглибленні зуба

Швидкість переміщення розпушника можна прийняти постійною для кожної передачі, а швидкість заглиблення V_3 є функцією швидкості висування штоків гідроциліндрів $V_{ш}$ від зміни глибини розпушування і геометричних параметрів навісок (рис. 2)

$$V_3 = f(V_{ш}, a, b, c, f, k). \quad (1)$$

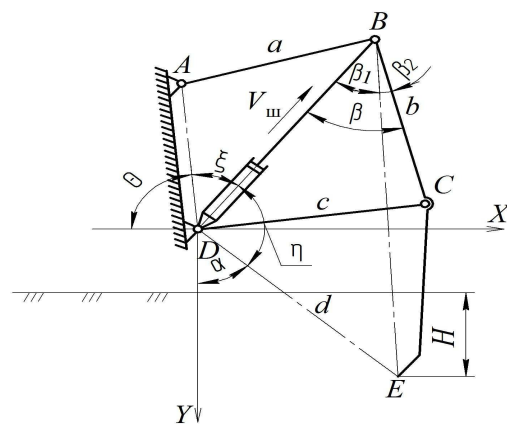


Рис. 2. Розрахункова схема для аналізу заглиблення зуба

Положення наконечника в кожний момент часу заглиблення визначається координатами точки E відповідно до розрахункової схеми

$$\begin{aligned} X_E &= d \cdot \sin \alpha; \\ Y_E &= d \cdot \cos \alpha, \end{aligned} \quad (2)$$

де d – пряма, що з'єднує різальну кромку наконечника з нижнім шарніром кріплення навіски; α – кут між цією прямою і вертикальною координатною віссю.

Величина кута ψ в кожен момент часу заглиблення зуба визначається залежністю

$$\psi = \arctg \frac{V_{з.в}}{V_p \pm V_{з.г}}, \quad (3)$$

де $V_{з.в}$ і $V_{з.г}$ – відповідно вертикальна і горизонтальна складові швидкості заглиблення наконечника.

За наведеною методикою виконано розрахунки величини кута ψ для розпушника ДП-9С з паралелограмною навіскою. Результати розрахунків представлено у вигляді графіка залежностей кута ψ від заглиблення зуба розпушника H . За параметр H прийнято відстань від поверхні ґрунтового масиву до різальної кромки наконечника (рис. 2). Розрахунки виконано для умов руху розпушника на всіх передачах (рис. 3).

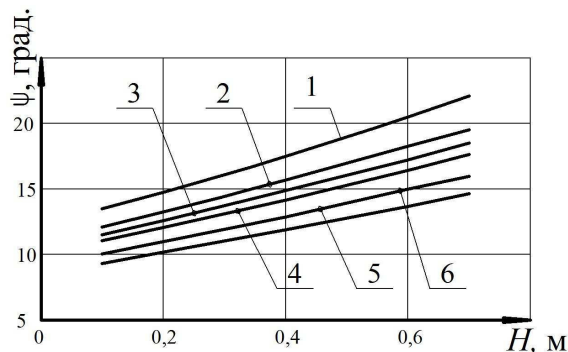


Рис. 3. Залежності величини кута ψ від заглиблення зуба розпушника H :
 1 – I передача ($V_p = 0,472$ м/с);
 2 – II передача ($V_p = 0,528$ м/с);
 3 – III передача ($V_p = 0,556$ м/с);
 4 – IV передача ($V_p = 0,583$ м/с);
 5 – V передача ($V_p = 0,639$ м/с);
 6 – VI передача ($V_p = 0,694$ м/с)

Величина кута ψ зі збільшенням заглиблення зуба розпушника зростає. Ця закономір-

ність має як позитивні, так і негативні сторони. Як випливає із рис. 1, кут різання δ буде зменшуватись на величину кута ψ , в порівнянні з його сталим значенням $\delta_{ст}$, а кут нахилу площадки зносу буде збільшуватись на цей кут. Зі зменшенням кута різання опори ґрунту передній грані зменшуються, а збільшення кута нахилу площадки зносу приводить до зростання опорів ґрунту площадці зносу.

Найменші значення кута ψ відповідають роботі на VI передачі, де швидкість розпушника є найбільшою. Але на цій передачі сила тяги розпушника має мінімальну величину.

Для з'ясування закономірностей зміни опорів ґрунту в режимі заглиблення робочого органа виконано відповідні розрахунки для умов розробки фосфоритової руди. В розрахунках використано методику Ю.О. Ветрова [3].

Опір різанню ґрунту гострим наконечником характеризується такими коефіцієнтами і параметрами: $m_b = 0,92$ МПа; $m_{бок} = 0,12$ МПа; $m_{бок.зр} = 34,03$ кН/м. Опір ґрунту площадці зносу шириною $0,025$ м з кутом нахилу до траєкторії різання $\delta_{1ст} = 10^\circ$ визначається параметрами: $p_0 = 74,75$ кН/м; $p_{ум} = 443,6$ кН/м $h_{ум} = 0,22$ м [3]. Кут різання у сталому режимі роботи розпушника дорівнює $\delta_{ст} = 45^\circ$, ширина наконечника $b = 0,105$ м. Ширина площадки зносу становить $a = 0,05$ м. Поточні значення кута різання дорівнювали $\delta = \delta_{ст} - \psi_i$, кута нахилу площадки зносу до траєкторії різання – $\delta_1 = \delta_{1ст} + \psi_i$. Кут різання ґрунту по сталі прийнято рівним $\mu = 15^\circ$.

Вплив величини кута нахилу площадки зносу до дійсної траєкторії різання враховувався за даними [4], відповідно до яких збільшення цього кута на один градус спричиняє збільшення опорів ґрунту в середньому на 5 %.

В роботі прийнято припущення про те, що всі сили опорів ґрунту прикладаються до різальної кромки наконечника. Розрахунки виконано для умов роботи на всіх передачах розпушника. Розрахункову схему наведено на рис. 4.

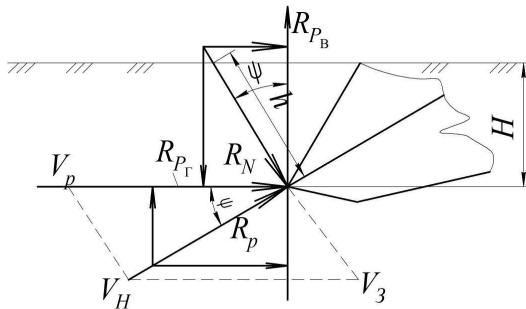


Рис. 4. Схема до визначення сил опорів ґрунту, що діють на наконечник: R_p – дотична сила опору ґрунту наконечнику; R_N – нормальна сила опору ґрунту наконечнику; $R_{p\Gamma}$ – горизонтальна складова сил опорів ґрунту R_p і R_N ; R_{NB} – вертикальна складова сил опорів ґрунту R_p і R_N

Як випливає з наведеної схеми, поточна глибина різання h визначається за формулою $h = H / \cos \psi$.

Приклад результатів розрахунків наведено у вигляді графіків залежностей опорів ґрунту різанню від заглиблення зуба (рис. 5).

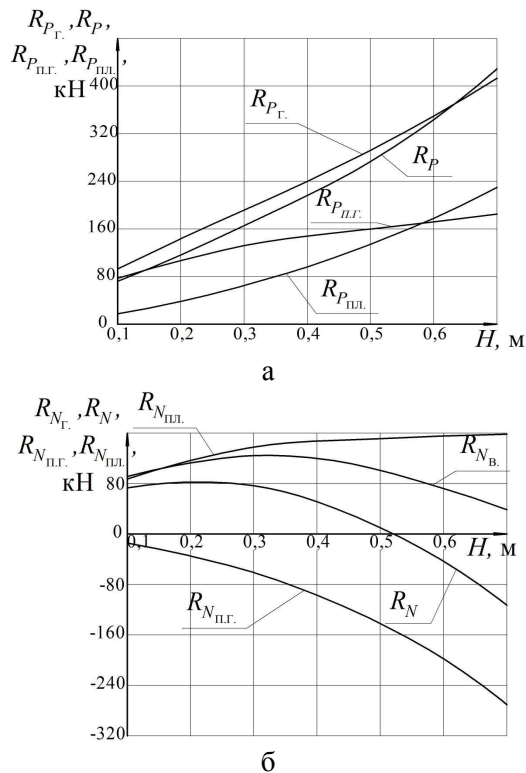


Рис. 5. Залежності дотичних (а) і нормальних (б) сил опорів ґрунту від заглиблення зуба при $V_p = 0,472$ м/с (I передача)

Як випливає з наведених графіків, сили опорів ґрунту при заглибленні зуба підпорядковуються тим же закономірностям, як і при сталому різанні ґрунту.

Дотичні сили опорів ґрунту зі збільшенням заглиблення зуба збільшуються: передній грані наконечника $R_{p\Gamma}$ прискорено, площадці зносу $R_{p\Gamma}$ – уповільнено. Величини дотичної сили опору наконечника R_p і горизонтальної складової опорів ґрунту $R_{p\Gamma}$ перевищують значення максимальної сили тяги розпушника ($T = 257$ кН) після заглиблення зуба на 0,4 м.

Нормальна сила опору ґрунту наконечника за значень величини заглиблення 0,1–0,5 м має позитивні значення. Це свідчить про виштовхування зуба із ґрунтового масиву, що негативно впливає на умови заглиблення робочого органа. Зі збільшенням величини заглиблення в межах 0,5–0,7 м зуб затягується у ґрунт, але вертикальна складова сил опорів R_{NB} спрямована в напрямку відкритої поверхні ґрунту, що свідчить про постійне виштовхування робочого органа ґрунту.

Для визначення впливу швидкості руху розпушника V_p на силові показники процесу заглиблення робочого органа виконано відповідні розрахунки. Розрахунки виконувались для постійного значення заглиблення зуба (рис. 6).

Найбільші значення дотичних сил опору ґрунту відповідають роботі на I передачі, де швидкість руху розпушника V_p є найменшою. Зі збільшенням швидкості V_p дотичні сили опорів ґрунту зменшуються. Це зумовлено зменшенням кута ψ за зростання швидкості руху розпушника. Зі зменшенням кута ψ відбувається деяке зростання кута різання δ і зменшення глибини різання h . Головну роль у цьому випадку відіграє останнє, що і спричиняє зменшення $R_{p\Gamma}$. За менших значень кута ψ зменшується величина кута нахилу площадки зносу до траєкторії різання δ_1 , і тому відбувається зниження величини $R_{p\Gamma}$. Горизонтальна складова дотичних сил опору $R_{p\Gamma}$ практично не відрізняється від сумарної дотичної сили опору R_p .

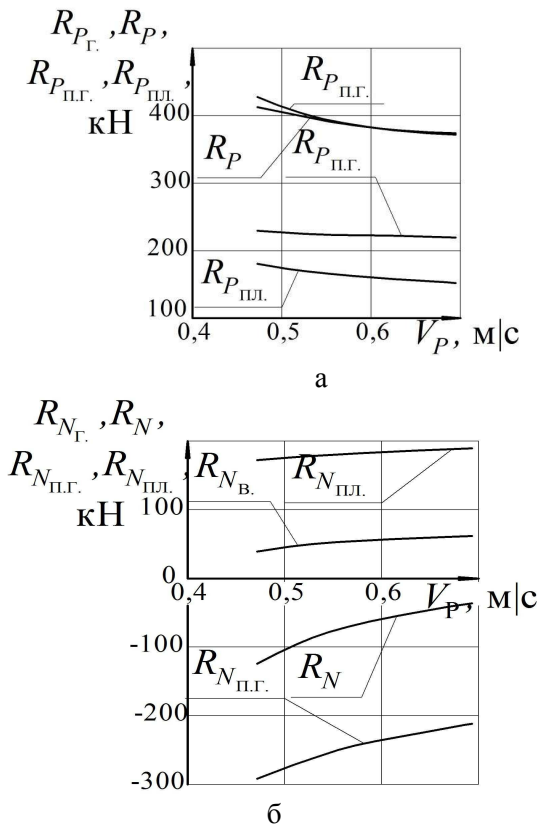


Рис. 6. Залежності дотичних (а) і нормальних (б) сил опору ґрунту від швидкості руху розпушника за постійного значення заглиблення зуба $H = 0,7$ м

Аналіз показує, що навіть за найменших значень горизонтальної сили опору $R_{г}$ максимальна сила тяги розпушника T має меншу величину.

Аналогічний аналіз закономірностей зміни нормальних сил опору показав, що величина опору передній грані зменшується, а площадці зносу – збільшується зі зростанням швидкості розпушника V_P . Нормальна сила опору наконечника також зменшується, а вертикальна складова нормальних сил опору $R_{N_{в}}$ має позитивні значення, що свідчать про виштовхування зуба розпушника із ґрунтового масиву. Останнє негативно впливає на процес заглиблення робочого органу. Для вирішення цієї проблеми групою авторів було запропоновано технологічне рішення (рис. 7).

Розпушник являє собою базову машину 1 з навіскою 2, до рами 3 якої приєднано раму робочого органу розпушника 4.

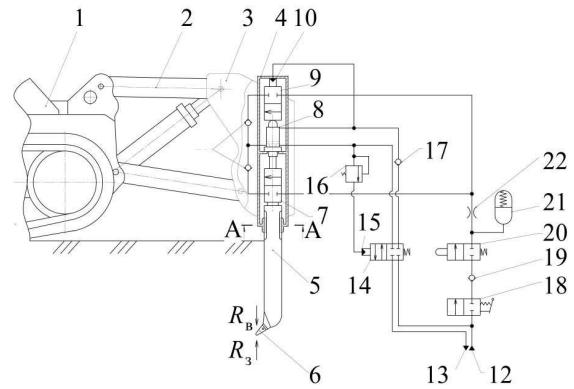


Рис. 7. Загальний вигляд машини з гідроприводом керування робочим органом

До рами робочого органу 4 з можливістю вертикального переміщення прикріплено стійку розпушника 5, на якій встановлено ніж 6. До верхньої частини стійки 5 розпушника через двопозиційний однопровідний розподільник 7 жорстко прикріплено гідроциліндр 8, корпус якого своїм днищем приєднано до двопозиційного однопровідного розподільника 9 з гідравлічною камерою керування 10, який розміщено у рамі робочого органу 4. Причому двопозиційний однопровідний розподільник 7 і двопозиційний однопровідний розподільник 9 через зворотні клапани 11 під'єднані до штокової порожнини гідроциліндра 8.

Гідроциліндр 8, двопозиційний однопровідний розподільник 7 та двопозиційний однопровідний розподільник 9 підімкнено до гідравлічної системи, до якої підведено напірну магістраль 12 та зливну магістраль 13, під'єднані до двопозиційного двопровідного розподільника 14 з гідравлічною камерою керування 15, яку через перепускний клапан 16 з'єднано зі штоковою порожниною гідроциліндра 8. Правий вихідний патрубок розподільника 14 через зворотний клапан 17 під'єднано до поршневої порожнини гідроциліндра 8 та гідравлічної камери 10 двопозиційного однопровідного розподільника 9, а лівий вихідний патрубок розподільника 14 – до штокової порожнини гідроциліндра 8.

Крім того, напірна магістраль 12 з'єднана, з двопозиційним однопровідним розподільником з ручним керуванням 18, який через зворотний клапан 19 з'єднаний із двопозиційним однолінійним пульсуючим розподільником 20, який, у свою чергу, під'єднаний до акумулятора потоку 21 та дроселя 22, після якого напірна лінія розгалужується на пра-

вий та лівий напірні потоки. Правий напірний потік з'єднаний із двопозиційним однопровідним розподільником 9, а лівий напірний потік – із двопозиційним однопровідним розподільником 7.

Розпушник працює таким чином. Перед початком роботи шток гідроциліндра навіски витягнутий на максимальну довжину, навіску розпушника 2 піднято та стійка розпушника 5 з ножем 6 знаходяться вище рівня землі. При русі базової машини та ввімкненні гідронасоса (на рис. не показано) базової машини 1 стійка розпушника 5 з ножем 6 починає занурюватись у ґрунт за допомогою навіски 2, після чого машиніст перемикає двопозиційний однопрохідний розподільник 18 у ліве положення, що викликає за допомогою двопозиційного пульсуючого розподільника 20 зарядку гідроаккумулятора 21.

У процесі заглиблення стійки 5 розпушника із зубом 6 у ґрунт на нижню грань ножа 6 діє реакція опору заглиблення, що призводить до втягування стійки 5 розпушника у раму робочого органу 4, завдяки чому збільшується тиск у гідросистемі та перемикає двопозиційний однопровідний розподільник 9 у нижнє положення. При цьому гідрорідина від бака з гідрорідиною через двопозиційний пульсуючий розподільник 20 та дросель 22 та від аккумулятора гідрорідини 21 через дросель 22 подається до штокової порожнини гідроциліндра 8, таким чином збільшуючи тиск у поршневій порожнині гідроциліндра 8, завдяки чому гідравлічна камера 10 перемикає двопозиційний розподільник у верхнє положення, таким чином створюючи імпульс подачі робочого органа, після чого процес повторюється знову.

У процесі виглиблення стійки 5 розпушника із зубом 6 на передню грань ножа 6 діє реакція опору виглиблення, що призводить до втягування стійки 5 розпушника з рами робочого органа 4, завдяки чому підвищується тиск у гідросистемі, що призводить до перемикання двопозиційного однопровідного розподільника 7 у верхнє положення. При цьому гідрорідина від бака з гідрорідиною через двопозиційний пульсуючий розподільник 20 та дросель 22 та від аккумулятора гідрорідини 21 через дросель 22 подається до штокової порожнини гідроциліндра 8, ство-

рюючи імпульс подачі робочого органа, після чого відбувається спрацювання перепускного клапана 16, завдяки чому гідравлічна камера 15 перемикає двопозиційний розподільник у ліве положення, таким чином перемикаючи двопозиційний однолінійний розподільник 7 у початкове положення.

Висновок

Наведений аналіз і розрахунки показали, що в режимі заглиблення робочого органа розпушника виникають опори, горизонтальна складова яких перевищує максимальну силу тяги машини, а вертикальна складова спричиняє виштовхування робочого органа із ґрунтового масиву. Внаслідок цих факторів ускладнюється робота розпушника. Тому розроблено технічне рішення, яке дозволяє підвищити ефективність роботи розпушника за рахунок забезпечення збільшення силового впливу на робоче середовище.

Література

1. Бульдозеры и рыхлители / Б.З. Захарчук, В.А. Телушкин, Г.А. Шлойд, А.А. Яркин. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
2. Пристайло Ю.П. Устройство для снижения усилия заглиблення зуба рыхлителя / Ю.П. Пристайло, А.В. Фомин, Л.Е. Пелевин // Горные, строительные, дорожные и мелиораторные машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1987. – №40. – С. 3–6.
3. Ветров Ю.О. Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку : навч. посібник / Ю.О. Ветров, В.В. Власов. – К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
4. Фомин А.В. Повышение эффективности гусеничных рыхлителей путём ограничения износа наконечников : автореф. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные, подъемно-транспортные машины» / А.В. Фомин. – К., 1986. – 22 с.

Рецензент: А.Т. Лебедев, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 6 червня 2012 р.