

THEORETICAL STUDY OF THE TRACTION RESISTANCE OF A TILLAGE IMPLEMENT FOR DEEP SOIL CULTIVATION

I. Tsiz*, V. Holii, T. Tsyg, A. Kovalchuk, B. Pastushok

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES

**Key words:**

soil hardness,
deep fluffing,
cutting a hole
traction resistance,
buckling resistance

Article history:

Received 07.07.2025

Accepted 01.10.2025

***Corresponding author:**

tsizigor@lutsk-ntu.com.ua

ABSTRACT

The main measure to eliminate the negative impact of soil compaction is their deep loosening. Studies of soil hardness have revealed significant fluctuations in the depth of occurrence of compacted layers even in conditions of small land plots. Known designs of deep subsoilers provide for continuous cultivation of subsoil layers to a depth equal to the maximum value of the depth of the plow sole on the entire field. The design of devices for changing the depth of travel of the working bodies of deep subsoilers does not allow changing the depth of cultivation in real time based on soil hardness cartograms. We have proposed to switch to the principle of destroying the integrity of the compacted layer by cutting holes with a tubular working body. A machine design has been developed to implement this method of cultivation. The purpose of the study is to theoretically establish the traction resistance of such a machine and substantiate the design parameters of its working body. A dependence was obtained that allows us to assess the influence of such parameters as the diameter of the tooth, the number of teeth on the disk and the distance between the disks on the energy costs during the operation of the machine. Based on the analysis of the graphs constructed according to this dependence, it was established that to achieve a specific traction resistance of 5 kN, it is advisable to install from 6 to 8 teeth on one disk. In this case, the diameter of the tooth should not be more than 0.03 m, and the distance between the disks on the rotor should not be less than 0.3 m. Testing the working body (tooth) for resistance to deflection when it is buried in soil with a hardness of $P_p = 40 \text{ kg/cm}^2$ revealed that for a tooth 0.5 m long, a section in the form of a sector of a ring with an outer diameter of 0.03 m, a sector angle of 200° and a ring wall thickness of 0.004 m will ensure stability.

DOI: 10.36910/acm.vi51.1883

To cite this article:

Tsiz, I., Holii, V., Tsyg, T., Kovalchuk, A., & Pastushok, B. (2025). Theoretical Study of the Traction Resistance of a Tillage Implement for Deep Soil Cultivation. *Agricultural Machines*, 51, 99-106.
<https://doi.org/10.36910/acm.vi51.1883>

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОГО ОПОРУ ЗНАРЯДДЯ
ДЛЯ ГЛИБОКОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУІ.Є. Цизь*, В.О. Голій, Т.П. Цизь, А.П. Ковальчук, Б.П. Пастушок
Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES



АНОТАЦІЯ

Основним заходом із усунення негативного впливу переуцілювання ґрунтів є глибоке їх розпушення. Дослідження твердості ґрунтів виявили значні коливання глибини залягання переуцілених шарів в умовах навіть невеликих за площею земельних ділянок. Відомі конструкції глибокорозпушувачів передбачають суцільний обробіток підорних шарів на глибину, що рівна максимальним значенню глибини розташування плужної підшови на усьому полі. Конструкція пристроїв для зміни глибини ходу робочих органів глибокорозпушувачів не дозволяє здійснювати зміну глибини обробітку у режимі реального часу на основі картограм твердості ґрунтів. Нами запропоновано перейти до принципу руйнування цілісності переуцілюючого шару шляхом прорізання отворів трубчастим робочим органом. Розроблено конструкцію машини для реалізації такого способу обробітку. Мета дослідження – теоретично встановити тягового опір такої машини та обґрунтувати конструктивні параметри його робочого органу. Отримано залежність, яка дозволяє оцінити вплив таких параметрів як діаметр зуба, кількість зубів на диску та віддалі між дисками на енергетичні затрати під час роботи машини. На основі аналізу графіків побудованих за цією залежністю встановлено, що для досягнення питомого тягового опору на рівні 5 кН доцільно встановлювати на одному диску від 6 до 8 зубів. При цьому діаметр зуба не повинен бути більшим за 0,03 м, а віддаль між дисками на роторі не повинна бути меншою від 0,3 м. Перевірка робочого органу (зуба) на стійкість проти прогинів при його заглибленні у ґрунт з твердістю $R_p = 40 \text{ кг/см}^2$ виявила, що для зуба довжиною 0,5 м переріз у вигляді сектора кільця із зовнішнім діаметром 0,03 м, кутом сектора 200° та товщиною стінки кільця 0,004 м стійкість буде забезпечена.

Ключові слова:твердість ґрунту,
глибоке розпушення,
вирізання отвору,
тяговий опір,
стійкість до прогину**Історія публікації:**

Отримано 07.07.2025

Затверджено 01.10.2025

***Автор для листування:**

tsizigor@lutsk-ntu.com.ua

DOI: 10.36910/acm.vi51.1883

Цитувати цю статтю:

Цизь, І.Є., Голій, В.О., Цизь, Т.П., Ковальчук, А.П., & Пастушок, Б.П. (2025). Теоретичне дослідження тягового опору знаряддя для глибокого обробітку ґрунту. Сільськогосподарські машини, 51, 99-106.
<https://doi.org/10.36910/acm.vi51.1883>

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Численні дослідження науковців виявили, що понад 40 % ґрунтів в Україні є переущільненими [1]. Сумарний вплив твердості ґрунтів на реалізацію сортового потенціалу сільськогосподарських культур досліджені академіком Медведєвим В.В. (*Медведєв, 2003; Медведєв, 2004; Медведєв, 2010*). Встановлено, що переущільнення ґрунту не сприяє нормальному росту і розвитку сільськогосподарських культур через широке коло факторів основних із яких є значний вплив ущільненого шару на проникнення кореневої системи рослин у нижні шари (*Бромот, n.d., Гаврилов, 2015*).

Основним заходом із усунення впливу такого негативного явища є глибоке розпушення ґрунту. Для реалізації цього заходу використовуються чизельні культиватори та глибокорозпушувачі. Основним робочим органом таких знарядь є лапа. Від форми лапи залежить і результат, що буде досягнуто під час розпушення ґрунту.

Аналіз та узагальнення конструкцій робочих органів знарядь для глибокого розпушення ґрунту вказує, що за основним конструктивним ознаками та виконуваними функціями їх можна об'єднати у 3 групи (*Цизь & Голій, 2024a*). До першої можна віднести лапи, які не виносять на поверхню розпушений шар ґрунту і зберігають непорушеним поверхневий рослинний шар. Вони отримали назву «zero-mix» у глибокорозпушувачах фірми Bednar (*Bednar, n.d.*). До другої групи належать робочі органи, які забезпечують винесення на поверхню поля дрібноструктурної фракції ґрунту та у більшості виробників називаються параболічними (*Цизь & Голій, 2024b*). До третьої групи належать робочі органи із розпушуючою полицею тієї чи іншої форми (*Цизь & Голій, 2024b*). Такі робочі органи також не здійснюють переміщення розпушеного ґрунту на поверхню.

У той же час комплексні дослідження твердості ґрунтів виявили значні коливання глибини залягання переущільнених шарів в умовах навіть невеликих за площею земельних ділянок (*Цизь & Голій, 2024*). Описані конструкції глибокорозпушувачів передбачають суцільне розпушення підорних шарів на глибину, що рівна максимальним значенню глибини розташування плужної підшви на усьому полі та, як результат, характеризуються високими енергетичними затратами на одиницю обробленої площі. У більшості випадків зміну глибини ходу їх робочих органів здійснюють шляхом регулюванням положення опорних коліс із затратою певного часу та ручної праці. Така конструкція не дозволяє здійснювати зміну глибини обробітку у режимі реального часу на основі картограм твердості ґрунтів (*Голій, & Цизь, 2024*).

Для вирішення такої проблеми ми пропонуємо перейти до принципу руйнування цілісності переущільного шару шляхом прорізання отворів трубчастим робочим органом та винесення вирізаного ґрунту на поверхню поля. Завдяки цьому утворюватимуться проміжки у для проникнення кореневої системи рослин у нижні горизонти ґрунту, буде інтенсифіковано газообмін та покращиться водний режим ґрунту. З часом порожнини будуть заповнені ґрунтом завдяки природнім процесам формування його структури, і відбуватиметься процес зворотній до ущільнення.

Для реалізації такого принципу розпушення переущільнених шарів ґранту нами розроблена конструкція машини для диференційованого за глибиною обробітку ґрунту. Детальний опис конструкції та роботи такої машини наведений у публікації (*Голій, 2025*). Але для перевірки роботоздатності такого рішення потрібно провести теоретичні та експериментальні дослідження та обґрунтування.

Мета дослідження – теоретично встановити тяговий опір запропонованої конструкції машини для диференційованого за глибиною обробітку ґрунту та обґрунтувати конструктивні параметри його робочого органу.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Основою запропонованої конструкції машини є ротор з дисками на яких шарнірно закріплені трубчасті зуби (робочі органи). Обертання ротора здійснюється завдяки прикладеному до його осі обертання тяговому зусиллю енергетичного засобу (трактора). Тому ротор здійснює плоский рух, який являє собою сукупність неперервних обертань навколо миттєвого центра швидкостей. Аналогічно до плоского руху веденого приводного колеса обертання ротора чинить опір пара сил, яка спричинена опором заглибленню трубчастих зубів та їх виглибленню. Для встановлення залежності необхідного тягового зусилля для виконання обробітку від конструктивних параметрів машини розглянемо розрахункову схему наведену на **рис. 1**. При цьому вважатимемо що рух є рівномірним та прямолінійним. Тобто виконання обробітку здійснюється в усталеному режимі.

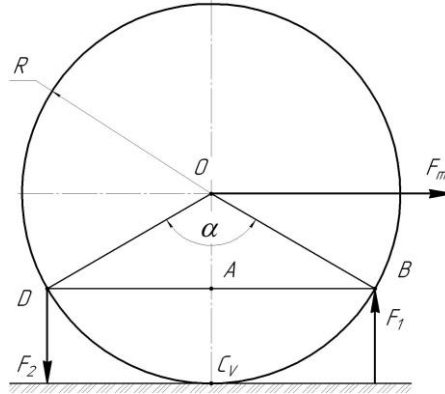


Рис. 1 - Схема дії сил на ротор у його плоскому русі

За вказаних умов на основі аналізу наведеної схеми запишемо умову рівноваги моментів сил відносно миттєвого центра швидкостей C_v

$$\sum_{i=1}^n M_{C_v}(F_i) = F_m \cdot OC_v - F_1 \cdot AB - F_2 \cdot DA = 0, \quad (1)$$

де F_m - тягове зусилля трактора необхідне для переборення опору від роботи одного диска знаряддя, Н; OC_v - плече моменту сили F_m відносно точки C_v , м; F_1 - сила опору проникненню робочого органу у ґрунт, Н; AB - плече моменту сили F_1 відносно точки C_v , м; F_2 - сила опору вийманню (виглибленню) робочого органу з ґрунту, Н; DA - плече моменту сили F_2 відносно точки C_v , м.

Із рис. 1 видно, що

$$\cos \angle OBA = \frac{AB}{OB}. \quad (2)$$

Оскільки $OB = R$, а $\angle OBA = 90^\circ - \alpha / 2$ то отримаємо

$$AB = DA = R \cdot \sin(\alpha / 2), \quad (3)$$

У свою чергу величина кута α залежатиме від кількості зубів n закріплених на диску та визначатиметься залежністю

$$\alpha = 360 / n, \quad (4)$$

Експериментальні дослідження твердості ґрунту показують, що опір проникненню деформатора у ґрунт може досягати $P_{zp} = 40$ кг/см², що у одиницях СІ складає $P_{zp} = 3923$ кПа (Цизь & Голій, 2024b). Дослідження зусилля опору вийманню деформатора з ґрунту показали, що дане зусилля складає близько 50 % від зусилля опору проникнення робочого органу. У такому випадку для кругового перерізу зуба діаметром d зусилля опору проникненню та опору вийманню робочого органу складе

$$F_1 = \frac{P_{zp} \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \quad (5)$$

$$F_2 = \frac{P_{zp} \cdot \pi \cdot d^2}{8}. \quad (6)$$

Зважаючи, що $OC_v = R$ з урахуванням (4)-(6) із (1) отримаємо

$$F_m = \frac{3 \cdot P_{zp} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sin(180 / n)}{8}. \quad (7)$$

Отриманий вираз (7) дозволяє оцінити тяговий опір одного диска. Проте знаряддя має обладнуватись кількістю m яка залежатиме від сумарної ширини захвату машини B_m та віддалі між сусідніми дисками b

$$m = B_m / b. \quad (8)$$

Тоді сумарний тяговий опір складатиме

$$F_M = \frac{3 \cdot P_{ep} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot B_m \cdot \sin(180 / n)}{8 \cdot b} \quad (9)$$

Отримана формула не враховує тертя яке виникає на поверхні зуба у процесі їх переміщення у ґрунті, зусилля на перекочування опорних колі, а також ряд інших факторів. Але вона дозволяє оцінити вплив таких параметрів як діаметр зуба d , кількість зубів на диску n та віддалі між дисками b на енергетичні затрати під час роботи знаряддя. Для аналізу цього впливу за формулою (9) побудовані графічні залежності (рис. 2) для питомого тягового опору, що припадає на 1 м ширини захвату машини.

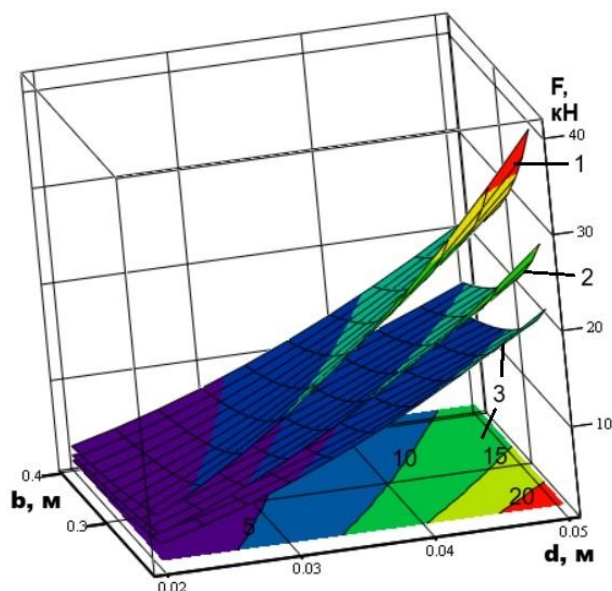


Рис. 2. Графічні залежності питомого тягового опору знаряддя побудовані за формулою (9):
1 - $n = 4$; 2 - $n = 6$; 3 - $n = 8$

Із наведених на рис. 2 графіків видно, що питомий тяговий опір машини для диференційованого за глибиною обробітку ґрунту може змінюватись від 5 до 40 кН. Для досягнення зменшення тягового опору доцільно збільшувати кількість зубів n на одному диску від 6 до 8 штук. При цьому діаметр зуба d не повинен бути більшим за 0,03 м, а віддаль між дисками на роторі не повинна бути меншою від $b = 0,3$ м.

Проведемо також розрахунок трубчастого зуба на стійкість від прогинів під час його заглиблення у ґрунт. Оскільки розташування шарів ґрунту із твердістю, що перевищує допустимі межі знаходиться, як правило, на глибині 0,2-0,4 м то і розрахунок проведемо для випадку коли обробіток здійснюватиметься на максимальну глибину у 0,4 м. У такому випадку довжина зуба машини з урахуванням зазору між диском та поверхнею поля і трозміру шарнірного кріплення зуба, складатиме 0,50 м.

Для забезпечення повного виглиблення робочого органу із ґрунту при куті повороту шарнірного його кріплення на кут $\leq 90^\circ$ від крайнього нижнього положення приймемо загальний діаметр диска рівним 1 м.

Для спрощення розрахунку розглянемо робочий орган із радіусом кривизні рівним нескінченності. Встановлення геометричних розмірів перерізу робочого органу здійснимо на основі умови стійкості стиснутого шарнірно закріпленого стержня. Розрахункову схему, що відповідає закріпленню робочого органу проектного знаряддя на початку його заглиблення у ґрунту наведена на рис. 3.

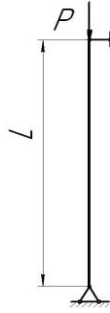


Рис. 3 - Схема навантаження робочого органу (зуба)

Для виготовлення зуба обираємо Ст3. Стискаюче навантаження рівне силі опору проникненню робочого органу тому $P = F_l$, яке при розрахунку за формулою (5) для діаметру зуба $d = 0,03$ м складе $P = 2771,6$ Н.

Як уже зазначалось поперечний переріз зуба має форму сектора кільця. Для розрахунку геометричних характеристик перерізу скористаємось схемою наведеною на рис. 4.

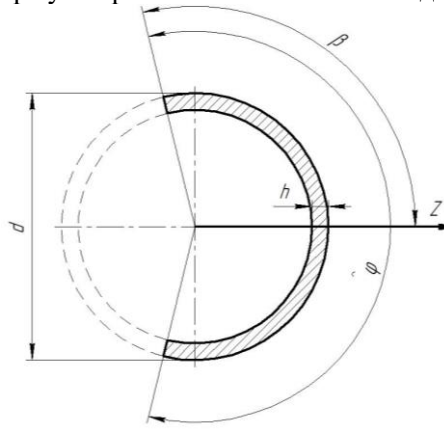


Рис. 4 - Схема до розрахунку геометричних характеристик перерізу зуба

Площу поперечного перерізу встановимо за формулою для сектора круга

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\varphi}{2 \cdot \pi} - \frac{\pi \cdot (d-h)^2}{4} \cdot \frac{\varphi}{2 \cdot \pi} = \frac{\varphi}{8} \cdot (2hd - h^2). \quad (10)$$

де φ - центральний кут кільця сектора перерізу зуба, радіани; h - товщина стінки трубчастого пальця, м.

Для визначення моменту інерції скористаємось відомою формулою для моменту інерції сектора круга (Писаренко та ін., 2004)

$$J_z = \frac{d^4}{128} \cdot \left[(\beta - \alpha) - \frac{\sin 2\beta - \sin 2\alpha}{2} \right], \quad (11)$$

де α - кут від осі Z до початку сектора круга, який для розглядуваного випадку $\alpha = 0$; β - кут від осі Z до кінця сектора круга, який для розглядуваного випадку $\beta = \frac{\varphi}{2}$, радіан.

Для розрахунку моменту інерції сектора кільця вважатимемо, що визначаємо момент інерції сектора круга із центральним отвором діаметром $d - h$. Тоді отримаємо

$$J_z = \frac{d^4}{128} \cdot \left[\frac{\varphi}{2} - \frac{\sin \varphi}{2} \right] - \frac{(d-h)^4}{128} \cdot \left[\frac{\varphi}{2} - \frac{\sin \varphi}{2} \right] = \frac{(\varphi - \sin \varphi)}{256} \cdot (d^4 - (d-h)^4). \quad (12)$$

На основі (10) та (12) отримаємо формулу для радіусу інерції перерізу

$$i = \sqrt{\frac{J_z}{F}} = \sqrt{\frac{(\varphi - \sin \varphi) \cdot (d^4 - (d-h)^4)}{32 \cdot \varphi \cdot (2hd - h^2)}}, \quad (13)$$

Для розглядуваної схеми закріплення стержня зведена довжина складе,

$$l_{36} = \nu \cdot L = L, \quad (14)$$

де ν - коефіцієнт зведення довжини, який для розглядуваного випадку $\nu = 1$ (Писаренко та ін., 2004); L - довжина робочого органу (зуба), м.

Тоді гнучкість робочого органу (зуба) становитиме

$$\lambda = \frac{l_{36}}{i} = \sqrt{\frac{L^2 \cdot (\varphi - \sin \varphi) \cdot (d^4 - (d-h)^4)}{32 \cdot \varphi \cdot (2hd - h^2)}}. \quad (15)$$

У першій спробі товщину стінки приймемо $h = 0,004$ м, а центральний кут кільця сектора перерізу зуба $\varphi = 200^\circ$, що у радіанах складе $\varphi = \frac{\pi \cdot 200}{180} = 1,1$ радіан. Врахувавши обрані значення $L = 0,5$ м та $d = 0,03$ м отримаємо

$$\lambda = \sqrt{\frac{0,5^2 \cdot (1,1 - \sin 1,1) \cdot (0,03^4 - (0,03 - 0,004)^4)}{32 \cdot 1,1 \cdot (2 \cdot 0,004 \cdot 0,03 - 0,004^2)}} = 0,0015.$$

За отриманим значенням гнучкості обираємо коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження 0,99 (Писаренко та ін., 2004).

Тоді

$$[\sigma_{cm}] = \varphi \cdot [\sigma_-] = 0,99 \cdot 160 = 158,4 \text{ МПа}. \quad (16)$$

де $[\sigma_-] = 160$ МПа – основне допустиме напруження на стиск матеріалу зуба.

$$\sigma = \frac{P}{S} = \frac{P}{\frac{\varphi}{8} \cdot (2hd - h^2)} = \frac{2771,6}{\frac{1,1}{8} \cdot (2 \cdot 0,004 \cdot 0,03 - 0,004^2)} = 89,99 \text{ МПа}$$

Оскільки $\sigma = 89,99$ МПа $< 158,4$ МПа то за обраних конструктивних параметрів зуба його стійкість забезпечена.

ВИСНОВКИ

На основі теоретичних досліджень тягового опору запропонованої конструкції машини для диференційованого за глибиною обробітку ґрунту встановлено, що її питомий тяговий опір може змінюватись від 5 до 40 кН. Для досягнення зменшення тягового опору доцільно забезпечувати кількість зубів n на одному диску від 6 до 8 штук. При цьому діаметр зуба d не повинен бути більшим за 0,03 м, а віддаль між дисками на роторі не повинна бути меншою від $b = 0,3$ м.

Перевірка робочого органу (зуба) на стійкість проти прогинів при його заглибленні у ґрунт з твердістю $P_{cp} = 40$ кг/см² виявила, що для зуба довжиною $L = 0,5$ м із перерізом у вигляді сектора кільця із зовнішнім діаметром $d = 0,03$ м, кутом сектора $\varphi = 200^\circ$ та товщиною стінки кільця $h = 0,004$ м стійкість забезпечена.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

- Медведев, В.В. (2003). Наукові підходи до оцінювання якості ґрунтів регіонів (на прикладі України) (*Scientific approaches to assessing the quality of regional soils (using the example of Ukraine)*). Сб. научн. трудов «Страны и регионы на пути к сбалансированному развитию», 62–64. Київ.
- Медведев, В.В. (2004). Проблеми охорони ґрунтів (Problems of soil protection). *Вісник аграрної науки*, №1, 53-57.
- Медведев, В.В. (2010). Твердість ґрунту як критерій для обґрунтування технологій і технічних засобів з його обробітку (Soil hardness as a criterion for justifying technologies and technical means for its cultivation). *Вісник аграрної науки*, №4, 14-18.
- Бромт, І. Глибкорозпушувач. Навіщо він мені потрібен (*Deep conditioner. Why do I need him*). Retrieved April

28, 2024, from <https://traktorist.ua/articles/883-glibokorozpushuvachi--vse-scho-treba-znati-pro-nih>.

Гаврилов, С. (2015). Проблема плужної підшви у ґрунті та шляхи її вирішення (*The problem of the plow sole in the soil and ways to solve it*). *Пропозиція*, №10, 70-73.

Цизь, І.Є. & Голій, В.О. (2024а). Обґрунтування конструкції та дослідження тягового опору робочого органу знаряддя для глибокого розпушення ґрунту (Substantiation of the design and study of the traction resistance of the working body of the tool for deep soil loosening). *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, №1(22), 337-348.

Bednar (n.d.). *Terraland TN*. Retrieved April 27, 2024, from <https://www.bednar.com/en/terraland-tn/>.

Цизь, І.Є. & Голій, В.О. (2024b). Результати дослідження твердості ґрунту полів ДПЕДГ «ЕЛІТА» (Results of research of soil hardness of fields SEERF «Elita»). *Сільськогосподарські машини*, 50, 25-36.

Голій, О. & Цизь, І. (2024) Аналітичний огляд конструкцій машин для глибокого розпушення ґрунту (Analytical review of designs of machines for deep soil loosening). *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології агропромислового виробництва»*, 72-74.

Голій, О.В. (2025). Машина для диференційованого за глибиною обробітку ґрунту (A machine for soil cultivation differentiated by depth). *Інноваційні технології в АПК: збірник тез доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції*, 58-61.

Писаренко, Г.С. Квітка, О.Л. & Уманський Є.С. (2004). *Опір матеріалів (Materials resistance)*. Київ: Вища шк.