

Всеукраїнський науково-технічний журнал

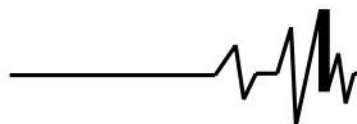
Ukrainian Scientific & Technical Journal

ISSN 2306-8744

DOI: 10.37128/2306-8744-2023-1

Вібрації в техніці та технологіях



**ВІБРАЦІЇ В
ТЕХНІЦІ ТА
ТЕХНОЛОГІЯХ**

Журнал науково-виробничого та навчального
спрямування Видавець: Вінницький національний
аграрний університет

Заснований у 1994 році під назвою “Вібрації в техніці та
технологіях”

Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової
інформації

КВ № 16643-5115 ПР від 30.04.2010 р.

Всеукраїнський науково-технічний журнал “Вібрації в техніці та технологіях” / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2023. – 1 (108) – 109 с.

Друкується за рішенням Вченої ради Вінницького національного аграрного університету (протокол № 6 від 01.05.2023 р.)

Періодичне видання включено до Переліку наукових фахових видань України з технічних наук (Категорія «Б» Наказ Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 р. № 886)

Головний редактор

Калетнік Г.М. – д.е.н., професор,
академік НААН України, Вінницький
національний аграрний університет

**Заступник головного
редактора**

Адамчук В.В. – д.т.н., професор, академік
НААН України, Національний науковий
центр “Інститут механізації та електрифікації
сільського господарства”

Відповідальний секретар

Солона О.В. – к.т.н., доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Члени редакційної колегії

Булгаков В.М. – д.т.н., професор, академік
НААН України, Національний університет
біоресурсів і природокористування України

Граняк В.Ф. – к.т.н., доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Деревенько І. А. – к.т.н., доцент,
Національний університет «Львівська
політехніка»

Зіньковський А.П. – д.т.н., професор,
Інститут проблем міцності імені Г. С.
Писаренка НАН України

Купчук І.М. – к.т.н., доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Матвеев В.В. – д.ф.-м.н., професор,
академік НАН, Інститут проблем міцності
імені Г.С. Писаренка НАН України

Полєвода Ю.А. – к.т.н., доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Матвійчук В.А. – професор, Вінницький
національний аграрний університет

Твердохліб І.В. – к.т.н., доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Токарчук О.А. – к.т.н., доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Цуркан О.В. – д.т.н. доцент, Вінницький
національний аграрний університет

Зарубіжні члени редакційної колегії

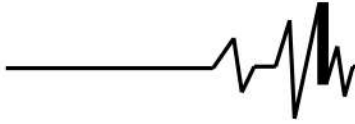
Максімов Джордан Тодоров – д.т.н., проф., Технічний Університет Габрово (Болгарія)

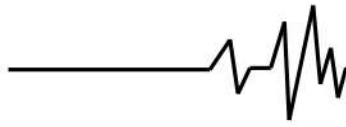
Технічний редактор **Мельничук С.В.**

Адреса редакції: 21008, Вінниця, вул. Сонячна 3, Вінницький національний аграрний
університет, тел. 46 – 00– 03

Сайт журналу: <http://vibrojournal.vsau.org/>

Електронна адреса: vibration.vin@ukr.net

**З М І С Т****1. ТЕОРІЯ ПРОЦЕСІВ ТА МАШИН***Калетнік Г.М., Солоня О.В., Яропуд В.М.***РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО КОНСТРУЮВАННЯ АДАПТИВНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА У ТЕХНОЛОГІЇ ПРИГОТУВАННЯ КОНЦЕНТРОВАНИХ КОРМІВ.....5***Бовсунівський А.П.***ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОСТУ КРУГОВОЇ ТРИЩИНИ ПРИ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАННЯХ ВАЛОПРОВОДУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ.....16***Пономаренко Н. О., Волик Б. А., Дімітров І. І., Волинець Є.О.***АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ЗБУДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДИСКАТОРА З ОБЕРТАННЯМ НАВКОЛО ОСІ КРІПЛЕННЯ.....29***Алієв Е. Б., Лупко К. О..***МЕТОДИКА СИМУЛЯЦІЇ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ НАСІННЄВОГО МАТЕРІАЛУ ДРІБНОНАСІННЄВИХ КУЛЬТУР НА ЦИЛІНДРИЧНОМУ ЧАРУНКОВОМУ ТРІЄРІ36***Спірін А. В., Цуркан О. В., Твердохліб І. В., Борисюк Д. В.***ВПЛИВ ВІБРАЦІЇ НА ЕРГОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ45****2. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА***Веселовська Н.Р., Шаргородський С.А., Бурлака С.А.***МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ СТІЛЧАСТОЇ ЛАПИ КУЛЬТИВАТОРА З ГРУНТОМ.....57***Matviychuk V., Mikhalevich V., Shtuts A.***ANALYSIS OF STRESS-STRAIN STATE (SSS) OF BILLET MATERIAL IN THE COURSE OF SETTING BY RESOURCE-SAVING METHOD OF ROLL STAMPING.....63***Яропуд В.М., Дацюк Д.А., Теслюк Г.В.***ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ДИСКРЕТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У МОДЕЛЮВАННІ РУХУ ТА УКЛАДАННЯ НАСІННЯ ДРІБНОНАСІННЄВИХ КУЛЬТУР73***Shargorodskiy S., Rutkevych V.***DEVELOPMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL OF THE VOLUME HYDROSTATIC TRANSMISSION HST-112 IN THE BRAKING MODE.....83***Полєвода Ю. А., Рєвва В. Ю., Твердохліб І.В.***ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ МІКРОНІЗАЦІЇ ЗЕРНА.....92***Залізняк Р.О.***МОДЕЛЮВАННЯ І УДОСКОНАЛЕННЯ АНІЗОТРОПНОГО ЗМІЦНЕННЯ ОРТОТРОПНИХ КРИШТАЛЕВИХ МАТЕРІАЛІВ.....99***Trukhanska O.***INVESTIGATION THE IMPACT OF THE CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF THE WORKING BODY THE TILLAGE MACHINE ON THE ENERGY INTENSITY AND QUALITY OF SOILTILLAGE104**



Пономаренко Н. О.
к.т.н., доцент

Волик Б. А.
к.т.н., доцент

Дімітров І. І.
Аспірант

*Дніпровський державний
аграрно-економічний
університет, Україна*

Волинець Є. О.
аспірант

*Вінницького
національного аграрного
університету*

Ponomarenko N.
candidate of Technical Sciences,
associate Professor

Volik B.
candidate of Technical Sciences,
associate Professor

Dimitrov I.
assistant

*Dniprovsky State
Agrarian and Economic
University*

Volynets Y.
postgraduate student

*Vinnitsia National Agrarian
University*

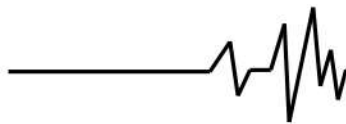
УДК 631.311

DOI: 10.37128/2306-8744-2023-1-3

АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ЗБУДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДИСКАТОРА З ОБЕРТАННЯМ НАВКОЛО ОСІ КРІПЛЕННЯ

В роботі запропонована аналітична модель взаємодії з ґрунтом сферичного диска, встановленого на пружному стояку під кутами до напрямку руху і вертикалі. Робоча гіпотеза полягає в тому, що коливання в системі пружний стояк – диск виникають за рахунок періодичної зміни складових тягового опору. Модель передбачає диференціацію діючих сил з урахуванням обертання диска. Пружний стояк в моделі розглядається як такий, що утворений ділянками строго обумовленої жорсткості в напрямку кожної з діючих сил. Стояк в цілому являє собою сталеву полосу постійного поперечного перетину, жорсткість ділянок визначається зміною радіусу вигину. В роботі аргументоване співвідношення складових тягового опору, яке створить раціональний режим коливань диска. Експериментальними дослідженнями підтверджено, що раціональними слід вважати коливання диска, в площині, що співпадає з напрямком руху робочого органа. В ході польових досліджень знайшла підтвердження гіпотеза про те, що основні переваги дискового робочого органа обумовлені його обертанням довкола осі кріплення. Так, у разі загальмованого диска при інших рівних умовах його опір зростає в середньому до 27%. Підтверджена працездатність дискатора в екстремальних умовах, як то підвищеній вологості і наявності високостеблової рослинності. Це робить перспективним його використання для роботи на рисових чеках, літуванні ставків, на рекультивції техногенно порушених ґрунтів. Експериментально отримана раціональна жорсткість стояка. Стояк в цілому являє собою сталеву полосу постійного поперечного перетину, жорсткість ділянок визначається зміною радіусу вигину. В роботі аргументоване співвідношення складових тягового опору, яке створить раціональний режим коливань диска. Встановлено, що ефективність віброударного режиму більше проявляється при відносно малому значенні питомого зчеплення часток ґрунту ($4,5-5,8 \text{ кН/м}^2$) що відповідає кількості ударів твердоміру ДорНДІ 19 – 24. В діапазоні 28-34 ударів – можна вважати більш ефективним жорсткий стояк, як більш дешевий у виготовленні. В цілому віброударний режим роботи зменшує тяговий опір дискатора в 1,1 – 1,2 рази в усьому реальному діапазоні твердості ґрунту сільськогосподарського призначення

Ключові слова: сферичний диск, пружний стояк, віброударний режим, напрямок коливань.



Постановка проблеми. На даний момент дискатор є однією з найпоширеніших ґрунтообробних машин. Його конструкція передбачає сферичні диски в якості основного робочого органу і жорсткий або пружний стояк. По ряду показників диск на пружному стояку має кращі показники по тяговому опору і якості кришення ґрунту. Але стояки у більшості своїй уніфіковані і не дозволяють у повній мірі використати переваги пружного кріплення. Тому, проблема аналітичного обґрунтування параметрів стояка є актуальною і потребує вирішення.

Аналіз досліджень. Найбільш близькими до тематики даної роботи є польові дослідження сферичного диска на пружному кріпленні [3,7]. Узагальнені результати досліджень можна представити наступним чином.

1. Коливання диска в будь-якому випадку сприяють зменшенню тягового опору, але раціональним слід вважати напрямок коливань диска, який лежить у площині його обертання. Частота коливань повинна знаходитись в діапазоні 10-20 гц при амплітуді 10-15 мм, що також відповідає результатам досліджень [1]

2. Раціональною для диска на пружному кріпленні слід вважати робочу швидкість 12-15 км/год.

3. Явище резонансу в системі диск-стояк виникає в наслідок суттєвого неспівпадання напрямку збуджуваних коливань і з площею обертання диска.

4. Якість кришення і розпушення не досліджувалась

Мета дослідження. Аналітично обґрунтувати раціональні значення жорсткості пружного стояка

Основний матеріал досліджень. Робоча гіпотеза полягає в тому, що коливання в системі пружний стояк – диск виникають за рахунок періодичної зміни складових тягового опору. В загальному виді тяговий опір має дві складові – постійну і змінну. Номінальна постійно діюча складова формується за умови стабільності вихідних параметрів (механіко-технологічних властивостей ґрунту, (агрофону) Змінна виникає в разі випадкової або циклічної зміни цих параметрів і умовно поділена нами на два види: варіаційна складова – така що носить циклічний характер і підпорядковується певному закону розподілу і випадкова імпульсна складова. Дія означених складових може бути пояснена графічно (рис.1).

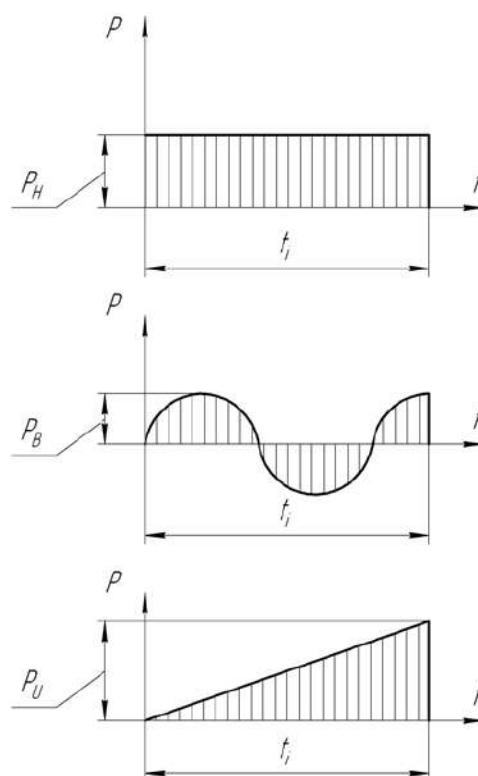
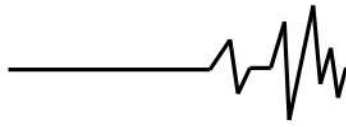


Рисунок 1 – Епюри діючих сил: P_H – номінальна постійно діюча сила; P_B - варіаційна складова; P_U – випадкова імпульсна складова; t – час дії



Номінальна постійно діюча сила (рис.1,а) компенсується початковим номінальним прогином стояка, що утворює в ньому вихідний напружений стан. Варіаційна складова (рис.1,б) утворена циклічною зміною вихідних параметрів оброблюваного середовища з яким взаємодіє диск. Її характерна особливість – поступове зростання і таке ж поступове зменшення що компенсується такою ж циклічною зміною величини прогину. Таким чином, утворюється вібраційна складова робочого процесу диска. Випадкова імпульсна складова утворюється в результаті різкого зростання сили опору і такого ж різкого її зменшення. Стояк компенсує додаткове навантаження збільшенням прогину. Потім, після припинення дії цієї сили, енергія стиснення вивільнюється і примусово повертає конструкцію у початковий стан. Відміна від попередньої моделі полягає в тому, що діаграма навантаження-розвантаження носить зубчастий характер (рис.1,в), що характерно для ударної дії. Таким чином, система диск-пружний стояк відповідає признакам конструкції віброударної дії.

Особливість дискатора полягає в тому, що його диски встановлені під кутами до напрямку руху і вертикалі, що в процесі роботи призводить до утворення повздовжньої, поперечної і вертикальної складових тягового опору. Стояк повинен компенсувати ці складові.

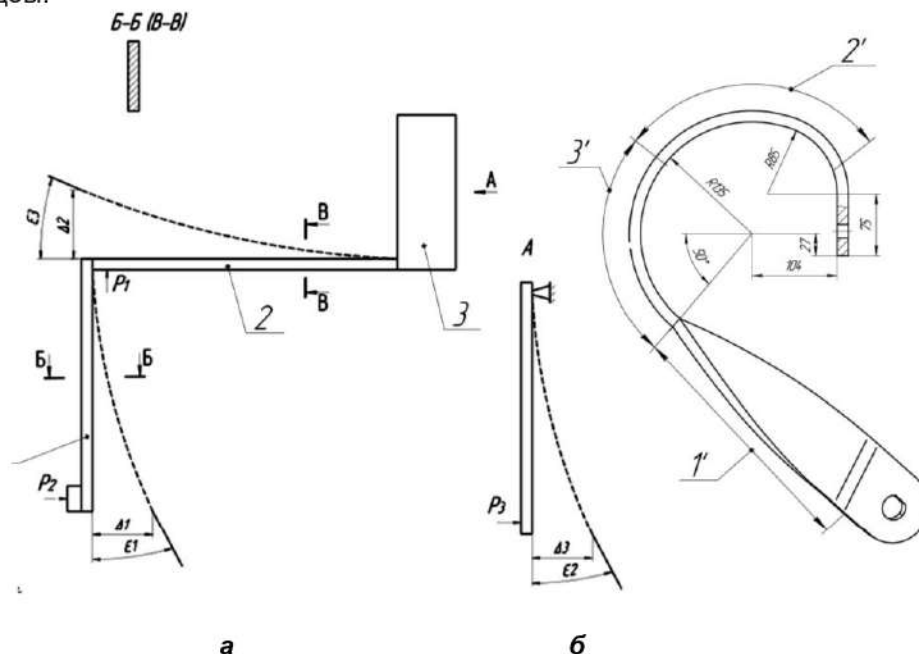


Рисунок 3 - Розрахункова схема до обґрунтування конструкції стояка

Особливість конструкції стояка полягає в тому, що він має три ділянки, які сприймають відповідно повздовжню поперечну і вертикальну складові реакції взаємодії диска з оброблюваним середовищем. В разі, якщо

доведені складові сил носять постійний характер, тобто їх абсолютна Як показує аналіз, до стояка будуть доведені вертикальна, повздовжня і поперечна сили реакції, які повинні бути їм компенсовані. Таким чином,

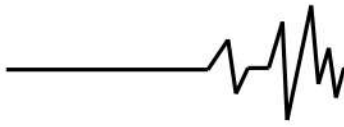


На рис.2. представлений загальний вид робочого органа.

Рисунок 2 – Загальний вид робочого органу дискатора ПП ТД «Корсунь»

Конструкція максимально компактна, стояк кріпиться до диска з тильного боку, тобто за межами робочої зони. Недоліком конструкції є те, що змінити кути постановки диска до напрямку руху і вертикалі можливо тільки шляхом заміни стояка. Тому, ці кути повинні бути максимально адаптованими до умов регіону можливого використання.

На рис.3 представлена розрахункова схема стояка.



стояк можна розглядати як суму ділянок, що сприймають відповідні діючі сили. (рис.3,а). Визначальним фактором для кожної ділянки є величина прогину Δ_i . Стояк раціонально виготовляти з єдиного профілю, тобто всі ділянки будуть мати однаковий момент інерції. Прогин можна регулювати тільки довжиною ділянок L .

Конструкція являє собою суцільну полосу постійного поперечного перетину.

Величина і напрямок дії носять постійний характер, дія цих сил буде скомпенсована прогином відповідних ділянок пружного стояка і диск прийме відмінне від вихідного, але стабільне положення. Змінна складова тягового опору вплине на миттєве значення величини прогину. При знятті навантаження накопичена стояком енергія вивільняється і повертає диск у вихідне положення.

Таким чином, для проектних розрахунків необхідно мати аналітичну модель взаємодії диска з ґрунтом, яка б дозволяла отримувати номінальне значення і можливі діапазони зміни повздожної, поперечної та вертикальної складових тягового опору.

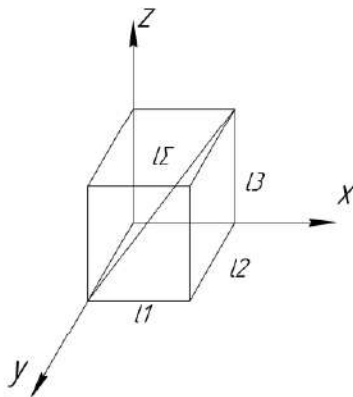


Рис.4 – Розрахункова схема до визначення загального прогину стояка

Загальний прогин Δ_Σ - становить геометричну суму прогинів окремих ділянок

Конструктивно об'єднавши ділянки, ми отримуємо загальний вид (рис.3,б), де ділянка 1' є аналогом ділянки 1, 2' – відповідно 2 і 3' – 3.

Прогин окремо взятої ділянки

$$\Delta_i = \frac{P_i \cdot l^3}{E \cdot I \cdot 3}$$

де E – модуль пружності; I – момент інерції; P – сила, що доведена до ділянки.

Таким чином, розрахункова робоча довжина ділянки

$$L_i = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \Delta_i \cdot E \cdot I}{P_i}}$$

У відповідності до розрахункової схеми, загальна жорсткість стояка складається з окремо виділених складових :

- повздожної $C_{жп} = P_{п}/a_{п}$
- вертикальної $C_{жв} = P_{в}/a_{в}$
- поперечної $C_{жпп} = P_{пп}/a_{пп}$

де : $a_{п}$, $a_{в}$, $a_{пп}$ – відповідні амплітуди прогину.

Допустима величина прогину окремих ділянок визначається за умови, що коливання будуть відбуватись у площині, що максимально наближена до площини обертання диска.

$$C_{ж} = C_{ж} = \sqrt{C_{жп}^2 + C_{жв}^2 + C_{жпп}^2}$$

Загальна жорсткість стояка конструкція являє собою суцільну полосу постійного поперечного перетину

Особливість конструкції стояка полягає в тому, що він має три ділянки, які сприймають відповідно повздожну поперечну і вертикальну складові реакції взаємодії диска з оброблюваним середовищем. В разі, якщо доведені складові сил носять постійний характер, тобто їх абсолютна величина і напрямок дії носять постійний характер, дія цих сил буде скомпенсована прогином відповідних ділянок пружного стояка і диск прийме відмінне від вихідного, але стабільне положення. Змінна складова тягового опору вплине на миттєве значення величини прогину. При знятті навантаження накопичена стояком енергія вивільняється і повертає диск у вихідне положення.

Таким чином, для проектних розрахунків необхідно мати аналітичну модель взаємодії диска з ґрунтом, яка б дозволяла отримувати номінальне значення і можливі діапазони зміни повздожної, поперечної та вертикальної складових тягового опору.

Для подальшого аналізу взаємодії конструкції з ґрунтом необхідно деталізувати складові тягового опору.

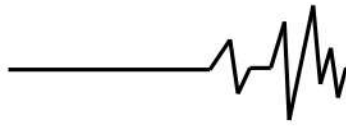
У відповідності до наведеної моделі, загальний тяговий опір диска має наступні складові :

- Повздожна $P_{п} = P_{мк(п)} + P_{тп} + P_{дп}$
 - Вертикальна $P_{в} = P_{ск(в)} + P_{тв} + P_{дв}$
 - Поперечна $P_{пп} = P_{ск(пп)} + P_{тпп} + P_{дпп}$,
- де $P_{ск}$ – складова сил сколу призми;
 $P_{т}$ – складова сил тиску;
 $P_{д}$ – динамічна складова опору

Індекс в дужках вказує на напрямок діючої сили

Загальний тяговий опір в такому разі визначається за залежністю :

$$P_{\Sigma} = \sqrt{P_{п}^2 + P_{в}^2 + P_{пп}^2}$$



Нами, у відповідності до математичної моделі[8], виконані розрахунки складових тягового опору, за умов, що максимально наближені до умов польових досліджень. Результати розрахунків представлені в табл.1 та 2.

Вихідні дані : Робоча швидкість $V = 2,4$ м/с,
Глибина занурення $a = 12$ см
Діаметр диска $D = 2R = 560$ мм
Кут постановки диска до напрямку руху $\alpha = 25^\circ$,
до вертикалі $\beta = 25^\circ$

Таблиця 1. Складові тягового опору та жорсткість стояка

Кількість ударів твердоміра ДорНДІ – 23,3,

| Складові тягового опору | | | Жорсткість ділянки стояка Н/см | Загальна жорсткість, Н/см |
|-------------------------|--------------|---------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| | Позначення | Розрахункове значення, кН | | |
| Повздовжна складова | $R_{СК(П)}$ | 0,146 | 456 | 1257 |
| | $R_{ТП}$ | 0,174 | | |
| | $R_{ДП}$ | 0,136 | | |
| | $R_{П}$ | 0,456 | | |
| Вертикальна складова | $R_{СК(В)}$ | 0,106 | 875 | |
| | $R_{ТВ}$ | 0,113 | | |
| | $R_{ДВ}$ | 0,131 | | |
| | $R_{В}$ | 0,350 | | |
| Поперечна складова | $R_{СК(ПП)}$ | 0,09 | 780 | |
| | $R_{ТПП}$ | 0,102 | | |
| | $R_{ДПП}$ | 0,120 | | |
| | $R_{ПП}$ | 0,312 | | |

Загальний розрахунковий тяговий опір диска : $P = \sqrt{0,456^2 + 0,350^2 + 0,312^2} = 0,654$ кН

Отримане значення на 13% менше за заміряне експериментально (0,75 кН). Останнє можна пояснити прийнятими в моделі припущеннями та тим, що заміряні величини вихідних даних не повністю відповідають прийнятим в розрахунках.

Таблиця 2.2. Складові тягового опору та жорсткість стояка

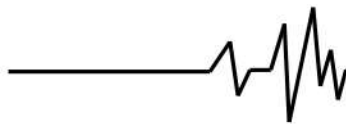
Кількість ударів твердоміра ДорНДІ – 31,5,

| Складові тягового опору | | | Жорсткість ділянки стояка Н/см | Загальна жорсткість, Н/см |
|-------------------------|--------------|--------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| | Позначення | Розраховане значення, кН | | |
| Повздовжна складова | $R_{СК(П)}$ | 0,271 | 594 | 1411 |
| | $R_{ТП}$ | 0,181 | | |
| | $R_{ДП}$ | 0,142 | | |
| | $R_{П}$ | 0,594 | | |
| Вертикальна складова | $R_{СК(В)}$ | 0,132 | 895 | |
| | $R_{ТВ}$ | 0,092 | | |
| | $R_{ДВ}$ | 0,134 | | |
| | $R_{В}$ | 0,358 | | |
| Поперечна складова | $R_{СК(ПП)}$ | 0,121 | 915 | |
| | $R_{ТПП}$ | 0,111 | | |
| | $R_{ДПП}$ | 0,143 | | |
| | $R_{ПП}$ | 0,366 | | |

Загальний розрахунковий тяговий опір диска $P = 0,784$ кН

Аналіз наведених даних показує, що зі збільшенням питомого зчеплення часток ґрунту (кількості ударів твердоміру) змінюються тільки складові сили сколу ґрунту. Інші складові

незначно збільшуються, але це є наслідком збільшення кута внутрішнього тертя, який збільшується зі збільшенням питомого счеплення. В цілому, нев'язка розрахункових даних з отриманими експериментально 15% знаходиться в припустимих межах.



Для порівняння наводимо дані польових досліджень одиничного робочого органу рис.5

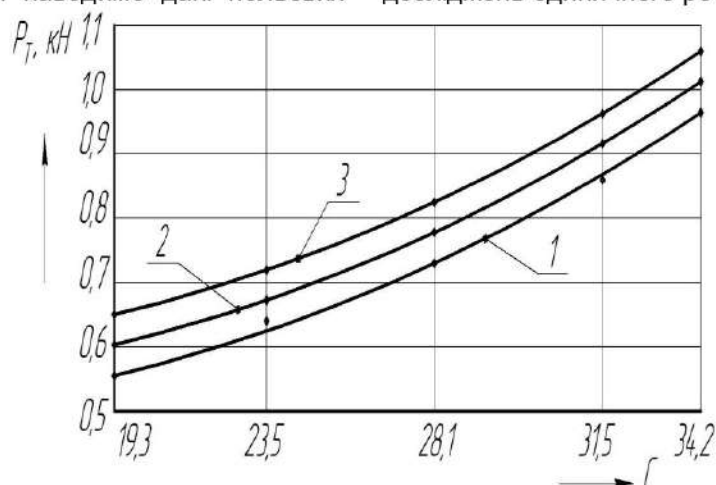


Рисунок 5. – заміряні значення тягового опору : 1 – жорсткість стояка 1200 н/см; 2 – жорсткість стояка 1400 н/см; жорсткість стояка 1600н/см.

Висновки. Наведена методика дозволяє аналітично обґрунтувати жорсткості окремих ділянок пружного стояка дискатора за умови раціонального напрямку дії складових тягового опору диска.

Список використаних джерел

1. Булгаков В. М. Дослідження вібраційних процесів при основному обробітку ґрунту / В. М. Булгаков, М. О. Свірень, Р. В. Кісільов, С. Б. Орищенко, І. О. Лісовий Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2015. - Вип. 5, Т. 1. - С. 3-13. - URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvtdau_2015_5_1_3.

2. Волик Б.А., Брижати І.Ю. Обґрунтування раціональної жорсткості пружного стояка диска дискатора / Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти – Вип. 7. – Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2019.– С 62-77

3. Гапоненко О. І. Експериментальні дослідження дискатора з пружними стояками / О. І. Гапоненко // Механізація і електрифікація сільського господарства. - 2014. - Вип. 99(1). - С. 263-271. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2014_99%281%29_27

4. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: навчальний посібник / А. С. Кобець, Т. Д. Іщенко, Б. А. Волик, О. А. Демидов. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.

5. Мударисов С. Г. Дисковые орудия с адаптирующимися рабочими органами / С. Г. Мударисов // Картофель и овощи.– 2005. - №4. – С. 30 – 31

6. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообработывающими орудиями / А.Н.

Панченко. – Днепропетровск : РИО ДГАУ, 1999. – 140 с.

7. Пугач А.М. Польові дослідження сферичного диска на пружному кріпленні / А.М.Пугач //Техніка і технології АПК. Науково-виробничий журнал №11(98) 2017. _ С.23-25.

8. Семенюта А.М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. на здобуття ступеня канд.. техн. наук / А.М.Семенюта. – Мелітополь, 2014. – 23 с.

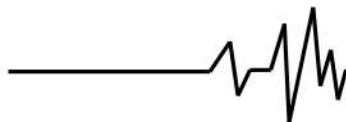
Referense

1. Bulgakov V. M. Studies of vibration processes during basic tillage V. M. Bulgakov, M. A. Sviren, R. V. Kisilev, S. B. Orishchenko, I. O. Lesnoy Scientific Bulletin of the Tauride State Agrotechnological University. - 2015. Vol. 5, T. 1. P. 3-13. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvtdau_2015_5_1_3.

2. Volik B.A., Brizhaty I.Yu. Justification of the rational rigidity of the elastic riser of the discus disk. Bulletin of the Ukrainian branch of the International Academy of Agrarian Education - Vol. 7. - Kherson: OLDI-PLUS, 2019. P. 62-77.

3. Gaponenko O.I. Experimental studies of a diskator with elastic risers O.I. Gaponenko Mechanization and electrification of agriculture. - 2014. - Vol. 99(1). - P. 263-271. Access mode: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2014_99%281%29_27

4. Mechanical and technological properties of agricultural materials: textbook A. S. Kobets, T. D. Ishchenko, B. A. Volik, A. A. Demidov. - Dnipropetrovsk: RVV DDAU, 2009. P. 84



5. Mudarisov S. G. Disc tools with adaptive working organs S. G. Mudarisov Potatoes and vegetables.- 2005. - 4. - P. 30 - 31

6. Panchenko A.N. Theory of grinding soils with soil processing tools A.N. Panchenko. - Dnipropetrovsk : RIO DGAU, 1999. P. 140

7. Pugach A.M. Field studies of a spherical disk on an elastic mount A.M. Pugach

Technique and technologies of the agro-industrial complex. Scientific and production journal No. 11 (98) 2017. P.23-25.

8. Semenyuta A.M. Justification of the design scheme, parameters and modes of operation of the disk plow: autoref. dis.. for the degree of kand.. Technical Sciences A.M. Semenyuta. - Melitopol, 2014. P. 23

Відомості про авторів

Пономаренко Наталія Олександрівна- кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів і сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету (вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, Україна, 49094, e-mail: nanagieva@ukr.net).

Волик Борис Анатолійович - кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів і сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету (вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, Україна, 49094, e-mail: Volik.b.a@dsau.dp.ua).

Дімітров Іван Іванович - аспірант кафедри тракторів і сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету (вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, Україна, 49094, e-mail: ivandim@dsau.dp.ua).

Волинець Євгеній Олександрович – аспірант Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: evgen110596@gmail.com).

Ponomarenko Nataliia - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of tractors and agricultural machines Dniprovsky State Agrarian and Economic University(St. S.Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49094, nanagieva@ukr.net).

Volik Boris- Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of tractors and agricultural machines Dniprovsky State Agrarian and Economic University(St. S.Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49094, Volik.b.a@dsau.dp.ua).

Dimitrov Ivan- assistant of the department of tractors and agricultural machines Dniprovsky State Agrarian and Economic University(St. S.Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49094, ivandim@dsau.dp.ua).

Volynets Yevhenii – postgraduate student of the Department Technological processes and the possession of food processing and food production of the Vinnytsia National Agrarian University (Sonyachna st., 3, Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: evgen110596@gmail.com).