

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 40

Луцьк 2018

УДК 631.3.00

Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. – Вип. 40. – Луцьк, 2018.– 164 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 3 від 30.10.2018 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів для посіву, збирання, сушіння та транспортування сільськогосподарських культур. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

The journal contains articles of construction and using agricultural machinery. The machines and processes of planting and harvesting of crops, drying and transportation of agricultural materials as well as other tasks are investigated.

The journal is designed for researchers.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф. П.П. Савчук, Луцький НТУ; Ph. D. Eng., В. Владут; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.т.н., проф. Є. Красовський; д.т.н. проф. Р.Д. Кузьмінський; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; д.т.н., проф. С.І. Пустюльга, Луцький НТУ; д.т.н. Є.Й. Ріпещький; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.М. Сало; к.т.н., доц. М.М. Толстушко; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, Луцький НТУ; д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь; к.т.н.,доц. С.Ф. Юхимчук.

© Луцький національний технічний університет,
2018 (Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–
4374 ПР від 13.11.2009 р.)

**СПОГАДИ – РОЗДУМИ З НАГОДИ ЮВІЛЕЮ ЗАСНОВНИКА
НАУКОВОЇ ШКОЛИ НА ВОЛИНІ У ГАЛУЗІ ЛЬОНАРСТВА**

*Долю, написану на небесах, людина змінити
не може. Але Вона вливає на долі інших людей.*

Вдячні учні

Наступає черговий ювілей видатного вченого у галузі механізації сільськогосподарського виробництва, Вчителя з великої букви Гедаля Абрамовича Хайліса. Йому виповнюється 90!!!

Доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України, академік Інженерної академії України – видатний вчений з механізації сільського господарства.

Здається тільки вчора прибув на Волинь відомий вузькому колу спеціалістів вчений у галузі льонарстві. А вже промайнуло 33 роки. І скоріше за все любов до льону вирішила його подальшу долю. Адже, на той час Волинь славилася величезними площами, відведеними під льон – довгунець. Більше 32 тисяч гектарів засівалось цією сільськогосподарською культурою, працювало 16 льонопереробних підприємств. Волокно, а відповідно, тканини з волинського льону славились в усьому світі.

На превеликий жаль, на 27 році незалежності держави, не тільки на Волині, але й в інших областях льон-довгунець не вирощують. Втрачається ціла історія культури, знищені технічні засоби, зупинився випуск сільськогосподарської техніки для вирощування льону-довгунця. Сьогодні є перші спроби відродити галузь льонарства шляхом впровадження у сівозміни льону олійного, але вони наштотувались на проблеми збирання. І тут, як ніколи потрібні вчені з нестандартним мисленням, поради досвідчених науковців, яким є Гедадь Абрамович.

Варто відмітити, що наукові проблеми, які вирішував вчений, відносяться не лише до галузі льонарства. Значні напрацювання здійснено у питаннях механізації садівництва, проблемах сушіння сільськогосподарських матеріалів. Приділяв він також увагу розробці нових методів і приладів, необхідних для виявлення невідомих властивостей і параметрів сільськогосподарських рослинних матеріалів.

Безумовно, розуміння того що поєднання навчання, науки, виробництва – це ті складові, без яких неможливо рухатись вперед, досягати високих вершин були присутні у думках видатного вченого. Тому, поява на Волині Гедаля Абрамовича, стала знаковою, на той час подією та вплинула на долю багатьох у

Західній Україні. Точну цифру його учнів назвати важко, так як багатьом надавались консультації, поради, говорились слова підтримки. Проте варто відмітити людей, що піднялись найвище у науковому плані за участю ювіляра, докторів наук: Олександра Цимбала, Романа Шевчука, Володимира Дідуха, Олену Налобіну, Віктора Шейченка та, у межах, п'ятдесяти кандидатів технічних наук.

На сьогодні, важко досягнути, що таку кількість добрих справ зроблено однією людиною. Відкриття кафедри сільськогосподарського машинобудування у Луцькому філіалі Львівського політехнічного інституту, аспірантури – для підготовки кадрів вищої кваліфікації, спеціалізованої Вченої ради, редагування збірника наукових статей «Сільськогосподарські машини», ведення масштабних досліджень у галузі льонарства, вирощування насіння цукрових буряків, дослідження у садівництві, підготовка та видання підручників і монографій. Важко оцінити його продуктивність, перелічити проблеми, які вирішував одночасно будучи на посадах завідувача кафедри, проректора з наукової роботи, наукового співробітника. При цьому, Гедаль Абрамович на перше місце ставив відносини зі своїми учнями, порівнював їх з «вільними козаками». При цьому намагався передати максимум знань, досвіду, навчав думати та працювати як належить вченому, достойного свого Вчителя.

Математичний склад мислення Гедаля Абрамовича та його специфіка досліджень з вдосконалення процесів і технічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва, сприяли появі цілого ряду нових наукових результатів, які вилились у фундаментальну працю «Механіка рослинних матеріалів», що стала надбанням не лише для України. Результати, узагальнені у даній праці використовують студенти, аспіранти, науковці у свої щоденній кропіткій праці. У певній мірі, можна сміливо казати, що вона стала настільною книгою, кожного науковця, який займається проблемами, пов'язаними з агропромисловим комплексом.

Гортаючи світліни видання Інженерної академії України «Академіки Інженерної академії України, Хайліс Гедаль Абрамович» (бібліографічний покажчик наукових праць до 80 – річчя. Київ «Фенікс», 2008, 152 с.), ловлю себе на думці про не оцінений і невикористаний максимально державою досвід, набутий людиною з своєю складною долею. Бо не кожному дано свій науковий досвід, знання вміти передати іншим. А ювіляр це вміє робити лише з його терпимістю та толерантністю.

Звичайно, можна знайти безліч причин, які виникли в останні десятиріччя, щоб знайти виправдання владі. Державою, та й цілим світом, оцінений потенціал аграрного сектору України. Він, як ніколи потребує мудрих, фанатично відданих своїй справі людей. Таким, з 1985 року знаю Гедаля Абрамовича. Створена ним наукова школа інженерів – механіків на теренах Західної України продовжує діяти. Ведуться, у непростих умовах, дослідження за напрямками, сформованими ювіляром та підготовка молодих вчених за його участю. І вже сьогодні, лік йде не скільки учнів, а «внуків». Але, час, який є важливим параметром у дослідженнях вченого є змінною величиною. На жаль.

У прийдешній день народження, хочеться висловити ширі слова вдячності Гедалю Абрамовичу за кропітку багаторічну спільну працю, мудрі поради та з оптимізмом дивитись у майбутнє, що скоро знову на Волині буде актуальною пісня «А льон цвіте синьо, синьо...» .

Д.т.н., проф. Володимир Федорович Дідух від кафедри Інженерного та комп'ютерного забезпечення АПК

УДК 631.358

© О.З. Бундза, к.т.н., В.Г. Нікітін, к.т.н.,
Національний університет водного господарства та природокористування
В.С. Гавриш, к.т.н.,
Рівненський державний гуманітарний університет

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ЗНИЩЕННЯ ЧАГАРНИКУ НА МЕЛІОРАТИВНИХ КАНАЛАХ ІЗ РОЗРОБКОЮ УДОСКОНАЛЕНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

У статті викладено результати аналізу робочих органів, які застосовують для знищення чагарнику на бермах і відкосах меліоративних каналів та запропоновано удосконалену конструкцію робочого органу гільйотинного типу.

**МЕЛІОРАЦІЯ, КАНАЛ, ЧАГАРНИК, РОБОЧИЙ ОРГАН,
УДОСКОНАЛЕННЯ.**

Постановка проблеми. Меліорація земель – одна з важливих галузей сучасного сільськогосподарського виробництва. У засушливих зонах без її розвитку практично важко отримати високі врожаї культур.

В Україні була закладена ґрунтова база для проведення різного роду меліоративних робіт. Україна виділялась потужною базою меліоративних систем, функціонуванням значної кількості меліоративних каналів.

На даний час меліоративні споруди, які не експлуатувались протягом останніх років, прийшли в неробочий стан, заросли чагарниками.

В Україні за останні роки намітилась стійка тенденція до посилення засухи, тому питання відновлення меліоративних систем є актуальними для більшості галузей АПК. З урахуванням цього, на даний час є доречним проведення капітального ремонту та реконструкції зрошувальних систем.

Важливим міроприємством з очищення каналів є їхнє звільнення від різноманітної рослинності, зокрема чагарнику. Обсяг робіт з видалення чагарнику потребує значного парку технічних засобів для їхнього виконання, а ефективне виконання робіт, у свою чергу, є можливим за умови оптимізації парку машин та розробки нових ефективних робочих органів.

З урахуванням вище зазначеного, розробка та впровадження експлуатаційних робіт на меліоративних системах та розробка нових ефективних технічних засобів для зрізання чагарнику є актуальною задачею, вирішення якої забезпечить, в кінцевому підсумку, підвищення урожайності сільськогосподарських культур на зрошувальних полях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблему заростання каналів та вплив рослинності на їхню пропускну здатність досліджували Алтунін В.С., Беновицький Е.А., Величко Е.Б., Косиченко М.Ю. [1 - 4] та інші вчені. Авторами встановлено, що рослинність на каналах створює умови для зменшення їхнього ККД, що веде до недополиву земель або повної втрати їхнього функціонування.

З аналізу робіт [5, 6, 7], впливає, що найбільш часто на каналах зустрічається середній чагарник та дрібнолісся гніздового типу. Це, найчастіше, клен, вузько листовий в'яз, верба, тощо. Основна маса деревинно – чагарникової рослинності росте на бермах каналів, на відкосах, у стиках між облицювальною плиткою.

Технології очищення каналів від чагарнику розглянуто в роботах Соловійова Д.А. [8] та Абдразакова Ф.К. [9]. Авторами

наголошується, що зрізання чагарнику часто проводиться з використанням ручної праці та засобів малої механізації. Зрізану рослинність прибирають за допомогою механічних засобів і вивозять для подальшої утилізації. Після видалення зрізаної рослинності, проводиться корчування пнів. Під час корчування відбувається руйнування берм і відкосів, що потребує подальших ремонтних робіт.

Більш досконала технологія видалення чагарнику запропонована в роботах [10,11]. Дана технологія передбачає виконання п'яти операцій: зрізання, видалення зрізаної рослинності, переробку на щепу, транспортування, обробка пнів.

Як показав аналіз чинних досліджень, видалення чагарника є трудомістким міроприємством та потребує розробки ресурсозбережних технологій виконання робіт та створення нових машин для проведення робіт на відкосах і бермах каналів.

Мета роботи. Аналіз конструкцій машин для зведення рослинності вздовж каналів та розробка удосконаленої конструкції робочого органу.

Результати досліджень. В сучасній меліорації використовують різні способи зрізання чагарника, які потребують застосування різноманітних конструкцій робочих органів. Розглянемо їх.

Зрізання робочим органом пасивної дії з горизонтальними ножами. Суть цього способу полягає в тому, що робочий орган клином врізається між стовбурами дерев і його горизонтальні ножі за рахунок тягового зусилля базової машини зрізають наземну частину чагарника (рис.1).

При зрізанні рослинності таким способом забезпечується висока продуктивність, однак такий робочий орган неможливо застосувати на укосах каналів, під час зрізання чагарнику зсувається значна частина верхнього шару ґрунту.

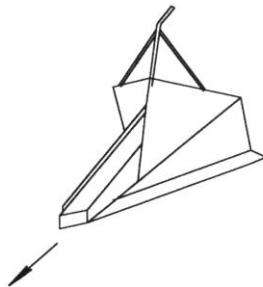


Рис. 1 – Схема пасивного робочого органу з горизонтальними ножами

Зрізання активним робочим органом сегментного типу. Суть цього способу полягає в тому, що сегменти, здійснюючи зворотно-поступальний рух відносно нерухомих (у сегментно-пальцевих ріжучих апаратах) чи тих, що рухаються назустріч(у безпальцевих ріжучих апаратах), зрізають чагарник з діаметром стовбурів не більше 40-50 мм. (рис.2). Цей робочий орган приводиться в дію від валу відбору потужності чи від гідромотора. Навішують такий робочий орган ,як правило, спереду чи збоку трактора з допомогою обв'язочної рами. Робочий орган можна встановлювати під різними кутами до горизонту; це дозволяє використовувати його і для зрізання чагарнику на укосах каналів при достатньо високій продуктивності. Але тут сегменти працюють на високому зрізі, багатократно перерізають стовбури (має місце поперечний згин), неповний захват сегментами чагарнику; сегменти заклинюються і згинаються при роботі стовбура, відсутнє відвальне пристосування. Тому сегментний робочий орган не знайшов широкого застосування в машинах для зведення чагарнику.

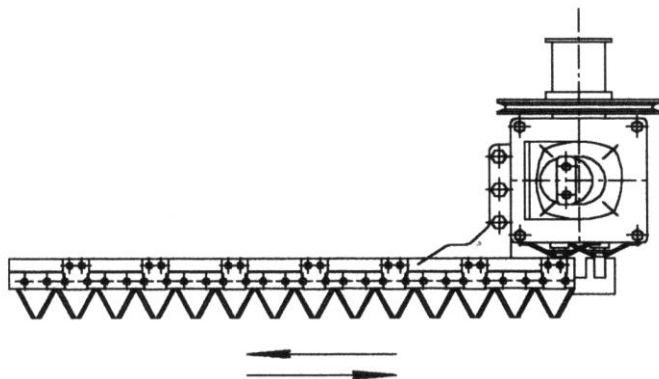


Рис. 2 – Схема активного робочого органу сегментного типу

Зрізання ротаційними робочими органами. Зрізання робочим органом з дисковою пилкою. Суть цього способу полягає в тому, що чагарник зрізається дисковою пилкою, що обертається з великою швидкістю; пилка може бути встановлена на рукояті чи обв'язочній рамі (рис.3).

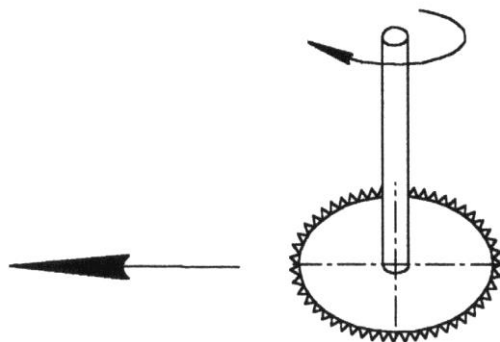


Рис. 3 – Схема робочого органу з дисковою пилкою

Зрізання робочим органом з обертовими ножами. Робочий орган з обертовими ножами працює так само, як і робочий орган з дисковою пилкою (рис. 4).

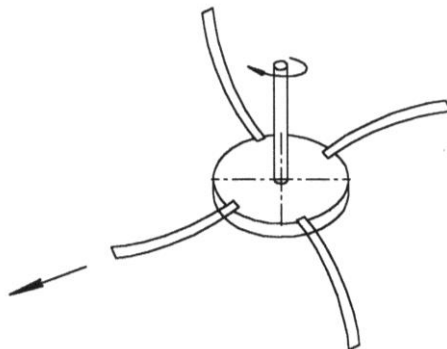


Рис. 4 – Схема робочого органу з обертовими ножами

Ротаційними робочими органами можна зрізати чагарник з діаметром стовбура, який обмежується лише діаметром пилки (розмірами ножів). Продуктивність таких робочих органів нижча, ніж у робочих органів пасивної дії. Ротаційний орган часто безладно розкидає рослинність. Отже виникає потреба в її збиранні та видаленні.

Зрізання робочим органом з дробильними молотками (рис.5). Суть цього способу полягає у тому, що стовбури чагарника перерубуються і дробляться молотками, що обертаються навколо горизонтальної осі з великою швидкістю. При зрізанні таким

способом від чагарника залишається лише подрібнена маса. Але такі робочі органи погано працюють на торф'яних і слабких мінеральних ґрунтах, а також на чагарниках з в'язкою і міцною деревиною (верба, береза, черемуха і т.п.).

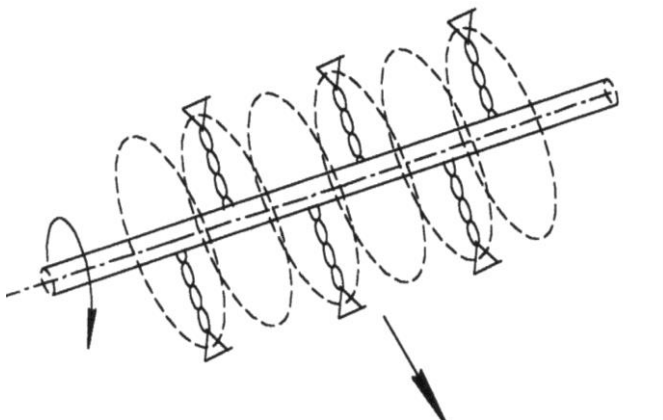


Рис. 5 – Схема робочого органу з дробильними молотками

Зрізання робочим органом циклічної дії гільйотинного типу (рис. 6, 7, 8). Суть способу полягає у тому, що стовбур чагарника затискається і перекушується двома ножами, які приводяться в рух гідроциліндром. Таким способом можна зрізати чагарник значного діаметру (до 15...20 см). Оскільки цей робочий орган циклічної дії, то продуктивність його нижча ніж у деяких вищерозглянутих способів, проте, ці робочі органи більш надійні в експлуатації, до них менш жорсткі вимоги по техніці безпеки (відсутні частини, що швидко обертаються), їх можна застосовувати для зведення рослинності значних діаметрів (50...120мм) на укосах каналів, вони не деформують укоси каналів.



Рис. 6 – Робочий орган гільйотинного типу



Рис. 7 – Робочий орган гільйотинного типу фірми
Caterpillar в роботі



Рис. 8 – Інша конструкція робочого органу гільйотинного типу фірми Caterpillar.

На основі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки. Робочі органи для зрізання чагарнику бувають неперервної та циклічної дії. Робочі органи неперервної дії бувають пасивні і активні. Пасивні робочі органи зрізають чагарник за рахунок тягового зусилля базової машини. Активні робочі органи зрізають чагарник за рахунок ріжучого елемента, що швидко обертається. Активні робочі органи дозволяють зрізати чагарник діаметром до 80 мм, пасивні – до 40 мм. Робочі органи циклічної дії дозволяють зводити чагарник значно більших діаметрів, оскільки тут до кожного стовбуру чагарнику підводиться значно більша енергія. Робочі органи з дисковою пилкою забезпечують якісне зрізання чагарнику діаметром до 200 мм, проте, саму пилку легко

поламати при роботі робочого органу і вона потребує частого заточування. Робочі органи з обертовими ножами та з дробильними ланцюгами хоч і забезпечують зрізання чагарнику діаметром до 80 мм, але вони безладно розкидають рослинність по каналу і є небезпечними в експлуатації, оскільки площа дії ножів може попасти в площину кабіни.

Отже, оптимальним для зведення чагарнику на укосах каналів є робочий орган гільйотинного типу, він не має частин, що рухаються. З урахуванням вище зазначеного, нами запропоновано конструкцію робочого органу (рис. 9).

Запропонований робочий орган складається з корпусу 2, в якому встановлено гільйотинний ніж, що приводиться в рух гідроциліндром 10. Гільйотинний ніж здійснює перерізання стовбуру чагарнику на 60%, після чого гідроциліндром 11 приводиться в рух пилка 3, яка здійснює остаточне перерізання стовбуру чагарнику. З торцевої частини робочого органу болтами 12 прикріплена кришка 4, яка захищає пилку 4 та її направляючу від забивання землею та тирсою. Робочий орган встановлюється на стрілі 5 екскаватора 1 Борекс 2101 (див. рис. 9) . на робочому органі встановлено захватний механізм 6, який закривається синхронно з гільйотинним ножем. Видалення чагарнику відбувається в такій послідовності. Базова машина встановлюється паралельно осі каналу; шляхом повороту стріли екскаватора, робочий орган підводиться до зрізуваного стовбуру чагарнику. Після цього здійснюється робочий хід гідроциліндра ножа, а зразу після нього – гідроциліндра пилки. Далі зрізаний чагарник, захоплений захватним механізмом, видаляється за межі каналу, відкривається гільйотинний ніж, а разом з ним і захватний механізм, і , зрізаний чагарник падає на землю. По завершенню цих операцій здійснюється новий цикл, або переїзд до іншого дерева (чагарнику).

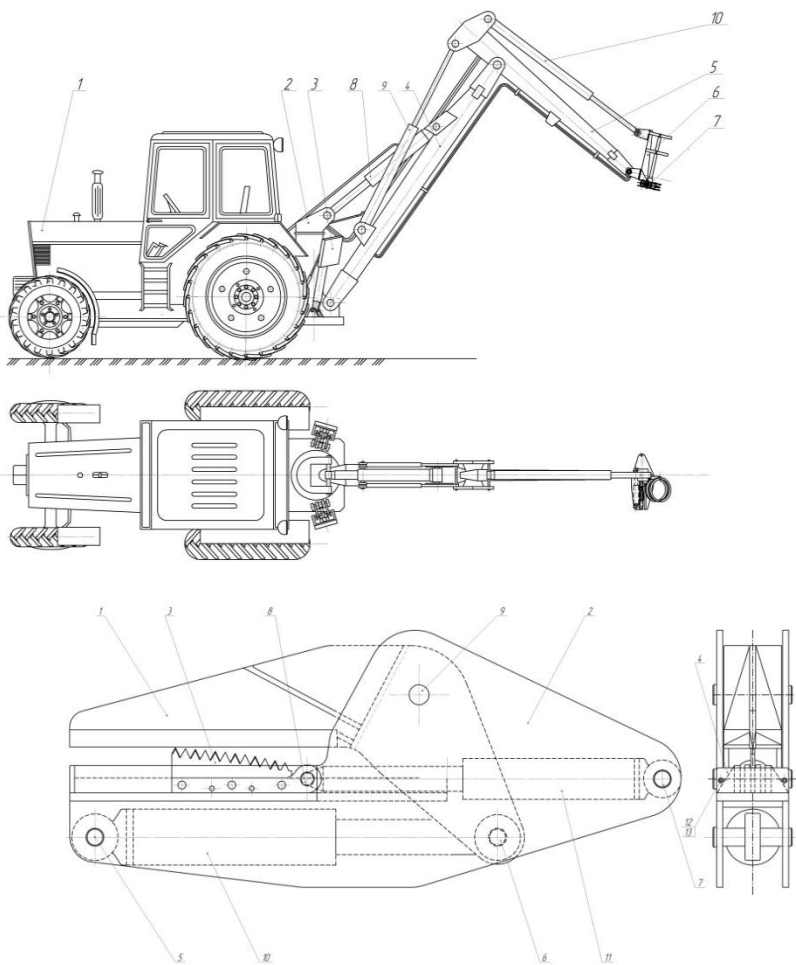


Рис. 9 – Машина для зведення чагарнику та робочий орган

Висновки. На основі проведеного аналізу встановлено, що оптимальним для зведення чагарнику на укосах каналів є робочий орган гільйотинного типу.

Запропоновано конструкцію робочого органу гільйотинного типу, який рекомендовано застосовувати для зведення рослинності значних діаметрів (50...120 мм) на укосах каналів. Застосування даного робочого органу не веде до деформації укосів каналів.

Література

1. Алтунин С.Г. Водозаборные и водохранилища/ С.Г. Алтунин. М.: Колос, 1964.-240с.
2. Беновицкий Э.А. Влияние водной растительности на пропускную способность русел рек и каналов / Э.А. Беновицкий, И.А Шеренков // Гидротехническое строительство, 1990, №11. С. 15-16.
3. Величко Е.Б. Экономия воды при возделывании риса / Е.Б. Величко, Ю.Н. Поляков, В.П. Амелин.- Краснодар: Кн. изд-во, 1985.- 175 с.
4. Косиченко Ю.М. Гидравлическая эффективность крупных каналов Северного Кавказа / Ю.М. Косиченко, К.Г. Турин, А.В. Самойленко // Водное хозяйство России. Екатеринбург, том 7, № 4, 2005, С. 378391.
5. Иванюта В.М. Процессы формирования и оценки леса / В.М. Иванюта. – М.: МЛТИ, 1972. – 195 с.
6. Моисеев В.С. Таксация молодняков / В.С. Моисеев. – Л.: Леспроект, 1971. – 342 с.
7. Мажугин Е.И. Мелиоративные машины. Основы теории и расчета: Учеб. пособие / Е.И. Мажугин. – Горки: БГСХА, 2007. – 161 с. 11. Перельгин Л.М. Древесиноведение / Л.М. Перельгин, Б.Н. Уголев. – М.: Лесная промышленность, 1971. – 286 с.
8. Соловьев Д.А. Механизация эксплуатационных работ на оросительных каналах/ Д.А. Соловьев, Р.Е. Кузнецов, Д.Г. Горюнов/СГАУ им. Н.И. Вавилова. – Саратов. – 2010. – 420 с.
9. Абдразаков Ф.К. Интенсификация технологии и совершенствование технических средств в мелиоративном производстве/ Ф.К. Абдразаков//ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2002. – 352 с.
10. Абдразаков Ф.К. Разработка технологии, обеспечивающей рациональное использование удаляемой вдоль каналов древесной растительности/ Ф.К. Абдразаков, Р.Е. Кузнецов//Механизация строительства. – 2006. -№ 8. – С.23-27.
11. Абдразаков Ф.К. Разработка эффективной технологии очистки оросительных каналов от кустарников/ Ф.К. Абдразаков, Д.А. Соловьев//Сб материалов Междун. Науч. – практ. Конф. – Пензенская ГСХА. – Пенза, 1999. – С.37 – 39.

УДК 633.854.78

©Н.В. Васильчук, аспірант
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОЩИННОГО РОЗПОДІЛУ СТЕБЕЛ СОНЯШНИКУ НА ПОЛІ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИСОТИ

В роботі розглянуто особливості площинного розташування стебел соняшнику на полі, які є зміщенні відносно центральної середньої лінії посіву через вплив природніх та людських факторів, при різній висоті. Проаналізовано закономірність розподілу стебел на висоті їхнього контакту із подільниками жаток.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день, як правило, виготовлення нової сільськогосподарської техніки ґрунтується модернізації попередніх моделей, які були створені раніше і усувають недоліки тих, які використовується насьогодні. У соняшникових жатках до таких недоліків можна віднести втрати насіння через неоптимальну висоту зрізу рослини, забивання стеблами рухомих вузлів комбайна та жатки, і як наслідок необхідність частих зупинок робочого процесу для чищення вузлів. Крім того ведеться постійний пошук оптимальної конфігурації компоновки жатки. Різні виробники пропонують інші рішення як саме має відбуватися процес збирання соняшників. Проте, недостатню кількість уваги приділяється саме конфігурації подільників, які присутні, як і в жатках для рядкового посіву, так і для безрядкового. Це елемент призначений для дозування кількості соняшників, які потрапляють до робочих ножів. І самі подільник першим починає взаємодію із рослиною відхиляючи і вдаряючись по стеблу. Складність вибору форми подільників пояснюється нерівномірним розміщенням стебел по довжині збирання рослини, присутністю похилених та повалених стебел.

Тому актуальною науково-практичною проблемою на сучасному етапі розвитку виробництва нової сільськогосподарської техніки є вибір раціональної форми подільників жатки, які б забезпечували мінімальний контакт із стеблами враховуючи закономірність їхнього розміщення на висоту контакту.

Аналіз останніх досліджень. На сьогоднішній день проблемі втрат соняшникового насіння при збиранні присвячені роботи В.П. Капустіна, С.А. Кунакова [1], В.Д. Шафоростова, С.С. Макарова [2], А.С. Старцева [4], К.З. Кухмазова [4], [5] та інші.

Так, наприклад, К. З. Кухмазов [5] запропонував використовувати еластичні вловлювачі у жатці, які дозволять значно зменшити втрати насіння при різних робочих швидкостях збирального комбайну. В.П. Капустін та С.А. Кунаков [1] пропонують використовувати додаткове мотовило, яке допоможе більш якісно направляти корзинки соняшника до ріжучих апаратів.

Проте, жодне із досліджень не стосувалось обґрунтуванню оптимальних параметрів подільників для зменшення витрат.

Мета дослідження. Враховуючи вищесказане, метою нашого дослідження було дослідження площинного розподілу стебел соняшнику на полі в залежності від висоти для подальшого обґрунтування оптимальної форми подільників соняшникових жаток.

Результати дослідження. Під час росту соняшники, особливо у фінальній частині свого цвітіння, піддаються багатьом зовнішнім впливам, які, в свою чергу, впливають на розміщення стебел на полі. З часом під дією впливу людських факторів, сонця, вітрових навантажень та моменту, який створює корзинка соняшника стебла починаються вигинатися. При чому, враховуючи географічну широту нашого регіону, і властивість соняшника повертатися в бік сонця, рослина, як правило, нахилена в південному напрямку (рис.1). Неврахування такої особливості росту стебел при проектуванні конструкцій жаток негативно впливає на якість збору врожаю, тому як, постійні удари подільників по стеблу спричиняють осипання корзинок, особливо при пізньому зборі врожаю.



Рис.1 – Похилені соняшники на полі

Для дослідження було вибрано соняшникове поле ТОВ «Фаворит-Агро», яке розміщене біля міста Корець. Визначення координат розміщення стебел проводилося шляхом замірів відстані від контрольної лінії, яка була розміщена по середині рядків посіву до центру стебел. Вимірювання проводилося для різних висот контрольних стебел: 0 мм, 300 мм, 700 мм, 1200 мм, 1600 мм. Під час замірів спостерігалася тенденція нахилу стебел до південної сторони, лише близько 8% соняшника мала протилежний нахил (рис.2).



Рис.2 – Розміщення стебел відносно контрольної лінії на висоті 700 мм

Виходячи із отриманих результатів, можна стверджувати, що розподіл координат стебел соняшнику в залежності від висоти має випадковий характер і залежить від природних умов, людських факторів товщини і висоти стебла і збільшується із збільшенням висоти заміру та має асиметричну властивість відносно контрольної нульової лінії. Враховуючи мету подальшого дослідження, а саме визначення оптимальної форми подільника будемо розглядати розподіл стебел за нормальним законом, прийнявши відстань від середнього значення розміщення стебел по модулю, для симетричної конфігурації подільника. Для цього побудуємо масив на основі даних заміру для висоти 700 мм, так як на таку висоту контакту спроектовані сучасні жатки [6,7], після чого на його основі буде створена крива нормального розподілу (рис.4)

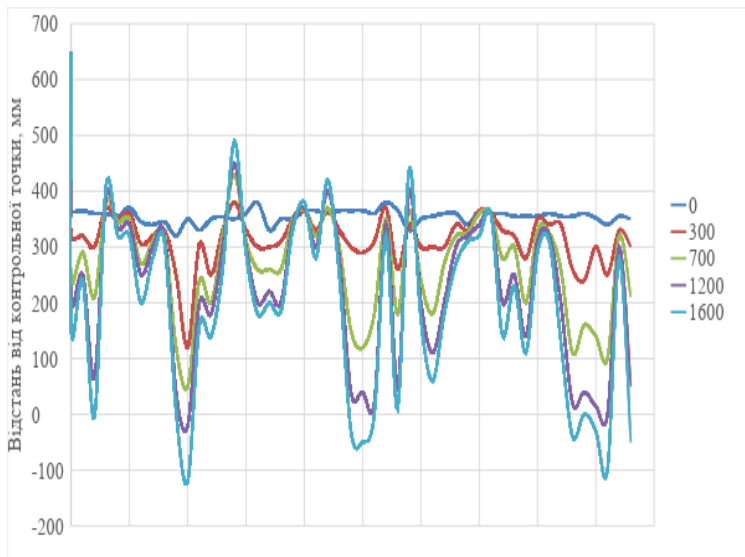


Рис.3 – Графіки залежності розподілу координат стебел соняшнику в залежності від висоти

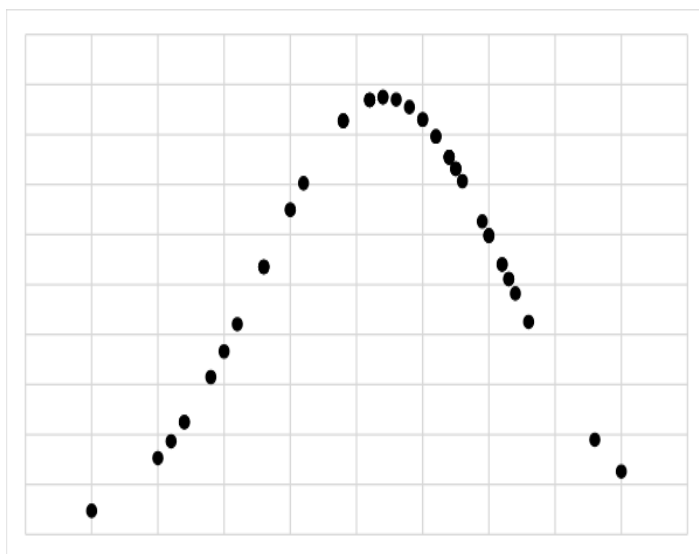


Рис.4 – Точки кривої нормального розподіл

Крива, яка утворилася при аналізі даних розподілу характеризує закономірність розташування стебел відносно центральної лінії на висоті 700 мм та описується функцією Гаусса-Лапласа:

$$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}, \quad (1)$$

де μ – математичне очікування, в нашому випадку $\mu = 270,4$;
 σ – середньоквадратичне відхилення, $\sigma = 91,223$

Висновки. Отримані результати дослідження дозволили отримати закономірність площинного розподілу стебел соняшнику на полі при різній висоті заміру. Також отримано формулу кривої нормального розподілу для розміщення стебел на висоті 700 мм. В подальшому ці дані будуть використані для оптимізації форми подільників жаток, які мають найбільш жорсткий вплив на стебла соняшнику і неоптимальна форма яких може призвести до значних втрат врожаю при збиранні.

Література

1. Капустин С.А. Анализ потерь при уборке подсолнечника / С.А. Капустин, В.П. Кунаков // Вестник ТГТУ / С.А. Капустин, В. П. Кунаков. – Тамбовск, 2004. – С. 773–778.
2. Шафоростов В.Д. Потери урожая подсолнечника при уборке и пути их снижения / В.Д. Шафоростов, С.С. Макаров // Масличные культуры. Научно-технический бюллетень Всероссийского научно-исследовательского института масличных культур / В.Д. Шафоростов, С.С. Макаров. – Краснодар, 2007. – С. 95–96.
3. Старцев А.С. Теоретическая зависимость потерь семян подсолнечника от скорости движения комбайна, оснащенного шнеком-мотовилом / А.С. Старцев, М.Ю. Попов // Аграрная наука / А.С. Старцев, М.Ю. Попов. – Москва: Редакция журнала "Аграрная наука", 2012. – С. 31–32.
4. Кухмазов К.З. Снижение потерь семян подсолнечника при комбайновой уборке / К.З. Кухмазов // Нива Поволжья / К.З. Кухмазов. – Пенза, 2014. – С. 65–69
5. Кухмазов К.З. Уборка подсолнечника с минимальными потерями / К.З. Кухмазов // Ресурсосберегающие технологии и технические средства для производства продукции растениеводства и животноводства / К.З. Кухмазов. – Пенза: Пензенская государственная сельскохозяйственная академия, 2014. – С. 114–117.

6. ЖСМ "Мрія" [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: http://alfa-kb.com.ua/ru/predprijatje/jatka_dlja_uborki_podsolnechnika_jsn.html.

7. Жатки подсолнечника Frontier [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: https://www.deere.ua/uk_UA/products/equipment/combindes/headers/frontier_sunflower_header/frontier_sunflower_header.page?

УДК 621

© І.Б.Гевко, д.т.н., Р.Я.Лещук, к.т.н., І.І.Стойко, к.т.н.,
Н.М. Марчук, М.Д. Сіправська
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ З ВИКОРИСТАННЯМ КОМБІНОВАНОГО СВЕРДЛА-МІТЧИКА

Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю з'єднання та роз'єднання деталей, застосування різноманітних різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей пристосованих до різних варіантів з'єднань, їхня широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виробництва.

Тому вирішення наукового завдання, яке полягає у розробленні та практичній реалізації раціональних технологічних процесів виготовлення різьбових з'єднань є актуальною задачею у машинобудуванні.

МЕХАНІЧНА ОБРОБКА, РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ, КОМБІНОВАНИЙ ІНСТРУМЕНТ СВЕРДЛО-МІТЧИК.

Постановка проблеми. Процес різання дуже складний. Результати його визначаються багатьма параметрами, іноді скритого характеру. Нерівномірність фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, його анізотропія, велика глибина фрезерування, деформування і нагрів, зміна різальної крайки зуба фрези, різні фізико-хімічні ефекти (налипання, окисні плівки тощо) появляються і зникають в процесі різання, і інші

візуально непомітні фактори значно відбиваються на стійкості різального інструменту – нестабільність матеріалу інструменту, термічної обробки і заточки інструменту, його неконтрольовані параметри (мікрогеометрія різальної крайки, радіус її заокруглення), зміна зони жорсткості у зв'язку з режимами роботи верстата – все це у великій степені впливає на стійкість інструменту, а в кінцевому результаті – на продуктивність.

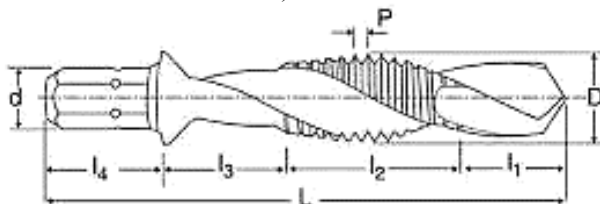
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями дослідження міцності і стійкості різальних інструментів присвячені праці Вульфа А.М. [1], Костецький Б.І. [2], Крагельский І.В. [3], Макаров А.Д. [4], Ординарцев І.А. [5], Семенченко І.А. [6], Четвериков С.С. [7], Шагалова З.Ю. [8], Аршинов В.А. [9], Гевко І.Б. [10], та інші.

Мета дослідження. Порівняння критеріїв варіантів механічної обробки комбінованого свердла-мітчика.

Розроблено і досліджено конструкцію нового комбінованого інструменту – свердла-мітчика (рис. 1), який дозволяє удосконалити процес нарізання наскрізної різі в елементах деталей машин. Слід відзначити, що товщина цих елементів може орієнтовно коливатися в межах від декількох міліметрів до більш ніж 10 см., що визначається діаметром отвору під різь, конфігурацією та кроком різі. Проте раціональна товщина оброблюваного свердлом-мітчиком елемента при нарізанні у ньому різі повинна бути визначатись конфігурацією інструменту.



а)



б)

Рис. 1 – Комбінований інструмент свердло-мітчик:
а) загальний вигляд; б) конструктивна схема

Процес механічної обробки з використанням комбінованого свердла-мітчика (матеріал інструменту має наступний хімічний склад: С – 0,93%, Cr – 4,2%, Mo – 6,4%, W – 6,4%, V – 1,8%, Co – 5%) полягає в наступному. Оброблювану деталь закріплюють затискному пристрої на столі верстата, а інструмент в патроні шпинделя верстата, далі включають головний рух і рух подачі. При цьому відбувається на початковій стадії процес свердління отвору в деталі з подальшим нарізанням різи. Проте при завершенні нарізання різи комбінованим свердлом-мітчиком декілька останніх калібруючих зубів повинні залишатись у нарізаній різі деталі. Далі включають реверс і свердло-мітчик вигвинчується з нарізаної різи і відводиться в початкове положення.

Дослідження стійкості свердла-мітчика М8*1,25 проводимо на вертикально-свердлильному верстаті з ЧПК 2Р135Ф2. Матеріал – листовий прокат товщиною 8 мм із сталі 08кп, сталь 20 і сталь 45. На рис. 2 зображена конструкція пристрою для дослідження стійкості свердла-мітчика.

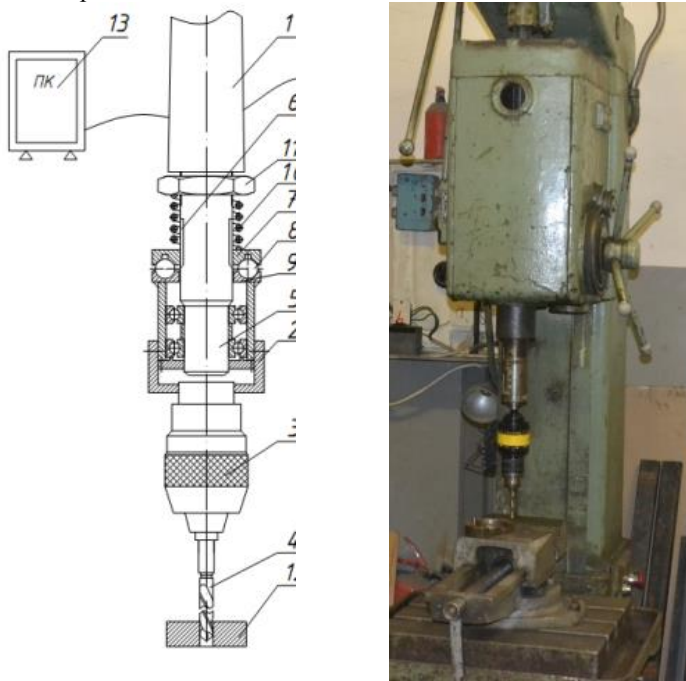


Рис. 2 – Конструкція пристрою для дослідження стійкості свердла-мітчика: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд

Її виконано у вигляді хвостовика 1, що кріпиться у шпинделі свердлильного чи іншого верстату, різьбовий кінець якого є у взаємодії з корпусом 2 до якого жорстко прикріплено патрон 3 для кріплення свердла-мітчика 4. Ділянка між конічною частиною хвостовика 1 і різьбовою кінцевою частиною 5 виконана у вигляді шліцьової поверхні 6, яка є у взаємодії з шліцьовою втулкою 7 з можливістю осьового переміщення. На торці шліцьової втулки виконані півсферичні виїмки 8, які є у взаємодії з кульками 9, В період перевантаження виходить з зачеплення і переміщуються по торцю фланця 10 корпусу 2. Шліцьова втулка 7 підтиснута пружиною стиснення 10 за допомогою регульовальної гайки 11, яка накручена на різі на шліцьовій поверхні. Для відновлення процесу нарізання різі усувають причину перевантаження мітчика 4 і при цьому встановлюється можливість відновлення технологічного процесу.

Результати експериментальних досліджень комбінованого свердла-мітчика наведено нижче. Послідовність проведення експериментів із визначення зусилля різання $Pf_{(p)}(n; d; v)$ та стійкості інструмента виходу із зони свердління в зону нарізання різі $Tf_{(r)}(v; s_z; HB)$ встановлювали згідно з нумерованим порядком рандомізованої план-матриці експерименту типу ПФЕ 3^3 і некомпозиційної план-матриці Бокса-Бенкіна, а характеристики визначених змінних факторів і значення їх рівнів варіювання – згідно з результатами проведених теоретичних досліджень. Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі та оцінки значущості коефіцієнтів рівняння регресії згідно з критерієм Фішера та Ст'юдента, одержано рівняння регресії у вигляді функціоналу $P = f_{(p)}(n; d; v)$, яке описує характер зміни зусилля різання інструмента (рис. 1) у таких межах зміни вхідних факторів: частоти обертання шнека $108 \leq n \leq 216$ об/хв.; діаметра свердла-мітчик $0,0042 \leq d \leq 0,007$ м; швидкість різання $8 \leq v \leq 3$ м/хв.:

$$P(n, d, v) = 224,35 - 1,26n - 7,9v + 0,0024n^2 - 0,0298nd + 0,0299dv + 1,0071d^2 \quad (1)$$

У заданих межах варіювання змінними факторами зміна зусилля різання P , визначена експериментальним шляхом, знаходиться в діапазоні – від 47,65 до 133,42 Н (рис. 3). За збільшення діаметра сердла-мітчика від 0,0042 до 0,007 м зусилля різання P збільшується в середньому на 53...100 Н (рис. 3.а та рис. 3.б), а за збільшення частоти обертання інструмента n від 108 до 216 об/хв. зусилля різання P зменшується. Приріст зусилля різання

P в межах зменшення діаметра сердла-мітчика d від 0,0042 до 0,007 м та при збільшенні швидкості v від 3 до 8 м/хв. зусилля досягає 57,1 Н (рис. 3.б та рис. 3.в).

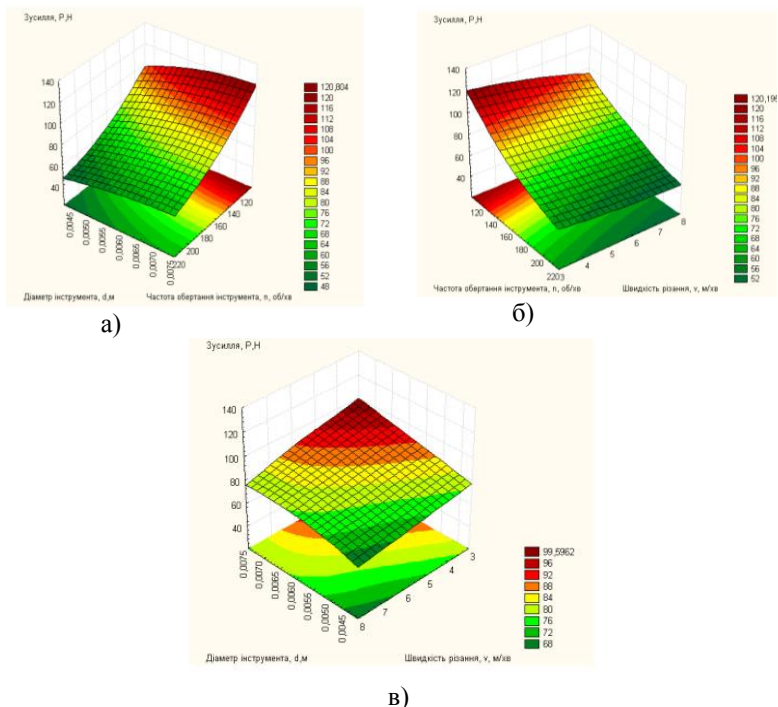


Рис. 3 – Поверхня відгуку зміни зусилля різання P як функціонал:
 а) $P = f_{(P)}(n; d)$; б) $P = f_{(P)}(n; v)$; в) $P = f_{(P)}(d, v)$

На основі графо-аналітичного аналізу побудованої діаграми зміни зусилля в часі та встановлено, що характер функціональної зміни зменшення проходить внаслідок виходу сведла із зони різання і входу шийки мітчика в зону нарізання різі (рис. 4).

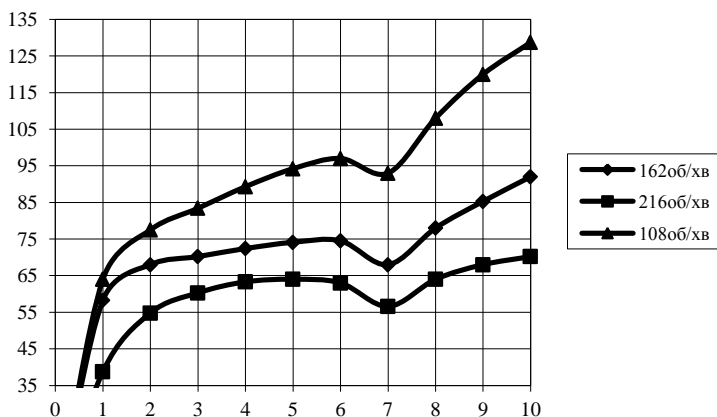


Рис. 4 – Залежність зміни величини зусилля в часі при свердлінні та нарізанні різі (1...6 с – свердління; 6...7с – перехід; 7...10 с – нарізання різі)

Обґрунтування економічної ефективності використання свердла-мітчика проведемо на прикладі механічної обробки з використанням досліджуваного інструменту $M8 \times 1,25$ на вертикально-свердлильному верстаті з ЧПК 2P135Ф2. Матеріал – листовий прокат товщиною 8 мм із сталі 08кп. З експериментальних даних (діаграми рис. 4.16) час витрачений на свердлінні становить 6 с, а нарізання різі – 3 с).

Запропонований нами процес механічної обробки передбачає виконання двох операцій за один установ з двома переходами: свердління та нарізання різі з автоматичною зміною швидкості головного руху верстату між ними. При використанні класичного процесу для виконання даної роботи виконуються дві окремі операції з двома установами. При цьому при обробці партії деталей може проводитись окрема операція над усією партією деталей – свердління, а далі над усією парією деталей інша операція – нарізка різі. В іншому варіанті, при використанні верстата ЧПК, можливе виконання спочатку однієї, а потім іншої операції при автоматичній заміні інструменту з використанням інструментальної головки.

Використання лише однієї операцій з двома переходами в даній механічній обробці дозволяє спростити процес нарізання наскрізної різі в елементах деталей машин, значно зменшити його тривалість та скоротити різи види витрат (часові, енергетичні,

трудові). Порівняння варіантів відмінних операцій у процесах виготовлення нарізання наскрізної різі в елементах деталей машин по окремих критеріях представлено в табл. 1. Дані, які представлено в табл. 1, є порівняльними і можуть змінюватись в залежності від зміни товщини деталі, в якій нарізується різь, величини оплати праці працівників, вартості електроенергії тощо.

Таблиця 1 – Порівняння окремих критеріїв різних варіантів механічної обробки нарізання наскрізної різі в листовому прокаті товщиною 8 мм із сталі 08кп з використанням окремих інструментів та комбінованого свердла-мітчика

Базовий варіант 1 (оброблення поопераційно усієї партії виробів)	Базовий варіант 2 (оброблення подетально усієї партії виробів)	Проектний варіант
Обладнання: 2с132	Обладнання: ЧПК 2Р135Ф2	Обладнання: ЧПК 2Р135Ф2
Вартість б/у обладнання - 33 тис. грн.	Вартість б/у обладнання - 53 тис. грн.	Вартість б/у обладнання - 53 тис. грн.
Потужність: - головний рух: 4 кВт	Потужність: - головний рух: 4 кВт; - рух подачі: 2,2 кВт; - рух повороту револь- верної головки: 0,75 кВт	Потужність: - головний рух: 4 кВт; - рух подачі: 2,2 кВт
Розряд робітника - 4	Розряд робітника - 5	Розряд робітника - 5
Тривалість операції: - свердління: 6 с; - нарізання різі - 3 с	Тривалість операції: - свердління: 6 с; - нарізання різі - 3 с	Тривалість операції: - свердління: 6 с; - нарізання різі - 3 с
Тривалість міжопераційного переходу: 12 с.	Тривалість міжопераційного переходу: 4 с.	Тривалість міжопераційного переходу: 1 с.

Проведемо підрахунок певних витрат на виконання окремих операцій по базових та проектному варіантах процесів механічної обробки нарізання наскрізної різі в листовому прокаті. Розрахунок здійснювався на партію 60 одиниць.

Витрати на заробітну плату робітника, зайнятого виконанням операцій, з врахуванням єдиного соціального внеску

(0,22 згідно Закону України від 21 грудня 2016 року № 1801-VIII «Про Державний бюджет України на 2017 рік») визначатимуться за формулою [10]:

$$З = \Sigma T_i \cdot T_{cl} \cdot K_i \cdot K_n, \quad (2)$$

де Z - затрати на зарплату робітника;

T_i - трудомісткість i -ї операції чи переходу, год.:

T_{cl} - величина тарифної ставки l -го розряду (3723 / (21 · 8) = 22,16 грн.);

K_i - тарифний коефіцієнт i -го розряду;

K_n - коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22).

Витрати на заробітну плату по першому базовому варіанті (оброблення поопераційно усієї партії виробів) складуть:

$$Z_{1б} = ((6 + 3 + 12) / 60) \cdot 22,16 \cdot 1,35 \cdot 1,22 = 12,77 \text{ грн.}$$

Витрати на основну заробітну плату по другому базовому варіанті (оброблення подетально усієї партії виробів) складуть:

$$Z_{2б} = ((6 + 3 + 4) / 60) \cdot 22,16 \cdot 1,54 \cdot 1,22 = 9,02 \text{ грн.}$$

Витрати на основну заробітну плату по проектному варіанті виконання процесу складуть:

$$Z_n = ((6 + 3 + 1) / 60) \cdot 22,16 \cdot 1,54 \cdot 1,22 = 6,94 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію при вказаних параметрах визначатиметься за формулою [1]:

$$E = \Sigma T_i \cdot C_{ел.ен} \cdot B_{кгод}, \quad (3)$$

де $C_{ел.ен}$ – ціна 1 кВт/год. електроенергії (II клас – 1,96 грн. з 01.12.2017р. для промислових та прирівняні до них споживачі з приєднаною потужністю 750 кВА і більше);

$B_{кгод}$ – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням при виконанні операції чи переходу, кВт/год.

Витрати на електроенергію по першому базовому варіанті (оброблення поопераційно усієї партії виробів) складуть:

$$E_{1б} = ((6 + 3) / 60) \cdot 1,96 \cdot 4 = 1,18 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію по другому базовому варіанті (оброблення подетально усієї партії виробів) складуть:

$$E_{2б} = ((6 + 3 + 4)/60) \cdot 1,96 \cdot (4 + 2,2) + (4 / 60) \cdot 1,96 \cdot 0,75 = 2,73 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію по проектному варіанті виконання процесу складуть:

$$E_n = ((6 + 3 + 1) / 60) \cdot 1,96 \cdot 4 = 1,31 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції, визначаємо з залежності [10]:

$$A = B_o \cdot K_a \cdot \Sigma T_i / T_o, \quad (4)$$

де B_o - вартість обладнання, яке використовується в процесі, грн.;

K_a - коефіцієнт амортизації, 0,2;

T_o - дійсний час роботи обладнання протягом року, 2070 год.

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції по першому базовому варіанті (оброблення поопераційно усієї партії виробів) складуть:

$$A_{1б} = (((6 + 3 + 12) / 60)) / 2070) \cdot 33000 \cdot 0,2 = 1,12 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції по другому базовому варіанті (оброблення подетально усієї партії виробів) складуть:

$$A_{2б} = (((6 + 3 + 4) / 60)) / 2070) \cdot 53000 \cdot 0,2 = 1,11 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції по проектному варіанті виконання процесу складуть:

$$A_n = (((6 + 3 + 1) / 60)) / 2070) \cdot 53000 \cdot 0,2 = 0,85 \text{ грн.}$$

Провівши відповідні розрахунки за елементами витрат на виконання окремих операцій по базових та проектному варіантах процесів механічної обробки нарізання наскрізної різи в листовому прокаті, їх результати відобразимо в таб. 2.

Таблиця 2 – Підрахунок за елементами окремих витрат на виконання окремих операцій по базових та проектному варіантах процесів механічної обробки нарізання наскрізної різі в листовому прокаті товщиною 8 мм із сталі 08кп з використанням окремих інструментів та комбінованого свердла-мітчика

Елементи витрат	Базовий варіант 1 (оброблення поопераційно усієї партії виробів)	Базовий варіант 2 (оброблення подетально усієї партії виробів)	Проектний варіант
Затрати на зарплату	12,77	9,02	6,94
Витрати на електроенергію	1,18	2,73	1,31
Витрати на амортизацію обладнання	1,12	1,11	0,85
Разом витрат	15,07	12,86	9,1

Проведемо підрахунок річного економічного ефекту:

1. Річний економічний ефект при заміні базового варіанту 1 (оброблення поопераційно усієї партії виробів) на проектний:

$$E_{p1} = (60 \cdot 2070 / (6 + 3 + 1)) \cdot (15,07 - 9,1) = 74147,4 \text{ грн.};$$

2. Річний економічний ефект при заміні базового варіанту 2 (оброблення подетально усієї партії виробів) на проектний:

$$E_{p2} = (60 \cdot 2070 / (6 + 3 + 1)) \cdot (12,86 - 9,1) = 46699,2 \text{ грн.}$$

Проведемо підрахунок відносної зайнятості обладнання при використанні базових по відношенні до проектного варіанту:

1. Зайнятість обладнання при використанні проектного варіанту по відношенні до базового варіанта 1 (оброблення поопераційно усієї партії виробів):

$$BO_1 = ((6 + 3 + 1) / (6 + 3 + 12)) \cdot 100\% = 47,61\%;$$

2. Зайнятість обладнання при використанні проектного варіанту по відношенні до базового варіанта 2 (оброблення подетально усієї партії виробів):

$$BO_2 = ((6 + 3 + 1) / (6 + 3 + 4)) \cdot 100\% = 76,92\%.$$

Висновки. Витрати при механічній обробці нарізання наскрізної різі в листовому прокаті товщиною 8 мм із сталі 08кп з використанням комбінованого свердла-мітчика будуть значно меншими, у порівнянні з базовими технологіями, що доводить значну ефективність розробленого інструменту. Річний економічний ефект при заміні базового варіанту оброблення поопераційно усієї партії виробів на розроблений становитиме 74147,4 грн., а при заміні базового варіанту оброблення подетально усієї партії виробів - 46699,2 грн..

Як свідчать розрахунки, зайнятість обладнання при використанні проектного варіанту по відношенню до базового варіанта оброблення поопераційно усієї партії виробів становитиме 47,61%, а по відношенні до базового варіанта оброблення подетально усієї партії виробів - 76,92%, що дозволить при використанні такого комбінованого інструменту значно ефективніше використовувати обладнання.

Література

1. Вульф А.М. Резание металлов. Л.:Машиностроение. 1973, 495с.
2. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машиностроении. М.: Машиностроение. 1970, 396с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. М.:Машиностроение. 1968, 480с.
4. Макаров А.Д. Износ и стойкость режущих инструментов. М.:Машиностроение. 1966, 264с.
5. Ординарцев И.А. Справочник инструментальщика. Л.:Машиностроение. 1987, 848с.
6. Семенченко И.И. и др. Проектирование металлорежущих инструментов. М.:Машгиз, 1962, 950с.
7. Четвериков С.С. Металлорежущие инструменты. М.:Висшая школа. 1965, 650с.
8. Шагалова З.Ю., Сиротенко Н.Г. Конструювання різального інструменту. Видавн. Вища школа. К. 1970, 266с.
9. Аршинов В.А., Алексеев Г.А. Резание металлов и режущий инструмент. М.:Машиностроение. 1976, 440с.
10. Гевко І. Б. Організація виробництва: теорія і практика: підручник / І. Б. Гевко, А. О. Оксентюк, М. П. Галушак. – К. : Кондор, 2008. – 178 с.

УДК 631.358.42

©Р.Б. Гевко, д.т.н., Р.І. Розум, к.т.н., А.О. Вітровий, к.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

О.М. Клендій, к.т.н.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

В статті представлено конструкції гнучких та шарнірно з'єднаних між собою гвинтових робочих органів, застосування яких дозволяє підвищити ефективність функціонування конвеєрів під час транспортування сипких матеріалів. Наведено розрахункові формули для визначення крутного моменту, який виникає в процесі транспортування вантажів гвинтовими конвеєрами.

Постановка проблеми. Гнучкі гвинтові конвеєри широко використовуються при транспортуванні сипких матеріалів у різних виробничих процесах та ефективно виконують функціональні вимоги, які до них висуваються. Проте існуючі гвинтові робочі органи не можуть в повній мірі задовольнити експлуатаційні вимоги, що висуваються до таких типів транспортерів. Суцільні спіралі шнеків швидко руйнуються внаслідок виникнення знакозмінних циклічних навантажень, а комбіновані та секційні робочі органи є матеріаломісткими, що призводить до підвищених енерговитрат та інтенсивного зношення внутрішньої поверхні гнучких кожухів.

Застосування шарнірних гвинтових робочих органів можуть забезпечити високу ефективність виконання завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів при транспортуванні сипких матеріалів на криволінійних трасах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження в зоні завантаження та перевантаження сипких матеріалів для одно- і двомагістральних гвинтових конвеєрів [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], а також забору матеріалу активними завантажувальними патрубками [8] дозволили вибрати раціональні конструктивні, кінематичні та динамічні параметри робочих органів та режими їх роботи.

Визначенню параметрів та режимів роботи транспортування сипких матеріалів вертикальними та похилими гвинтовими конвеєрами, з встановленням раціональних параметрів робочих органів присвячені праці [9, 10]. Результати дослідження руху матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом представлено в роботі [11].

Розробка та дослідження шнекових конвеєрів, а також їх вплив на ступінь пошкодження матеріалів наведено в працях [1, 4, 5, 8].

В зв'язку з цим, необхідно вдосконалювати та розробляти нові конструкції шнекових робочих органів гвинтових конвеєрів з визначенням їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів, які забезпечать підвищення експлуатаційних показників процесу транспортування сипких матеріалів.

Мета дослідження. Підвищити ефективність експлуатаційних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів при транспортуванні сипких матеріалів шляхом розроблення нових шнекових робочих органів.

Результати дослідження. Для підвищення експлуатаційних показників розроблена компоновальна схема комбінованого гвинтового конвеєра [12], який містить завантажувальну 1 та вивантажувальну 2 магістралі, що зображено на рис. 1 а. Вони виконані у вигляді замкнутих кожухів 3 і 4 круглого поперечного перерізу, в яких розташовані гвинтові спіралі 5 і 6, що зв'язані з привідними валами 7 і 8 електродвигунів 9 і 10.

В зоні привідних валів магістралі з'єднані між собою за допомогою двох секцій 11 і 12 перевантажувального патрубку, які з однієї сторони закріплені в отворах замкнутих кожухів 3 і 4, а з іншої сторони з'єднані між собою. Гвинтові спіралі встановлені таким чином, що їх центральні осі співпадають з осями привідних валів електродвигунів. Магістралі в зоні з'єднання секціями перевантажувального патрубку можуть розташовуватись як у горизонтальній (рис.1. б), так і у вертикальній (рис.1. в) площинах.

В процесі роботи сипкий матеріал подається в зону забору завантажувальної магістралі і спіраллю 5 в кожусі транспортується в напрямку перевантажувального патрубку. Далі матеріал в патрубку переводиться на спіраль 6 і транспортується в зону вивантаження.

Конвеєр також можна застосовувати у вигляді одно магістрального. При цьому, до секцій перевантажувального патрубку, а саме, завантажувальної магістралі кріпитися вивантажувальне вікно 13, а до вивантажувальної – бункер 14.

В першому випадку одномагістральний конвеєр працює у тягнучому або завантажувальному режимі (рис.1. г), а в другому – у подаючому або вивантажувальному режимі (рис.1. д).

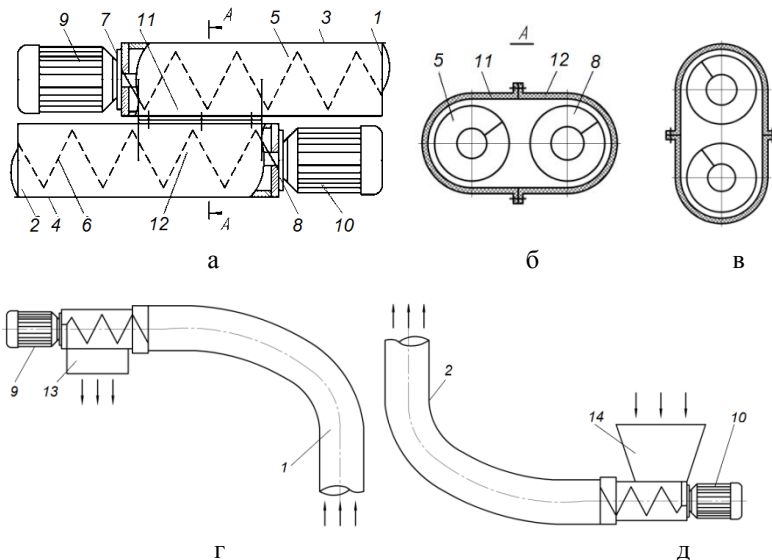


Рис. 1 – Схема гнучкого гвинтового конвеєра:
 а – загальний вигляд; б – горизонтальне розташування магістралей; в – вертикальне розташування магістралей;
 г – варіант виконання одномагістрального завантажувального конвеєра; д - варіант виконання одномагістрального вивантажувального конвеєра

Для вирішення поставленої задачі розроблено шарнірний гвинтовий робочий орган [12], конструктивна схема якого зображена на рис. 2.

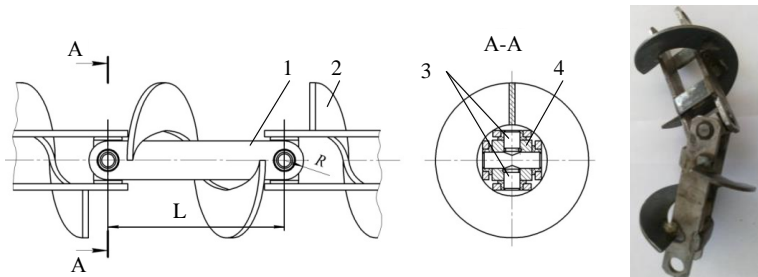


Рис.2 – Конструктивна схема секційного гвинтового робочого органу

При обертанні робочого органу в еластичному кожусі крутний момент між секціями передається через пластини 1 з жорстко закріпленим гвинтовим ребром 2 на пару радіальних пальців 3 та проміжну основу 4. В процесі роботи конвеєра на криволінійних трасах, радіальні пальці повертаються, забезпечуючи передачу крутного моменту та транспортування сипкого матеріалу гвинтовими ребрами.

За аналогією із силовими параметрами шарнірних муфт, крутний момент M_{h1} , який прикладений до шарнірного поворотного механізму секцій визначається

$$M_{h1} = M_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{1,2} \cos^2 \varphi}. \quad (1)$$

де M_1 – крутний момент, який прикладений до ведучої секції, φ – кут повороту секції, який відраховують відносно вибраної системи відліку; $\alpha_{1,2}$ – кут між осями секцій в площині, яка проходить через осі секцій.

Сила, яка сприймається шарнірним поворотним механізмом гвинтових секцій, розраховується за формулою

$$P_{h1} = 0,5 M_{h1} / \delta, \quad (2)$$

де δ - відстань між шарнірами у гвинтовій секції.

Крутний момент, прикладений до веденої секції визначається

$$M_2 = M_1 (1 - \sin^2 \alpha_{1,2} \sin^2 \varphi) \cos^{-1} \alpha_{1,2}. \quad (3)$$

Нахил осей секцій призводить до виникнення згинального моменту M_{b1} , прикладеного в площинах перекосу секцій

$$M_{b1} = M_1 \operatorname{tg} \alpha_{1,2} \cos \varphi. \quad (4)$$

Згинальний момент, який прикладений до веденої секції, розраховується за формулою

$$M_{b2} = M_1 \operatorname{tg} \alpha_{1,2} \sin \varphi (1 - \sin^2 \alpha_{1,2} \sin^2 \varphi)^{0,5}. \quad (5)$$

Секційні робочі органи гвинтового конвеєра з торцевими кульковими елементами зачеплення та загальний вигляд окремих їх елементів зображено на рис 3, 4 [13]. В першому варіанті кожна секція виконана у вигляді пари торцевих шайб 1 з'єднаних прутками 2, до яких кріпиться гвинтове ребро 3. Між сусідніми секціями встановлена проміжна шайба 4, в якій виконано чотири отвори, рівномірно розташовані в коловому напрямку. В торцевих шайбах діаметрально протилежно виконано два отвори, в котрих розташовані кульки 5, які з іншої сторони розташовані в отворах проміжних шайб.

Секції спіралей підтиснуті між собою пружним механізмом, який виконано у вигляді центрального стержня 6 з фланцем 7. Стержень встановлено в отворі проміжної шайби, а з внутрішньої сторони сусідніх торцевих шайб розташовані пружини 8, величина деформації яких регулюється натискною шайбою 9 і гайками 10.

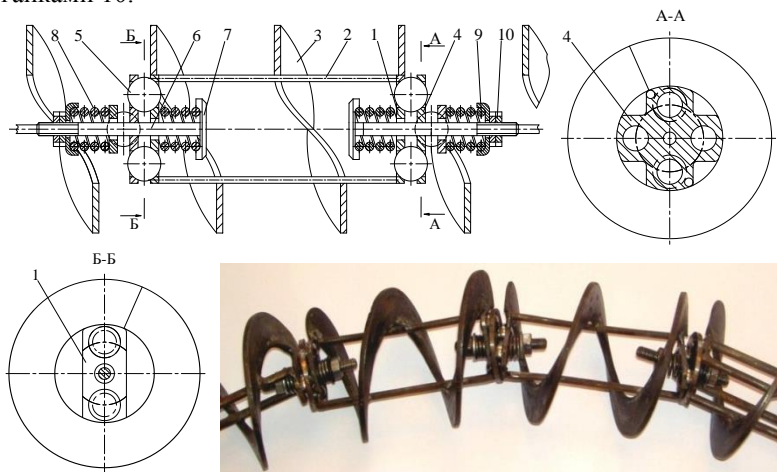


Рис.3 – Конструктивна схема та загальний вигляд шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра

В процесі роботи робочий орган, який розташований в еластичному кожусі, обертаючись, транспортує сипкий матеріал в зону вивантаження. Оскільки пари кульок, які пов'язують торцеві та проміжну шайби, розташовані взаємно перпендикулярно, то це забезпечує відносні повертання гвинтових секцій при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійних трасах.

В другому варіанті (рис. 4) представлено крильчато-тросовий секційний робочий орган гвинтового конвеєра. Він складається з гвинтових секцій у вигляді виконаної заодно пластмасової центральної втулки 1 з лунками під кульки 3 та двозахідного сектора спіралі 4.

Розташування лунок на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок, зміщене на 90° в коловому напрямку. Втулки розташовані на тросі 2 та підтиснуті одна до одної за допомогою механізму натягу. Робочий орган розташований в кожусі 5. Під час роботи на криволінійних трасах пари кульок провертаються відносно лунок у напрямку, перпендикулярному до лінії, що з'єднує їх центри.

Оскільки пари лунок, які розташовані на протилежних торцевих поверхнях зміщені в коловому напрямку на 90° , то гвинтовий робочий орган вільно деформується у направляючому кожусі та працює за принципом шарнірних муфт.

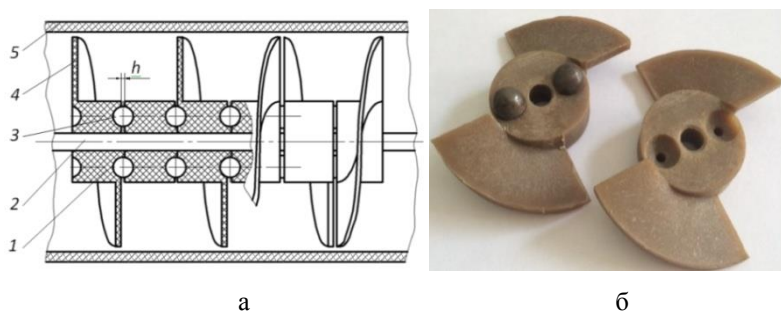


Рис. 4 – Крильчато-тросовий робочий орган гвинтового конвеєра:
а – конструктивна схема; б – загальний вигляд гвинтових секцій

На основі проведених і відомих досліджень [1, 7] наведено основні схеми кулькових зачеплень (рис. 5) і відповідні їх розрахункові формули для визначення величини початкового T_0 та максимального T_{max} крутних моментів.

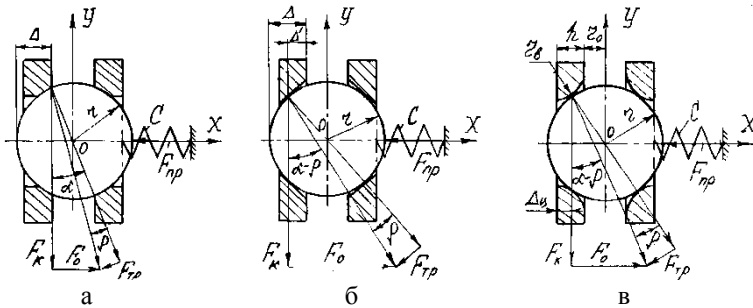


Рис.5 – Схеми кулькових зачеплень для шарнірних гвинтових робочих органів: а - сферичні ввігнуті лунки; б - похилі плоскі лунки; в- сферичні випуклі лунки

$$T_0 = T_{\max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r - \Delta}{r} \right) - \rho \right]} \quad (6)$$

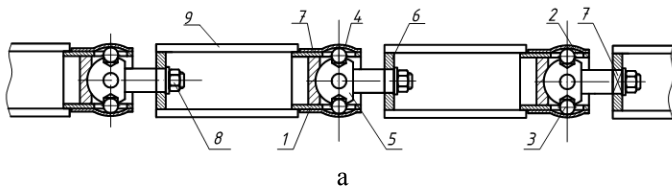
$$T_0 = R \cdot C \cdot \delta_0 / \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \quad T_{\max} = \frac{R \cdot C \cdot [\delta_0 + (\Delta - r(1 - \sin \alpha))]}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)} \quad (7)$$

$$T_0 = T_{\max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_0 + h - \Delta_u}{r + r_b} \right) - \rho \right]} \quad (8)$$

де - R – радіус розташування кульок; C – жорсткість пружини; δ_0 – попередній натяг пружини; r – радіус кульки; Δ - величина заглиблення кульки у лунку; ρ – кут тертя; α – кут напрямку дії нормальної реакції від взаємодії кульки з лункою та торцевою поверхнею шайб (втулок); r_b – радіус випуклості лунки.

На рис. 6 а представлена конструкція секційного валу з радіальним кульковим шарнірним з'єднанням секцій [14]. До секцій з правого кінця жорстко закріплена циліндрична втулка 1. Остання виготовлена з системою осевих паралельних пазів 2, які розміщені рівномірно по колу та взаємодіють з тілами кочення 3. З іншої сторони тіла кочення 3 розташовані у внутрішній сферичній поверхні втулки 4 з можливістю осевого та кутового провертання

сферичного пальця 5.



а



б

Рис.6 - Конструктивна схема шарнірного валу (а) та гвинтового секційного шарнірного робочого органу (б)

З протилежного кінця циліндричної секції у внутрішньому отворі жорстко та перпендикулярно до осі, встановлена з'єднувальна втулка 6 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 7, яка взаємодіє з відповідним кінцем сферичного пальця сусідньої секції та з жорсткою її фіксацією гайкою 8. До зовнішньої поверхні з'єднувальної втулки 6 рівномірно по колу закріплено перемички 9, а з іншого кінця перемички з'єднані з зовнішньою поверхнею втулки 1. На кожній циліндричній секції закріплена гвинтова секція (рис. 6 б).

Під час обертання секції спіралі обертовий рух передається через тіла кочення 3 на сферичний палець 5 і сусідній гвинтові секції.

Обертовий момент на ведучому валу T_1 визначається

$$T_1 = \frac{T \left(2\pi + 4 \left(\mu_2 + \mu_3 \left(1 + \frac{r}{R} \right) \operatorname{tg} \gamma \right) \operatorname{tg} \alpha \right)}{2\pi}, \quad (9)$$

де T – момент навантаження на привідному валі; μ_2 і μ_3 – коефіцієнти тертя між поверхнями трубчастої частини шарніра та зовнішнього кожуха і кульки; α – кут повертання сферичного пальця; γ – кут твірної конічної поверхні лунки; R – радіус обертання

центрів кульок; R_l – зовнішній радіус циліндричної втулки; r – радіус кульки;

Обертовий момент на кожній із ділянок визначається завантаженням цієї ділянки сипким матеріалом T_s та моментом, який діє від попередньої частини шнекового транспортера. Тому, загальний обертовий момент у кожному шарнірному з'єднанні (з номером i , починаючи з вільного кінця транспортера) можна записати як

$$T_i = \frac{(T_{i-1} + T_{st})}{\eta_i}. \quad (10)$$

При значних трасах транспортування матеріалів крутний момент на валу привідного механізму суттєво зростатиме внаслідок малого ККД при не задовільних умовах змащування та великих кутах повороту механізму, тому що при сумуванні коефіцієнти корисної дії практично перемножуються і обертовий момент суттєво зростає.

Варіанти виконання пружних гнучких гвинтових робочих органів зображено на рис. 7. Вони містять гнучкий вал, який виконано у вигляді П - подібних пружних пластин жорстко закріплених між собою і зміщених одна відносно одної в коловому напрямку. Між сусідніми пружними пластинами закріплені гвинтові лопатки [1].

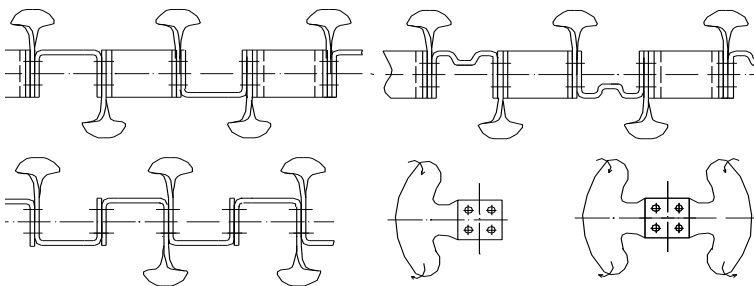


Рис.7 – Варіанти виконання пружних секційних гвинтових робочих органів гнучких конвеєрів

Сипкий матеріал при транспортуванні переміщається рівномірно по периферії кожуха, а тому гвинтові лопатки можуть бути виконані у вигляді смугових сегментів. Робоча поверхня гвинтових лопаток повернута відносно їх основи в зоні кріплення з пружною пластиною і може бути виконана одно - або багато

західною.

Жорсткість пластини оцінюється відносним кутом закручування

$$\theta_k = \frac{T}{GJ_k} \leq [\theta_k], \quad (11)$$

де T – крутний момент; G - модуль пружності другого роду; J_k - момент інерції при крученні: $J_k = \beta b \delta^3$, де β - 0,33; b – ширина пластини; δ - товщина пластини.

Умова міцності при згині для криволінійної ділянки пластини визначається

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{S_y R} + \frac{N}{F} \leq [\sigma], \quad (12)$$

де M_z – згинальний момент; z - координата січення відносно центральної осі; S_y - статичний момент площі перерізу відносно нейтральної осі; R - радіус кривизни пластини; N – поздовжня сила; F - площа поперечного перерізу пластини.

Визначення оптимальних конструктивних параметрів такого типу робочого органу повинно вестись в напрямку максимального збільшення крутильної та осової жорсткостей при мінімізації згинальної жорсткості несучих пластин.

З метою підвищення ефективності завантаження магістралей гнучких гвинтових конвеєрів пропонується встановлення завантажувальних патрубків, кінематична схема роботи яких показана на рис. 8 [15]. Завантажувальний патрубок містить гвинтову спіраль 1, яка розташована в циліндричному направляючому кожусі 2 з просівними вікнами. На вихідному валу 3 гвинтової спіралі закріплений пружний механізм повороту 4, що періодично взаємодіє з активаторами 5, які розташовані рівномірно по колу над зовнішньою поверхнею направляючого кожуха. Така періодична взаємодія буде призводити до провертання активаторів і відповідно до їх переміщення в напрямку купи матеріалу.

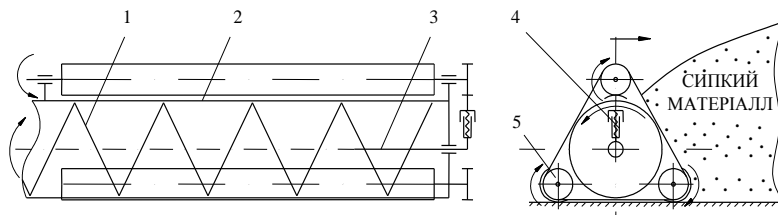


Рис. 8 – Кінематична схема та принцип дії завантажувального патрубка

Для проведення досліджень розроблених конструкцій завантажувальних патрубків в реальних умовах експлуатації виготовлена експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра [8].

На експериментальній установці гнучкого гвинтового конвеєра проведено багатофакторний експеримент, в результаті якого було отримано регресійну залежність, як характеристику його продуктивності P_k від частоти обертання спіралі шнека n , зазору між поверхнями активатора і диска δ та сили пружини F_{np}

$$P_k = -5,69 + 0,0163n + 430\delta + 0,031F_{np}. \quad (13)$$

Встановлено, що при роботі гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим самозавантажувальним патрубком із кулачковим механізмом повороту активаторів, у діапазоні зміни параметрів: $400 < n < 600$ (об/хв), $0,002 < \delta < 0,004$ (м), $10 < F_{np} < 50$ (Н), максимальний вплив на процес забору матеріалу і відповідно на продуктивність конвеєра має частота обертання робочої спіралі. Збільшення величин δ і F_{np} також призводить до підвищення продуктивності процесу завантаження сипким матеріалом кожуха, однак їх вплив у даному діапазоні зміни параметрів є вдвічі меншим.

Провівши аналіз результатів експериментальних досліджень для заданих конкретних конструктивних і технологічних параметрів можна констатувати, що крутний момент, який повинен забезпечити відповідне тягове зусилля технологічної магістралі значно перевищує крутний момент для повертання активатора у сипкому середовищі.

Висновки. Запропоновано нові конструкції шарнірних та гнучких гвинтових робочих органу конвеєрів, а також їх завантажувальних патрубків. Проведено силовий та динамічний аналіз для різних типів шарнірних з'єднань робочих органів. Встановлена умова міцності при згині для криволінійної ділянки пружних пластини.

Проведено багатофакторний експеримент для гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком, в результаті якого побудовано регресійну залежність, як характеристику його продуктивності P_k від частоти обертання спіралі шнека n , зазору між поверхнями активатора і диска δ та сили пружини F_{np}

Література

1. Гевко Р. Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р. Б. Гевко, А. О. Вітровий, А. І. Пік. – Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.

2. Nevko R. B., Klendiy M. B., Klendiy O. M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pp.29–34, Bucharest, Romania.

3. Lech M. (2001) - Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.

4. Гевко Р. Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р. Б. Гевко, Р. М. Рогатинський, Р. І. Розум, М. Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.

5. Куликівський В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин. Дис. канд. техн. наук: 05.05.11. – Вінниця, ВНАУ. – 2012. – 152 с.

6. Гевко Р. Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р. Б. Гевко, Ю. Б. Гладь, М. І. Шинкарик, О. М. Клендій // Вісник Інженерної академії України. – Київ. – 2014. – № 3-4. – С. 46-52.

7. Вітровий А. О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / А. О. Вітровий, Р. Б. Гевко // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Луцьк: Вид. ЛДТУ. – 1998. – Вип. 4. – С. 34–36.

8. Nevko R. B., Rozum R. I., Klendiy O. M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp.89-94, Bucharest, Romania.

9. Rogatynska O., Liashuk O., Peleshok T., Liubachivskyi R., 2015. Investigation of the Process of Loose Material Transportation by Means of Inclined Screw Conveyers, Bulletin of I.Pyliui Ternopil National Technical University, Vol.79, p. 137-143, Ternopil/Ukraine;

10. Rohatynskyi R.M., Diachun A.I., Varian A.R., 2016, Investigation of Kinematics of Grain Material in a Screw Conveyor with a Rotating Casing, Bulletin of Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture no.168, p.24-31, Kharkiv/Ukraine.

11. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyor loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no.1, pp.87-94, Bucharest, Romania.

12. Гевко М. Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів, дис.канд. техн. наук,

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2013, 178 р.

13. Nevko R., Vitrovui A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp.39-46, Brasov, Romania.

14. Клендій В.М. Обґрунтування параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з шарнірно-секційним робочим органом, дис...канд. техн. наук, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2015, 204 с.

15. Розум Р.І., Павлова І.О. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубку та шарнірного несучого валу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ. – 2004. – Вип. 24. – С.310 – 313.

УДК 621.869.98

© М.В. Голотюк, к.т.н.

Національний університет водного господарства та природокористування

ОЦІНКА ВПЛИВУ ГУСЕНИЧНОГО РУШІЯ НА ГРУНТ

В роботі викладені дослідження особливостей машин з гусеничними рушійми поряд зі створенням нових моделей, яке полягає в створенні технічних систем, заснованих на використанні зменшення впливу на ґрунт. У статті проаналізовано напрямки удосконалення ходових систем гусеничних тракторів. Наведені відомі конструктивні рішення та узагальнено основні напрямки подальших досліджень. Основною областю застосування залишається промисловість і, насамперед, машинобудування. В роботі виконано аналіз шляхів підвищення ефективності гусеничного рушія.

ГУСЕНИЧНИЙ РУШІЙ, ГРУНТ, УДОСКОНАЛЕННЯ, КОНСТРУКЦІЯ, ПРОХІДНІСТЬ, ТЯГОВА ХАРАКТЕРИСТИКА.

Постановка проблеми. На даний час гусеничними рушійми оснащено понад чверть усіх транспортно-технологічних машин [1]. Даний тип рушія добре зарекомендував себе за умови

роботи машин, зокрема тракторів сільськогосподарського призначення, на полях із складним рельєфом, перезвожених ґрунтах.

Гусеничний рушій почали застосовувати ще у 19–му столітті. Конструкція рушія остаточно була розроблена на початку 20-го століття, коли було встановлено переваги гусеничного рушія над колісним. Паралельно з цим формується концепція напівгусеничних рушіїв (комбінування коліс із гусеницями та лиж із гусеницями).

Гусеничні рушії мають різні конструктивні виконання. До складу рушіїв входять гусениці, ведуче колесо (зірочка), напрямне колесо, ролик підтримуючі, опорні котки, які встановлені на рамі на спеціальних каретках, що часто оснащують амортизаторами.

Вага трактора, оснащеного гусеничним рушієм, передається через підвіску на опорні котки та гусениці й далі на ґрунт. Ведучі колеса обертаються та приводять у рух гусеничні ланцюги, по внутрішній стороні яких перекочуються опорні котки з несучою системою машини. По мірі перекочування опорних котків задні ланки (траки) гусеничного ланцюга переходять на верхню вітку гусениці, а далі знову вступають у контакт з поверхнею опорної основи, що розташована під передньою частиною машини.

Недоліками гусеничних рушіїв є: швидке зношування деталей тертя (провушини, пальці); злам траків за умови нерівномірного навантаження; потрапляння камінців між гусеницями та котками.

Особливе місце у виконанні технологічних операцій гусеничними машинами відводиться забезпеченню прохідності, плавності ходу і поворотності. Аналіз напрямків вирішення цих завдань та усунення вищезначених недоліків дозволить обґрунтувати концепцію удосконалення конструкції гусеничних рушіїв.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботах А.С. Антонова, Е. Д. Львова, Д. К. Карельських, Н. А. Забавнікова, В.В. Гуськова, М. К. Кристі, В. Ф. Платонова, Аніловича В.Я., Водолажченко Ю.Т. [2-9] викладено основи теорії гусеничного рушія, висвітлено питання взаємодії рушія з ґрунтом. Теоретичні питання роботи гусеничного рушія, їхньої довговічності розглянуто в роботі В.Я. Аніловича [9]. Автором висвітлено динаміку взаємодії гусениць з напрямними і опорними котками, ведучим колесом.

У [9] автором доведено, що на сучасному етапі використання гусеничних машин у будівельних машинах, машинах для земляних робіт і сільськогосподарських машинах є переважним над використанням колісних.

Мета роботи. На основі аналізу відомих досліджень і новітніх конструктивних рішень встановити основні напрямки розвитку конструкцій гусеничних рушіїв.

Результати дослідження. Переміщення техніки під час виконання технологічних операцій призводить до зміни ґрунтового покриву. У більшості випадків ці зміни носять негативний характер: ущільнення, колієутворення, здирання верхнього родючого шару, зміна твердості ґрунту [1,2,3,4].

Конструкції експлуатованих тракторів розроблялися кілька десятиліть тому, коли визначальним фактором була прохідність.

На сьогоднішній день одним з найбільш значущих чинників при створенні техніки стає її екологічна сумісність з ґрунтами. Тому при проектуванні машин з гусеничним рушієм необхідно приймати науково-обґрунтовані технічні рішення, що забезпечують їх сумісність з лісовою середовищем. Розробка таких рішень має базуватися на математичному моделюванні, яке вже на стадії проектування дозволить розрахувати і оцінити наслідки застосування розроблюваної техніки. При цьому при розробці математичної моделі необхідно враховувати не тільки вплив технічних параметрів самого рушія, але фізико-механічні властивості ґрунту. Математичні моделі взаємодії гусениць з ґрунтом можуть бути розроблені лише на основі спрощених схем руху, що відображають принцип роботи гусеничних ходових систем, і подальшого їх уточнення з урахуванням особливостей протікання реальних процесів. Це в свою чергу залежить від конструкції рушіїв і умов роботи машин [5].

Однією з основних фаз процесу руйнування, що відбувається під час руху гусеничної системи, є ущільнення ґрунту. Розгляд взаємодії тракторів з переміщенням і процесів, що протікають в граничному діапазоні «рушій-ґрунт», дозволяє прийняти в якості базової формулу, яка застосовується для сільськогосподарських машин.

Щільність ґрунту ρ_1 в сліді рушія визначається за формулою:

$$\rho_1 = \rho_0 + \alpha \times U \quad (1)$$

де, α – коефіцієнт пропорційності, $\text{кг} / \text{м}^2 \times \text{Н}$; U – коефіцієнт, що характеризує ущільнюючий вплив ходової системи, $\text{м} \times \text{Па}$;

$$\alpha = \rho_0 \times (1 - \mu_0^2) / (E_0 \times H) \quad (2)$$

$$U = \omega \times b \times q_{maxv} \times (1 + \lambda lgN) \quad (3)$$

де ρ_0 – щільність ґрунту в центрі колії на контрольній ділянці, кг/м³; μ_0 – коефіцієнт Пуассона; E_0 – модуль загальної деформації ґрунту, МПа; ω – коефіцієнт, що залежить від розміру і форми опорної поверхні;

для гусеничного рушія:

$$\text{при } L/b < 7 \quad \omega = (0,92 + 0,3 \times \frac{L}{b})$$

$$\text{при } L/b > 7 \quad \omega = 2,15$$

(L – довжина опорної поверхні гусениці)

b – ширина рушія, м; q_{maxv} – максимальний тиск рушія при швидкості v , Н/м²; λ – коефіцієнт інтенсивності накопичення необоротної деформації ґрунту при повторних навантаженнях; lgN – десятковий логарифм числа проходів рушія по одному сліду.

Оскільки сільськогосподарські ґрунти за своїми властивостями на великих площах можуть різко відрізнятися один від одного. Тому запропонована залежність (1) вимагає перетворення з урахуванням цих особливостей.

Експериментально коефіцієнт λ для лісових ґрунтів визначити важко, тому в дослідженні можемо прийняти $\lambda = 1,0$ [5].

Встановлено, що більше половини машинного часу гусеничний трактор працює на 3 передачі. При цьому середня швидкість змінюється у вузькому діапазоні.

Тому в математичній моделі приймемо, що максимальний тиск рушія при швидкості v q_{maxv} , дорівнює максимальному тиску при швидкості рівній нулю q_{max0} .

$$q_{maxv} = q_{max0} \quad (4)$$

Максимальний тиск при швидкості рівній нулю визначається по формулою:

$$q_{max0} = \xi \times q_{ax0cp} \quad (5)$$

де, ξ – коефіцієнт нерівномірності розподілу тиску по довжині опорної поверхні; q_{cp} – середній питомий тиск, Н / м².

Коефіцієнт нерівномірності розподілу тиску по довжині опорної поверхні визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{a}{2} \times \sqrt{\frac{2 \times k \times b}{T}}$$

де, a – відстань між катками, м; k – коефіцієнт об'ємного зминання, Н/м³; b – ширина рушія, м; T – зусилля натяжна пружини, Н;

Формулу (1) для визначення щільності ґрунту в сліді рушія можна записати в розгорнутому вигляді:

$$\rho cl = \rho_0 + \frac{\rho_0 \times (1 - \mu^2)}{E_0 \times H} \times \omega \times p \times b \times (1 + \lambda \times lgN) \quad (7)$$

З механіки ґрунтів [6], відомо

$$s = \frac{\omega \times p \times b \times (1 - \mu^2)}{E_0} \quad (8)$$

Підставляючи (8) в (7) отримуємо наступну залежність:

$$\rho cl = \rho_0 + \frac{\rho_0 \times (1 + \lambda \times lgN)}{H} \times s \quad (9)$$

Для подальших розрахунків, необхідно розглянути які зміни відбуваються з ґрунтом при збільшенні зовнішнього тиску. Для цього скористаємося схемою (рис. 1) [7].

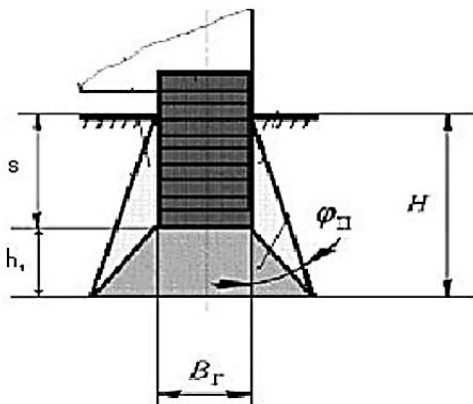


Рис. 1 – Розрахункова схема до визначення глибини поширення в ґрунті напруг, створюваних гусеницею трактора

Виділимо і розглянемо в шарі ґрунту призму, площа верхнього підстави якої, дорівнює площі опорної поверхні гусениці F_1 . Площа нижньої основи дорівнює F_2 , висота призми дорівнює H і дорівнює висоті поширення деформації в ґрунті під час руху гусеничного трактора.

Прийmemo, що площі підстав F_1 і F_2 розглянутої призми залишаються незмінними до і після взаємодії.

Розглядаючи, обсяг твердих частинок виділеної призми до прикладання навантаження до об'єму і після ущільнення під навантаженням, отримуємо формулу для визначення різниці висот

грунту до, і після ущільнення під навантаженням:

(10)

де, e_1 - початкова пористість ґрунту; e_2 - кінцева пористість ґрунту.

Остаточна формула для визначення щільності ґрунту в слід рушія має вигляд:

$$\rho cl = \rho_0 + \frac{\rho_0 \times (1 + \lambda \times l g N) \times \beta \times q_{max}}{E_0} \quad (11)$$

При цьому середній питомий тиск, який необхідно визначити при розрахунку максимального тиску при швидкості v , визначаємо за формулою (12), що дозволяє оцінювати вплив зміни розмірів рушія на середній питомий тиск, що створюється гусеничною машиною.

$$q^1 = q_0 \frac{1,5 + k_1 \times (n^2 - 1) + (m - 1) \times L_{on} \times \left(k_1 \times \frac{2 \times n^2}{z \times t} + k_2 \times \frac{R - 1}{R \times L_p} + k_3 \times \frac{1}{l_p} \right)}{m \times n} \quad (12)$$

де, q^1 – тиск, який чиниться на ґрунт трактором зі зміненими розмірами рушія, Н/м²; q_0 – середній питомий тиск на ґрунт, Н/м²; k_1 – відносна вага гусеничного ланцюга; n – відносна зміна ширини гусениць;

z – число зубів в одній гусениці до збільшення довжини опорної поверхні; t – крок ланки гусениці до збільшення довжини опорної поверхні, м; L_{on} – довжина опорної поверхні до подовження, м; k_2 – відносна вага підвіски; R – кількість опорних ковзанок рушія до і після збільшення опорної довжини гусениць; L_b – база трактора, м; k_3 – відносна вага рами трактора; l_p – довжина рами після подовження, м; m – відносна зміна опорної довжини гусениць;

Перевірка адекватності запропонованої моделі взаємодії гусеничного рушія з ґрунтом здійснювалася на основі даних.

Як показники впливу гусеничного рушія на ґрунти застосовуються щільність ґрунту в сліді рушія і глибина залишеної колії. Це обумовлено тим, що ці показники найбільш точно і адекватно описують наслідки даного взаємодії, а також можуть бути досить просто визначені за допомогою представленої математичної моделі і експериментально.

Висновки та перспективи подальших досліджень. За результатами проведеного дослідження можна зробити висновок, що розроблена математична модель може бути застосована для оцінки впливу гусеничного рушія машин на ґрунти.

Література

1. Макаров. В.С. Обзор существующих конструкций сочлененных гусеничных машинирекомендации по выбору их параметров / В.С. Макаров [и др.] // Труды НГТУ им Р.Е. Алексеева.2015. №2(109). С. 170–176.
2. Bekker,М.О. Relation ship bet wen sons and Vchicke S.A.E. Quarterly Frans actions, Vol.4. 1950. №3.
3. Забродский В.М., Ходовые системы тракторов [Текст]. /В.М. Забродский – М.: Агропромиздат, 1986.
4. Ксеневиц, Н.П. Ходовая система – почва – урожай [Текст] / Н.П. Ксеневиц, В.А. Скотников, М.И. Ляско,– М.: Агропромиздат, 1985. – 304с.
5. Танклевский, М.М. Проходимость машин [Текст]. /М.М. Танклевский - Киев, 1990, - 155с.
6. Скотников, В. А. Проходимость машин [Текст]. /В.А. Скотников – Минск: «Наука и техника», 1982. – 328с.
7. Танклевский, М.М. Энергоэффективные ходовые системы машин торфяного производства: дис. д-ра техн. наук. / М.М. Танклевский –Киев–Калинин, 1983. – 187 с.
8. Воронин, В.А. Основы теории тракторов, автомобилей и самоходных сельскохозяйственных машин [Текст]. /В.А. Воронин – Благовещенск, 1981. – 69с.
9. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов/ В.Я Анилович, Ю.Т. Водолажченко : Справочное пособие. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
10. Емельянов, А. М. Пути снижения техногенного воздействия гусеничных движителей уборочных машин на переувлажненные почвы: дис. д-ра техн. наук: 05.20.01 /А.М. Емельянов,– Благовещенск, 1997. – 250 с.
11. Злобин, Е. В. Исследование тягово-сцепных свойств движителя с резино-армированными гусеницами в условиях Дальнего Востока: дисс. анд. техн. наук: 05.20.01. /Е.В. Злобин – Благовещенск, 2006. – 134 с.
12. Лапик В.П. Исследование жесткости резиноармированной гусеничной ленты гусеничного движителя/ В.П. Лапик, И.П. Адылин//Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения. - Брянский государственный аграрный ун-т № 1(14). – 2015. – С. 87-93.
13. Ходовые системы сельскохозяйственных тракторов. М.: Тр. НПО НАТИ, 1991. 139с.

14. Канделя М. В. Система ходовая с резиноармированной гусеницей фрикционного зацепления/ М. В. Канделя, В. Л. Земляк, П.А. Шилько, В.А. Сенников//Вестник Приамурского государственного ун-та им. Шолом- Алейхма, №2 (19). – С. 1- 7.

15. Рябченко В.Н. Проблемы и перспективы совершенствования гусеничной ходовой системы бч мобильных уборочно-транспортных машин/ В.Н.Рябченко, М.В. Канделя, А.М. Емельянов. Электронный ресурс: <https://cyberleninka.ru>

УДК621.86

©В.З. Гудь, к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

МЕХАНІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ В БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ГВИНТОВИХ СИСТЕМАХ

Приведена конструкція гвинтового пересувного змішувача з механізмами регулювання кутів нахилу вертикальної вітки і переміщення змішувача в процесі експлуатації. Представлена методика вибору швидкісного режиму транспортування і конструктивно - технологічних і силових параметрів.

ГВИНТОВІ ПЕРЕСУВНІ ЗАВАНТАЖУВАЧІ, ГОРИЗОНТАЛНІ ТА ВЕРТИКАЛЬНІ ГВИНТОВІ ВІТКИ, МОБІЛЬНІСТЬ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ.

Постановка проблеми. В загальному комплексі технологічних процесів операцій завантаження і розвантаження гвинтових транспортно-технологічних систем транспортування сипких матеріалів відноситься до найбільш трудомістких і енергоємних процесів і за різними даними складають 1/3 всіх витрат цих операцій. Під транспортним процесом розуміють комплекс операцій, які є зв'язаними з виконанням перевезення вантажів, куди входить завантажувально-розвантажувальні операції і переміщення вантажів до пункту призначення. Із збільшенням інтенсивності виробництва об'єм транспортних і завантажувально-розвантажувальні операцій буде збільшуватися.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями продуктивності і визначення характеристик гвинтових завантажувачів і дослідження їх характеристик присвячені праці Миронока С.К. [1], Лудченко О.А. [2], Канарчука В.Е. [3], Батынцева І.І. [4], Діденко М.К. [5], Дьячкова В.К. [6], Иофинова С.А. [7], Корольова О.А. [8], Лясового Ю.І. [9], Руссіва Г.В. [10] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань удосконалення конструкцій гвинтових завантажувачів, розширення їх технологічних можливостей та інше потребують подальшого дослідження.

Мета дослідження – механізація процесів завантажувально-розвантажувальних операцій у багатофункціональних гвинтових системах.

Результати дослідження. Гвинтовий пересувний змішувач зображено на рис.1, який виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами - горизонтальним 4 і вертикальним 5 з приводами 6 з запобіжними муфтами. В лівому кінці горизонтального вала 7 виконано глухий отвір квадратної форми, який є у жорсткій взаємодії з правим кінцем гнучкого вала 8 квадратної форми по зовнішньому діаметру. Гнучкий квадратний вал 8 є у взаємодії з внутрішнім квадратним пазом 9 відкритої форми внутрішнього діаметра гнучкої гвинтової спіралі 10 з можливістю відносного осьового переміщення.

До кінця горизонтального циліндричного кожуха 2 жорстко приєднано гнучкий циліндричний кожух 11 для збільшення зони завантаження і покращення умов роботи завантажувача. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 11 жорстко встановлено захисний наконечник 12 циліндричної форми з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник виконано циліндричної форми з осьовими пазами 13, які розміщені рівномірно по зовнішній циліндричній поверхні шириною, більшою від максимальних розмірів зерен сипких матеріалів в 1,2...1,6 разів. Зверху до захисного наконечника 12 жорстко закріплена рукоятка 14 для зручності переустановки його з вибраної зони сипких матеріалів в інше місце.

Горизонтальний кожух 2 і вертикальний 3 з'єднані між собою відомою пересипною зоною 15 в яку встановлено нижній кінець вертикального гвинтового робочого органу 5. Пересипна зона 15 знизу закрита шибером 16 для очищення завантажувача після закінчення роботи. На виході вертикального кожуха 3 встановлено вивантажувальний лоток 17 відомої конструкції для

транспортування сипких матеріалів в ємність 18. Вертикальний кожух 3 жорстко встановлено в механізм регулювання кута його нахилу до горизонту 19.

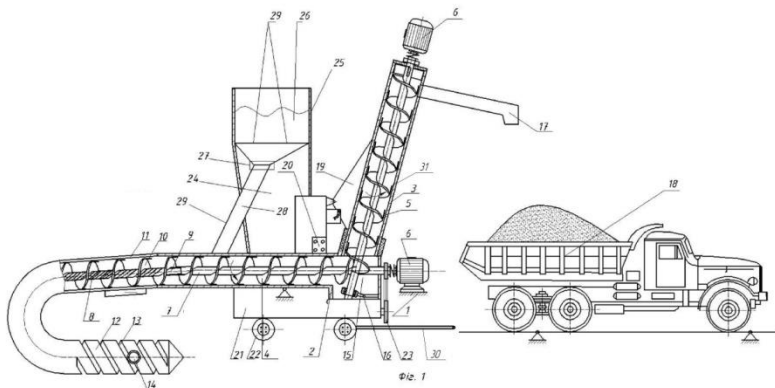


Рис. 1. – Гвинтовий пересувний змішувач Патент №99284

До рами 1 жорстко закріплено пульт керування 20, який може бути виконаний у вигляді підвісного пульта. Вал 5 вертикального робочого органу жорстко під'єднано зверху до електродвигуна 6.

Для мобільності виконання транспортних операцій в зоні вертикального робочого органу 5 гвинтовий пересувний завантажувач встановлено на рухому підставку 21 з опорними колесами 22 відомої конструкції і індивідуальним приводом 23 відомої конструкції, який закритий захисним щитком, який не показано на кресленні.

На рамі 1 і до рухомої підставки 21 механізму переміщення змішувача жорстко встановлена підставка 24 з бункером 25 з кормовими добавками 26 і механізмом регулювання 27 кількості подачі кормових добавок. На виході 20 бункера 25 жорстко приєднано прозорий циліндричний лоток 28, який другим кінцем жорстко з'єднаний з горизонтальним кожухом 4 в зоні початку жорсткого горизонтального робочого органу 4. Під бункером 25 і по довжині прозорого циліндричного лотка 28 встановлені електромагнітні вібратори 29, які сприяють інтенсивному переміщенню сипких кормових добавок. Використання пластмасового лотка, в якого коефіцієнт тертя є мінімальним, буде

сприяти стабілізації неперервної подачі кормових добавок в зону тертя.

Робота пересувного гвинтового змішувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 10 з гнучким кожухом 9 і наконечником 12 вводять в купу сипкого матеріалу, при цьому встановивши необхідні величини зазорів в пазах захисної насадки разом з рукояткою 14. Після цього вмикають привід за допомогою пульта керування 20. За допомогою гнучкої спіралі 10 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2, куди і подаються кормові добавки 26 по прозорому циліндричному лотку 28, і разом з зерном змішуються і далі подаються в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми, і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 5 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток 17 і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 18 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 14 переставляють в нове місце, або за допомогою рухомої підставки 21 переводять в інше місце відомим способом. В разі потреби при зволожених кормових добавках автоматично вмикаються електромагнітні вібратори 29, які з'єднані з пультом керування, які сприяють покращенню подачі кормових добавок в зону змішування.

Вихідними даними для проектування гвинтових транспортних пристроїв є продуктивність, яка залежить від кутової швидкості. Її вибір виробляють на початку проектування в залежності від виду конвеєра, характеру розташування траси, виходячи з умов не пошкоджуваності вантажу або мінімуму енергетичних витрат на переміщення. При транспортуванні в гвинтових пристроях вантажів, як правило, обмежують окружну швидкість $v_{ок}$ спіралі (для пшениці, наприклад, до 2,3 ... 4,2 м / с). Кутова швидкість обертання

$$\omega = 2v_{ок} / D . \quad (1)$$

Якщо врахувати, що продуктивність гвинтових конвеєрів залежно від діаметра шнека змінюється, то максимальна кутова швидкість обертання спіралі для конкретного вантажу

$$\omega = \sqrt{\psi \phi v_{ок}^3 k_T [2Q(1+T/T')]] = \sqrt{\psi \phi v_{ок}^3 k_{ck} / (2Q)} . \quad (2)$$

Коефіцієнт наповнення ϕ залежить від умов завантаження і реологічних властивостей ґрунту, а коефіцієнт швидкості $k_{ск}$ - від нахилу траси і швидкості обертання спіралі (при $T' \rightarrow \infty, k_{ск} \rightarrow k_T = T / D$).

Для тихохідних горизонтальних і низьконахилених транспортерів кутова швидкість обмежується умовою запобігання пересипання вантажу через витки. У разі швидкохідних гвинтових конвеєрів, в тому числі гнучких, мінімальне значення кутової швидкості спіралі з умови стійкості гвинтового переміщення вантажу визначається по залежності

$$\omega = k(4\pi^2 \rho_i^2 + T^2) \sqrt{2g / D / [T(T + 2\pi\mu \rho_i)]}, \quad (3)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від заповнення конвеєра, при $\phi = 0,3$ $k = 1$, при $0,4 \leq \phi \leq 0,7$ $k = 0,5 \dots 0,8$.

При цьому для круто нахилених конвеєрів ($\gamma = 70 \dots 90^\circ$), коли гвинтовий рух вантажу може відбуватися і без осьової транспортування, основною розрахунковою залежністю, поряд із забезпеченням заданої продуктивності.

Отримане значення кутової швидкості перевіряють на припустиму зміну коефіцієнта наповнення для довільного розташування траси гнучкого гвинтового конвеєра, який визначається коефіцієнтом зміни швидкості v , залежність якого від коефіцієнта швидкохідності $P = \omega^2 D / 2g$.

Висновки. Приведена конструкція гвинтового пересувного змішувача, яка захищена деклараційним патентом України №99284. Бюл.№10, 2015р.

Приведена методика вибору швидкісного режиму роботи і конструктивно-силових параметрів.

Література

1. Миронюк С.К. Исползованих транспорта в сельском хозяйстве. М.:Колос, 1982, 287ст.
2. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. К. Вища школа, 2007, с.420.
3. Канарчук В.Е., Лудченко О.А., Чуприниць А.Д. Експлуатаційна надійність автомобілів. 1,2,3 книжки. К.Вища школа, с.1500.

4. Батынцев И.И. Организация и механизация погрузочно-разгрузочных работ на автомобильном транспорте. М.Транспорт, 1974.
5. Діденко М.К. Експлуатація машинно-тракторного парка. Київ.:Вища школа, 1977.
6. Дьячков В.К. Машины непрерывного транспорта. М.: Машгиз, 1962.
7. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. Ленинград Колос, 1974.
8. Королев А.И. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей. М.Транспорт, 1964.
9. Лясовой Ю.И. и др.. Перевозки товаров народного потребления автомобильным транспортом. М.:Транспорт, 1977.
10. Руссів Г.В. Організація автомобільних перевезень. Київ. Вища школа, 1971.

УДК631.37

©В.З. Гудь к.т.н., Л.М. Слободян, О.П. Маруніч
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ

Приведені різні конструкції гвинтових завантажувачів сипких матеріалів і стендове оснащення для дослідження характеристик горизонтальної і вертикальної віток завантажувачів. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів гвинтових змішувачів і стендового оснащення для їх дослідження.

ГВИНТОВІ ЗАВАНТАЖУВАЧІ, ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ, ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. В загальному комплексі сільськогосподарських, харчовій і переробній промисловості та інших робіт, транспортні і завантажувально-розвантажувальні операції відносяться до числа найбільш трудоміких і енергоємких процесів і складають біля 1/3 всіх затрат праці на виробництва

сільськогосподарських культур, а транспортні розходи ц собівартості сільськогосподарської продукції складають 15...40% [1]. Біля 25% всього фонду зарплати в агропромисловому комплексі йде на оплату праці робітникам зайнятих на транспортних і завантажувально-розвантажувальних роботах. Зі збільшенням інтенсивності виробництва об'єм транспортних і завантажувально-розвантажувальних буде збільшуватися.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями продуктивності і визначення характеристик гвинтових завантажувачів і дослідження їх характеристик присвячені праці Миронюка С.К. [1], Лудченко О.А. [2], Канарчука В.Е. [3], Батынцева І.І. [4], Діденко М.К. [5], Дьячкова В.К. [6], Иофинова С.А. [7], Корольова О.А. [8], Лясового Ю.І. [9], Руссіва Г.В. [10] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань удосконалення конструкцій гвинтових завантажувачів, розширення їх технологічних можливостей та інше потребують подальшого дослідження.

Мета дослідження – розроблення технологічного оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів і технологічного оснащення для їх дослідження.

Результати дослідження. Гвинтовий завантажувач-змішувач з пересипом зображено на рис. 1 [12], виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5 з приводами 6 з запобіжними муфтами. При цьому горизонтальний кожух 2 встановлено під кутом 2-5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а нижній кінець вертикального кожуха 3 встановлено на віддалі діаметра гвинтового робочого органу.

До кінця горизонтального завантажувального робочого органу секції 4 жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль 7 з гнучким кожухом 8 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 8 жорстко встановлено циліндричний наконечник 9 з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу 10. Наконечник 9 забезпечує не попадання великих кусків в зону транспортування, які можуть спричинити його поломку і сприяє кращому просипанню сипких матеріалів в зону транспортування, який виконано у вигляді циліндричних елементів 11 віддалі між сусідніми секціями є більшою у 2-6 разів самих більших зернин транспортних матеріалів і які жорстко з'єднані з переднім 12 і заднім 13 корпусами наконечника 9.

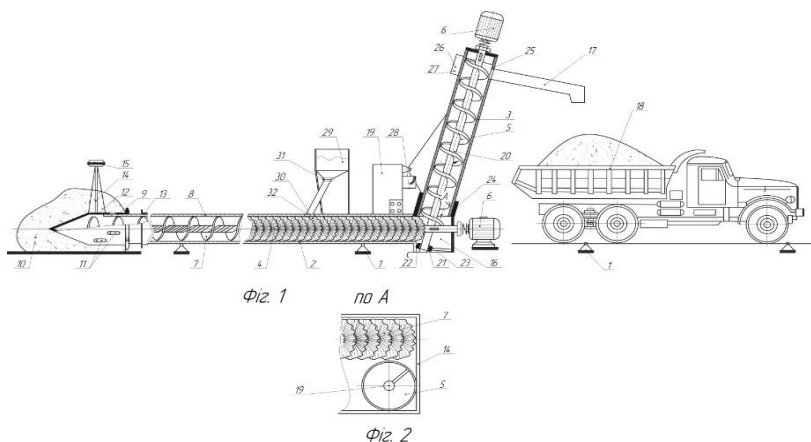


Рис.1 – Гвинтовий завантажувач-змішувач з пересипом

Наконечник 9 жорстко прикріплений до підтримуючої триопорної піраміди 14 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу вибрано певну кількість матеріалу. Зверху піраміди 14 жорстко встановлена рукоятка 15 для зручності їх переустановлення в процесі вибору матеріалу в інше місце.

Горизонтальний кожух 2 і вертикальний кожух 3 з'єднані між собою жолобом 16 і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипкого матеріалу циліндричної форми, в якій встановлено нижній кінець вертикального гвинтового робочого органу 5.

На виході вертикального кожуха 3 жорстко встановлено вивантажувальний лоток 17 для транспортування сипких матеріалів в смінь або кузов 18 машини. Вертикальний кожух 3 жорстко встановлено в механізм регулювання кута його нахилу до горизонту. До рами 1 жорстко закріплено пульт керування 19.

Вал 20 вертикального гвинтового робочого органу 5 знизу встановлено в упорний сферичний підшипник 21 з можливістю кругового провертання в корпусі 22, який по зовнішньому діаметру виконано циліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини кожуха 3. Зверху підшипник закритий ущільнюючим диском 23. Крім цього, вертикальний вивантажувальний лоток 17 є у взаємодії з зовнішнім

діаметром вертикального жолоба 3 в зоні вивантаження сипких матеріалів через гумову прокладку 24, яка створює відповідне гертя і сприяє жорсткому утримуванню вивантажувального лотка 17. У зоні вивантаження сипкого матеріалу у вертикальному жолобі 3 виконане відкрите прямокутне вікно 25 на половину зовнішнього діаметра. А сам вивантажувальний жолоб по зоні вивантажувального вікна 25 жорстко закріпленій хомутом 26 відомої конструкції стяжними болтами 27 з можливістю кругового провертання в межах відкритого прямокутного вікна. Вертикальна секція 3 жорстко закріплена до механізму нахилу 28 відомої конструкції.

Крім цього по середині довжини горизонтального гвинтового робочого органу 4 на рамі 1 жорстко встановлено бункер 29 сипких стимуляторів росту тварин чи рослин за яким на валу горизонтальної секції 4 жорстко встановлені гофровані гвинтові змішувальні елементи 30 зі змінним кроком їх збільшення в сторону руху змішувального матеріалу.

Крім цього знизу бункера 29 сипких стимуляторів росту жорстко встановлено вібратор 31 відомої конструкції, який включається в разі потреби. Знизу бункера 29 встановлено заслонка 32 для зміни подачі сипкого стимулюючого матеріалу.

Робота гвинтового завантажувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 7 з гнучким кожухом 8 з наконечником 9 вводять в купу сипкого матеріалу 10 разом з триопорною пірамідою 14. Після цього включають привід за допомогою пульта керування 19 і відкривають заслонку бункера сипких стимуляторів. За допомогою гнучкої спіралі 7 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2і змішується і поступає в зону 20 вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 5 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток 17 і в емність для збору матеріалу (кузов машини) 18 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 15 переставляють в нове місце.

Запропонована конструкція гвинтового завантажувача-змішувача може мати широке використання для змішування зерна, як для посіву так і для годування тварин.

До переваг завантажувального гвинтового конвеєра належить розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці і покращення якості процесу змішування.

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку зображено на рис.2 [13], який виконано у вигляді рами 1, циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу 2 з центральним валом 3 і вертикального жолоба 4 з вертикальним гвинтовим робочим органом 5. Жолоб циліндричний горизонтальний гвинтового робочого органу 2 жорстко встановлено на підставку 6 на раму 1. Внизу вертикальний жолоб 4 виконано перпендикулярно до його осі поворотний патрубок 7, який відомим способом здійснює кут повороту вертикального жолоба 4.

Зверху на вході циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу 2 жорстко встановлено бункер 8 з сипким матеріалом 9.

Стенд оснащений приводом 10 з подачею обертів на циліндричний горизонтальний гвинтовий робочий орган 2 і вертикальний гвинтовий робочий орган 5 через пасові передачі 11 і 12 і на додатковий Т-подібний редуктор 13 передачі. При цьому продуктивність вертикального гвинтового робочого органу 5 повинна бути не менша продуктивності циліндричного горизонтального робочого органу 2, щоб не було заклинювання технологічного процесу. Зверху вертикального жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14 з лотком під яким встановлено ємкість 15 для збору сипкого матеріалу з вертикальної секції. Крім цього внизу в кінці циліндричного горизонтального робочого органу 2 виконано вихідне вікно 16 з шибером для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємкість 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція.

Крім цього кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно збільшені в напрямку виходу матеріалу із нього.

Крім цього стенд оснащений контрольними пристроями Altivar 18 і персональним комп'ютером 19 для заміру силових, кінематичних і технологічних параметрів.

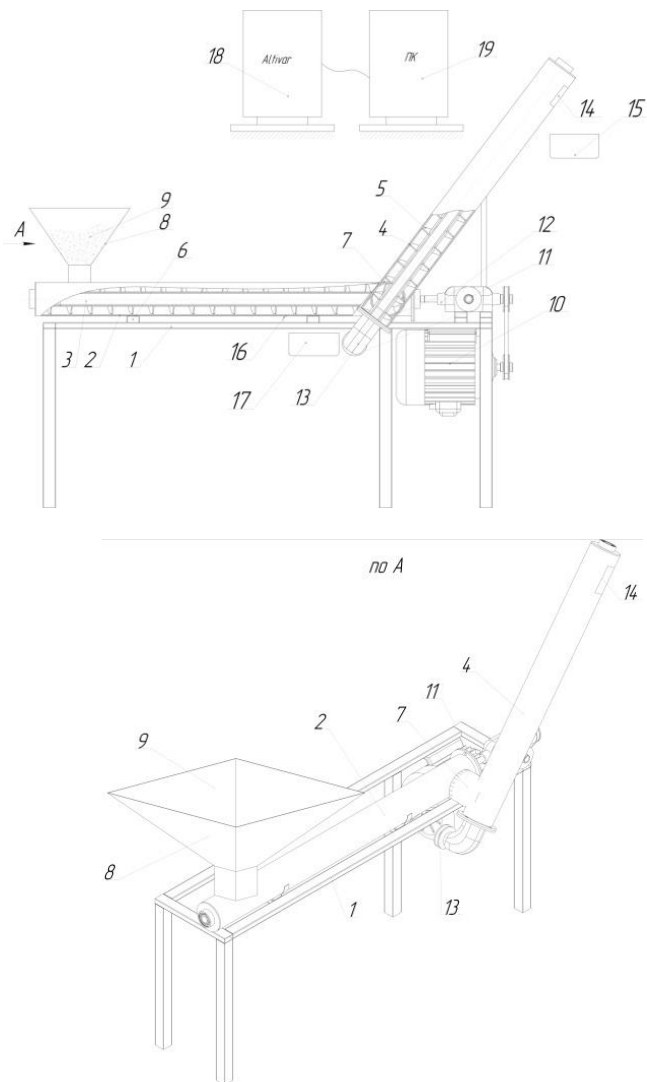


Рис.2 – Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку

Робота стенду для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку здійснюється наступним чином. Для дослідження продуктивності горизонтальної

секції відкривають шибер під емкістю 17, фіксують час і визначають продуктивність. Для встановлення продуктивності горизонтальної і вертикальної секцій, шибер на горизонтальній секції закривають і весь сипкий матеріал транспортується через вікно 14 в емкість 15, який зважують і проводять аналіз.

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів зображено на рис.3 [14], який виконано у вигляді рами 1, на яку встановлено завантажувальний горизонтальний кожух 2 з гвинтовим робочим органом 3, вертикальним кожухом 4, вертикальним гвинтовим робочим органом 5. Горизонтальний кожух 2 встановлено на рамі 1 на підставці 6 для сприяння процесу перевантаження сипкого матеріалу з горизонтального кожуха 2 до вертикальної секції 4.

Горизонтальна секція 2 через гвинтовий робочий орган 3 під'єднаний до приводу 7, оснащений гнучкою спіраллю 8 з конічним наконечником 9, який вводиться у купу сипкого матеріалу 10.

Вертикальний кожух встановлено під кутом до горизонту за допомогою механізму регулювання кута нахилу відомої конструкції 11, а в зоні вивантаження вертикальної секції встановлено вивантажувальний лоток 12 відомої конструкції для транспортування сипкого матеріалу в емкість 13.

Крім цього, в кінці вивантажувальної секції встановлено вивантажувальне вікно 15 з заслінкою для замірів потоку, а вихід сипкого матеріалу заміряємо при вивантаженні матеріалу з лотка 15.

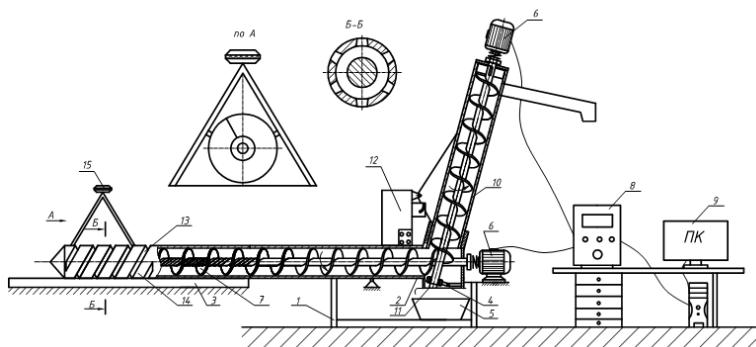


Рис.3 – Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів

До стенда під'єднані прилади для заміру потужності Altivar 16 і персональний комп'ютер 17.

Робота стенда для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів здійснюється наступним чином. Провівши цикл підготовчих операцій, включають стенд з пульта керування. При цьому закривають заслінку 14 для того, щоб встановити стабільний технологічний процес роботи стенда, і після чого засікають час і здійснюють процес подачі сипкого матеріалу в зону вивантаження через вивантажувальний лоток 12 в ємкість 13. Це перша серія експериментів роботи стенда, де за допомогою Altivara 16 і персонального комп'ютера 17 визначають його продуктивність і затрати потужності.

При другій серії дослідів закривають заслінку 14, включають стенд і доводять його роботу до стабільного. Після чого засікають час і відкривають заслінку, щоб сипкий матеріал надходив в ємкість 15 протягом 5 чи 10 хв. Її заміряють і заміряють потужність приводу і роботу всього стенда. Після чого встановлюють характеристику стенда.

В разі потреби, коли сипкий матеріал вибрали з купи 10 наконечником 9 переставляють в друге місце. Слід відмітити те, що запропонований стенд можна використовувати як завантажувач, і при цьому необхідно закрити заслінку 14.

До переваг стенда належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

В результаті досліджень встановлено критичну частоту

$$v_{кр} = \rho R n_{кр} / 30, \quad (1)$$

та обертання спіралі, яка рівна

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi R} \sqrt{\frac{gR}{f_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho_c)}. \quad (2)$$

Для теоретичного дослідження впливу таких параметрів як радіус спіралі R , кут її підйому β , коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача f_p на частоту обертання спіралі було проведено розрахунок, на основі яких побудовані графічні залежності (рис.4).

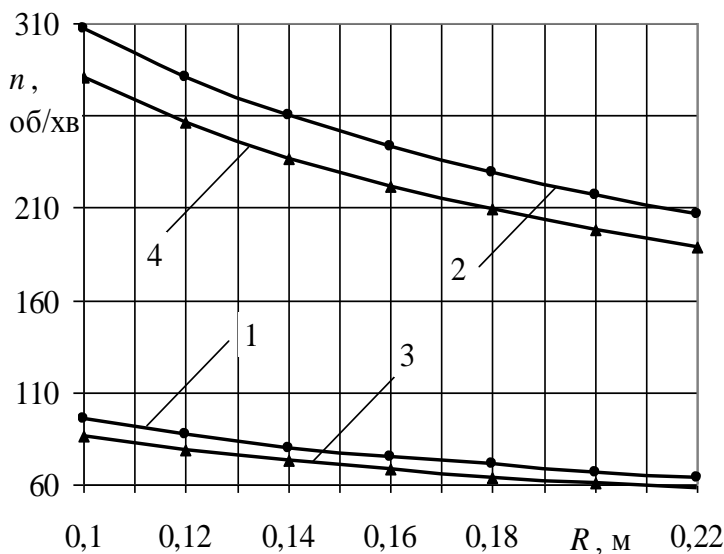


Рис.4 – Залежність зміни частоти обертання спіралі завантажувача від її радіуса $n = f(R)$ при різних значеннях кута її підйому та коефіцієнта тертя матеріалу до стінок рукава:
 1 – ($\beta = 16^\circ, f_p = 0,15$); 2 – ($\beta = 20^\circ, f_p = 0,15$);
 3 – ($\beta = 16^\circ, f_p = 0,18$); 4 – ($\beta = 20^\circ, f_p = 0,18$).

Крутний момент на шнекові визначають за виразом [7]:

$$M = N_1 \cdot R(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 R f_2. \quad (3)$$

де M – крутний момент, Н·м;

N_1, N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, Н;

f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;

f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха;

R – радіус спіралі.

Собівартість перевезення являється основним спільним показником роботи транспортних засобів сільськогосподарських підприємств [1].

Собівартість перевезення (грн./т, грн./т·км) може бути розрахована на 1т·км виконаної роботи чи 1т перевезеного вантажу:

$$S_T = \frac{v_e C_{пер} + C_{нос}}{W_T};$$
$$S_{Т.КМ} = \frac{v_e C_{пер} + C_{нос}}{W_{КМ}},$$

де v_e - експлуатаційна швидкість, км/год.;

$C_{пер}$ - перемінні витрати, грн./км;

$C_{нос}$ - постійні витрати, грн./год.;

W_T - продуктивність, т/год.;

$W_{КМ}$ - продуктивність т·км/год.

При аналізі планових завдань і звітних даних собівартості перевезень визначають на 1 т·км виконаної роботи.

Висновки. Приведено конструкції 3^х патентів на корисні моделі, які захищені деклараційними патентами України. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів, а також собівартість перевезення товарів автомобільним транспортом.

Література

1. Миронюк С.К. Использование транспорта в сельском хозяйстве. М. 1982, с.287.
2. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. К. Вища школа, 2007, с.420.
3. Канарчук В.Е., Лудченко О.А., Чупринець А.Д. Експлуатаційна надійність автомобілів. 1,2,3 книжки. К.Вища школа, с.1500.
4. Батынцев И.И. Организация и механизация погруз очно-разгрузочных работ на автомобильном транспорте. М.Транспорт, 1974.
5. Діденко М.К. Експлуатація машинно-тракторного парка. Київ.:Вища школа, 1977.
6. Дьячков В.К. Машины непрерывного транспорта. М.: Машгиз, 1962.
7. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. Ленинград Колос, 1974.
8. Королев А.И. Основы эксплуатаций и ремонта автомобилей. М.Транспорт, 1964.
9. Лясовой Ю.И. и др.. Перевозки товаров народного потребления автомобильным транспортом. М.:Транспорт, 1977.

10. Руссів Г.В. Організація автомобільних перевезень. Київ. Вища школа, 1971.

11. Патент №128417 Україна «Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом» Ляшук О.Л. та інші. зБюл.№17, 2018р.

12. Патент №125652 Україна «Гвинтовий завантажувач-змішувач» Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Клендій В.М., Маруніч О.П. Бюл.№10, 2018р.

13. Позитивне рішення УкрПатенту по заявці №201803752 від 09.07.2018 «Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку» Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Клендій В.М., Маруніч О.П.

14. Патент №124006 Україна «Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів» Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Клендій В.М., Маруніч О.П. Бюл.№5, 2018р.

УДК 631.929

© В.М.Ляшук, В.Ф.Дідух, д.т.н., М.М.Поліщук, к.т.н.,
А.В.Хомич, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ОЗЕРНИХ САПРОПЕЛІВ ПРИ ВИРОЩУВАННІ КАРТОПЛІ

У статті звернено увагу на зниження родючості ґрунтів при застосуванні сучасних технологій у виробництві сільськогосподарської продукції та представленні результати досліджень використання озерних сапропелів при вирощуванні картоплі на дерново-підзолистих ґрунтах з врахуванням рекомендованих сівозмін. Запропоновано нову технологію садіння картоплі з локальним внесенням органічних добрив.

Постановка проблеми. Дослідженнями доведено, що якісне використання родючості ґрунтів дозволяє збільшувати врожай сільськогосподарських культур на 20-50 відсотків. При цьому важливо враховувати п'ять відомих, визначених агрономічною наукою основних факторів, які у більшій мірі впливають на ріст та розвиток рослин: тепло, волога, використання

районованих сортів, наявність елементів живлення та проведення заходів із захисту рослин від хвороб і шкідників [1].

Перехід виробництва на приватну власність у 90-х роках призвело до появи майже 80% дрібногосподарських селянських господарств, особливо на Західних територіях держави. Як показав час, таке реформування сприяло втраті земель, які успішно використовувались у сівознах навіть на таких, з низькою родючістю, як дерново-підзолисті ґрунти. За відомими даними – це втрата 0,1-0,2% щорічно родючих земель через не оброблюваність окремих пайових ділянок, пришвидшення ерозійних процесів, залісненням. За останні три десятиріччя на Україні виведено з обігу 2,6 млн. га с.-г. угідь, в т.ч. 1,6 млн. га ріллі.

З іншої сторони, світові тенденції вказують на інтенсивність використання мінеральних добрив. Лідерами є Великобританія, В'єтнам, Китай, Німеччина, де на один гектар посівів вноситься від 285 до 230 кг діючої речовини. Не є виключенням і Україна. Агрохолдінгові компанії щедро «удобрюють» мінеральними добривами українські чорноземи при вирощуванні монокультур зернової групи [3]. Відсутність контролю за зниженням родючості ґрунтів призвело до значної втрати чорноземів Україною у світовому балансі від 33 до 25 відсотків.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Особливість ведення сільськогосподарського виробництва пов'язано як з природно-кліматичними [1, 2], так і регіональними умовами. Науково доведено, що впливати на родючість ґрунтів можна вмілим поєднанням галузей рослинництва та тваринництва 50х50 [3, 5]. Дисбаланс 70х30, який стався на сьогодні між вказаними галузями, призвів до різкого зменшення внесення органічних добрив при вирощуванні сільськогосподарських культур [8]. В результаті чого на окремих територіях зникли цілі галузі, які були визначальними для економіки регіонів. До таких слід віднести, наприклад, галузь льонарства.

Родючість і продуктивність ґрунту залежить від вмісту в ньому гумусу, а також прийнятої системи удобрення. Для ефективного росту і розвитку рослинам необхідні живильні речовини у вигляді різних сполук калію, фосфору, азоту, кальцію, заліза, магнію та ін. Найбільше таких речовин знаходиться в органічних добривах, але вони втрачаються у випадку поверхневого внесення та несвоєчасного заробляння їх в ґрунт. Тому сучасні методи удобрення пов'язані з виробництвом і внесенням комплексних органо-мінеральних добрив[8].

Основою для їх виготовлення мають стати місцеві сировинні ресурси: жовнові фосфорити, озерні сапропелі, торф, органічні відходи господарської діяльності, в тому числі при виробництві та переробці сільськогосподарської сировини.

Мета дослідження. Встановити вплив озерного сапропелю на ефективність вирощування картоплі за встановленою сівозміною на дерново-підзолистих ґрунтах і запропонувати технологію внесення добрив для формування зони живлення бульб.

Результати дослідження. Загальне збільшення врожаю до 50% від його обсягу на ґрунтах із низькою родючістю забезпечується добривами. У зв'язку з високою вартістю мінеральних та органічних добрив їх застосування стає нерентабельним і тому вносять лише мінеральні. Внесення органічних знизлося в десятки разів [6]. Зміна кліматичних умов в останні роки призвело до складного вологісного режиму у період від вегетації до дозрівання рослин. А неправильне розташування добрив у ґрунті не сприяє їх максимальному засвоєнню рослинами і матеріальні витрати найчастіше перевищують отриманий ефект від отриманого врожаю.

Проведені дослідження з використання озерних сапропелів у якості органічних та органічної складової органо-мінеральних добрив [7], вказують на їх значний ефект та вимагають освоєння нових технологій у сільськогосподарському виробництві, створення нових технічних засобів для їх локального внесення.

Для визначення впливу сапропелю на врожайність картоплі у перший рік необхідно формувати відповідні агрофони, які у нашому випадку мали наступний вид:

- I агрофон – внесення сапропелю в кількості 100 т/га;
- II агрофон – внесення гною в кількості 100 т/га;
- III агрофон – внесення мінеральних добрив (N100P100K100);
- IV агрофон – контроль без добрив;
- V агрофон – сівба по 100 % сапропелю (локально).

Значні норми внесення озерного сапропелю обумовлювались надзвичайно низькою родючістю дерново – підзолистих ґрунтів, на спеціальних ділянках, які тривалий час не оброблялись.

Під час вегетації рослин було проведено три контрольні вимірювання росту рослин на всіх агрофонах та додатково проводилась фото фіксація (рис.1). Після дозрівання сільськогосподарських культур за стандартною методикою проводили збір врожаю.



Рисунок 1 – Формування агрофону: а) поверхнєве внесення; в) локальне внесення озерних сапропелів

В наступному році на тих самих ділянках було закладено наступні дві індивідуальні ділянки на шести різних агрофонах:

- I агрофон – з внесенням гною 40 т/га;
- II агрофон – контроль без добрив;
- III агрофон – з внесенням сапропелю 40 т/га;
- IV агрофон – з внесенням сапропелю 60 т/га;
- V агрофон – з внесенням сапропелю 80 т/га;
- VI агрофон – з внесенням мінеральних добрив (N70P46K22), NPK вирівнювали по третьому агрофоні – сапропель 40 т/га.

Окремі ділянки були розбиті на 18 рівних частин, щоб кожен ряд містив шість різних агрофонів в трьох повторностях. На першій ділянці було висаджене елітне насіння картоплі сорту «Беллароса». Приріст картоплі на дерново-підзолистих ґрунтах склав 25...30% (табл. 1), що є важливим фактором при її вирощуванні.

Таблиця 1 – Результати впливу сапропелю на врожайність картоплі

№ п.п.	Культура	Врожайність картоплі ц/га на агрофоні					NPK
		Гній 40 т/га	Контроль без добрив	Сапропель 40 т/га	Сапропель 60 т/га	Сапропель 80 т/га	
1	Картопля (I повторність)	350	210	300	330	350	330
2	Картопля (II повторність)	360	200	295	325	350	330
3	Картопля (III повторність)	350	200	298	330	350	323

В останній рік на одній з ділянок, на шести агрофонах для трьох варіантів висаджували картоплю сорту «Беллароса». Аналогічно, як у минулі роки при проведенні дослідів, кожні дві неділі проводились заміри росту стебел рослин і на всіх ділянках з різними агрофонами проводилась фотофіксація (рис. 2).



а)



в)

Рисунок 2 - Врожайність картоплі на дерново-підзолистому ґрунті у встановленій сівозміні та післядії сапропелю у третій рік:

а) контроль вегетації; в) врожай на дослідній ділянці

В цілому рік досліджень був сприятливий для вирощування сільськогосподарських культур з врахуванням погодних умов, особливо для картоплі (табл. 2).

Таблиця 2 - Вплив сапропелю на врожайність картоплі

№ п.п	Культура	Врожайність ц/га на агрофоні					
		Гній 40 т/га	Контроль без добрив	Сапро- пель 40 т/га	Сапро- пель 60 т/га	Сапро- пель 80 т/га	NPK
1	Картопля (I повторність)	380	235	320	350	370	350
2	Картопля (II повторність)	370	225	305	355	372	355
3	Картопля (III повторність)	385	210	308	350	370	353

Порівняльні дані таблиць 1 та 2 встановлення впливу озерних сапропелів на ефективність вирощування картоплі вказують на позитивну їх післядію. Так для кожного із варіантів: 40 т/га, 60 т/га, 80 т/га приріст врожаю становив не менше 20 т/га. Причому збільшення його норми внесення вдвічі дає приріст до 50 т/га.

Забезпечення максимальної механізації процесу садіння картоплі залежить від використання значної кількості машин для створення відповідних умов при отриманні високих врожаїв картоплі. Такі умови вимагають рихлого пухкого ґрунту з відповідними комплексами поживних речовин, бажано, на основі органічних добрив. Тому, на сьогодні в Україні використовують застарілі технології внесення органічних добрив з нормою у 40-60 т/га, коли їх вносять поверхнево та заорюють в осінній період. Перед посадкою ґрунт рихлять, а з посадкою вносять комплексні мінеральні добрива. Забезпечують посадку картоплі чотирьох рядними або дворядними картоплесаджалками.

Відсутність традиційних органічних добрив у вигляді підстилкового гною, вимагає пошуку технологій їх виробництва та внесення. Передові країни світу проводять інтенсивні дослідження у цьому напрямку, про що свідчить показове поверхнєве внесення гранульованих органічних добрив засобами фірми AMAZONE на виставці у м. Познань (вересень 2018р.). Проведенні лабораторні дослідження зі створення нового садильного апарату у НДІ кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення АПК дозволили запропонувати нову конструктивно - компоувальну схему картоплесаджалки, яка забезпечує локальне (під кожну насінину) внесення підготовлених органічних(органо-мінеральних) добрив.

Загальний вигляд і основні конструктивні особливості такої картоплексаджалки показано на рис. 3. Основними складовими частинами є бункер картоплі 2, садильний апарат 7 з приводом 8, бункер мінеральних добрив з дозуючим пристроєм і приводом. Для одночасного внесення органічних добрив необхідно додатковий бункер 3, який служить для розміщення підготовленого (відсепарованого, подрібненого) матеріалу, з якого будуть формуватися зони живлення бульб та має бути передбачений дозуюче - подавальний механізм 5. Основною складовою частиною картоплексаджалки є гравітаційні пристрої подачі картоплі 7 (садильні апарати), які забезпечують точність вкладання картоплі у зону живлення.

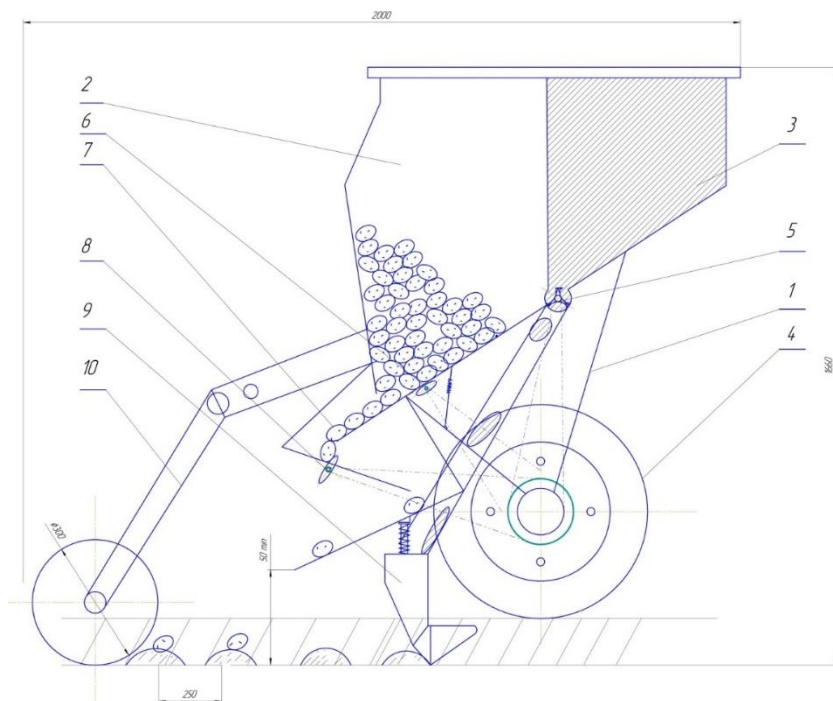


Рисунок 3 – Конструктивно-компонувальна схема картоплексаджалки: 1 – рама; 2 – бункер картоплі; 3 – бункер органічних добрив; 4 – опорно – ходове колесо; 5 – дозатор органічних добрив; 6 – ворушилка картоплі; 7 – гравітаційний пристрій подачі картоплі; 8 – відсікач бульб; 9 – сошник; 10 – дисковий загортач

Особливістю садильного апарату, який пропонується у машині, є використання сили гравітації для переміщення бульб від бункера до поверхні ґрунту. Для цього передбачено пасивні лотки, які обумовлюють будову гравітаційних пристроїв подачі картоплі 7 з відсікачами бульб 8 у нижній частині бункера.

Картоплесаджалка дозволяє сформувати полоси у ґрунті, вкладати порціями під кожну картоплину підготовлені органічні добрива. Під органічні добрива вносити NPK. На сформовані місця живлення падає під дією сил гравітації окрема насінина, яка загортається пухким ґрунтом дисковим загортачем 10.

З врахуванням особливостей бульб картоплі, як об'єкта переміщення матеріалу по поверхням бункера (наявність відхилення від кулястості, високе самосортування, нерівномірність розмірів садильного матеріалу і, як наслідок, ускладнене переміщення його ланцюгово-ложковим апаратом), а також зважаючи на недоліки існуючих типів садильних апаратів, що застосовуються у відомих картоплесаджалках, застосування сил гравітації підвищить точність вкладання насіннєвих бульб у сформовані зони живлення.

Робочий процес картоплесадильної машини можна поділити на такі основні етапи: створення рівномірного потоку бульб і подавання їх до сошника, підготовка сошниками борозенок, подача органічних і мінеральних добрив, укладання бульб і загортання їх ґрунтом. Вихідними даними для технологічного розрахунку робочого процесу картоплесаджалки, як і для сівалок точного висіву, є загальна кількість бульб Q_6 шт/га, крок садіння l_c м, та ширина міжрядь b , м.

Якщо відомі частота обертання опорного колеса n_k , хв^{-1} , передатне число i до відсікача з кількістю необхідних дій Z_B то можна визначити швидкість руху садильного агрегату V_a :

$$V_a = \frac{600 \cdot n_k \cdot i \cdot Z_B}{Q_6 \cdot b}, \quad (1)$$

Загальну кількість картоплин Q_6 на 1 га визначають за формулою:

$$Q_6 = \frac{10^4 \cdot Z_B}{b \cdot l_c}, \quad (2)$$

Згідно з формули крок садіння l_c визначають за формулою:

$$l_c = \frac{50 \cdot V_a}{3 \cdot n_k \cdot i \cdot Z_b} \quad (3)$$

Проте максимальна швидкість садильного агрегату пов'язана з частотою винесення бульб за межі бункера. Досвід показує, що при частоті винесення Q_{6max} більше ніж сім бульб за 1 с миттєво збільшуються пропуски. За цим параметром підраховують максимально допустиму швидкість $V_{a max}$ агрегату, км/год:

$$V_{a max} = \frac{Q_{6max} \cdot l_c}{Z_c}, \quad (4)$$

де Z_c — кількість бульб у гнізді.

Якщо відома середня маса однієї бульби m_6 , г, то, користуючись формулою (4), можна підрахувати витрати посадкового матеріалу Q кг/га:

$$Q = \frac{0,6 \cdot n_k \cdot i \cdot Z_c \cdot m_6}{b \cdot V_a}, \quad (5)$$

Таким чином, для забезпечення точності вкладання бульб необхідно механізм, що врахує поступальну швидкість садильного агрегату. Серед відомих передач, ланцюгова дає найбільшу точність, якщо джерелом енергії для механізму є опорні – привідні колеса. Конструкція пристрою подачі картоплі з використанням сил гравітації передбачає механізм 5, пов'язаний з ланцюговим приводом, який відсікає по одній картоплині від загального потоку.

Висновки. Отримані результати проведених трирічних дослідів вказують на перспективність застосування запропонованої технології використання озерних сапропелів при вирощуванні картоплі на дерново-підзолистих ґрунтах після створення відповідного агрофону. За відсутності підстилкового гною та зростання собівартості вироблених органічних добрив необхідно зменшувати норму їх внесення шляхом локалізації.

Запропонована конструктивно-компонувальна схема картоплесаджалки передбачає застосування гравітаційного пристрою подачі насіння у підготовлену зону живлення. При цьому точність посадки картоплі забезпечує механічний пристрій відсікання бульб з ланцюговим приводом від опорного колеса, що дозволяє проводити розрахунок технологічного процесу садіння картоплі за стандартною методикою.

Література

1. Дутченко І.В., Шевчук М.Й. Технологія вирощування екологічно чистих видів рослинної продукції з основами землеробства. – Луцьк: Настир'я, 1995 р., 258 с.
2. Операційна технологія виробництва картоплі / В.І.Дзюба, В.Г.Батюта, В.С.Куценко та ін.; За ред. В.І.Дзюби, В.Г.Батюти. - К.: Урожай, 1987. - 200 с., іл.
3. Бомба М.Я. Проблеми родючості ґрунтів: стан і перспективи відновлення у ХХІ столітті/ Сільський господар. – 2001. - № 9-10. – С. 20-23.
4. Кононученко В.Н. Картоплярство України: Стан та проблеми використання // Пропозиція.— 2000.— № 1. С 36-37.
5. Гончар М.Т. Экологические проблемы сельскохозяйственного производства. – Львов. – 1986р., 243 с.
6. Статистичний щорічник. « Волинь – 2011». – Луцьк, 2012 р., 560 с.
7. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину. Зб. статей, виступів та коментаріїв (1997 – 2008рр.). Кіровоград, 2009 р., 160 с.
8. Запєвалов М.В. Технологии и средства превентивных процессов по уходу за сельскохозяйственными культурами. FUNDAMENTAL RESEARCH № 12, 2011. 326 – 331с.
9. Патент №125737 Україна МПК А01С 3/06, А01С 7/06, А01С 15/00. Машина для садіння картоплі з локальним внесенням добрив / В.Ф. Дідух, М.М. Поліщук, В.В. Сацюк, В.Й. Попко (Україна). – №u201712124; Заявл. 08.12.2017; Опубл. 25.05.2018. Бюл. №10.
10. Дідух В.Ф., Тарасюк В.В., Ляшук В.М. Дослідження технології садіння картоплі. Зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини», вип. 36, Луцьк 2017, – с. 28-35.
11. Дідух В.Ф., Поліщук М.М., Тарасюк В.В. Дослідження технології локального внесення ТОД під час садіння картоплі. Зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини», вип. 34, Луцьк 2016, – с. 30-38.
12. Машина для локального внесення твердих органічних добрив з одночасною посадкою картоплі. Дідух В.Ф., Поліщук М.М., Сацюк В.В., Бабарика С.Ф. Патент на КМ 84229, опубл. 10.10.2013 р., МПК А 01 С 9/00.
13. Машинвикористання в землеробстві / В.Ю.Ільченко, Ю.П.Нагірний, П.А.Джолос та ін.; За ред. В.Ю.Ільченка. - К.: Урожай, 1996. – 384 с.

14. Шпаар Д., Быкин А., Дрегер Д. и др. Картофель / Под редакцией Д.Шпаара. – Мн.: ЧУП «Орех», 2004, 465 с.

15. Дідух В.Ф. Дослідження технології локального внесення твердих органічних добрив під час садіння картоплі. /В.Ф. Дідух, М.М. Поліщук, В.В. Тарасюк // Сільськогосподарські машини:-Зб. Наук. ст. – вип. 34. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2016.-С. 30-38

16. Кірчук Р.В., Поліщук М.М., Забродоцька Л.Ю., Хомич С.М., Хвесик В.О. Дослідження геометричних параметрів профілю скребка транспортера // Сільськогосподарські машини:-Зб. Наук. ст. – вип. 36. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2017.-С. 67-77.

УДК 631.365.22

© С.Г. Панасюк, к.т.н., С.Є. Голячук, к.с.-г.н., О. Мазур
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕТИКИ КОМБІНОВАНОГО СУШІННЯ КІСТОЧКОВИХ ПЛОДІВ

У статті приведено результати дослідження кінетики комбінованого сушіння плодів слив та персиків та впливу НВЧ-нагрівання на інтенсивність випаровування вологи.

СУШІННЯ, СУШИЛЬНИЙ АГЕНТ, ТЕМПЕРАТУРА, КРИВА СУШІННЯ, ШВИДКІСТЬ СУШІННЯ.

Постановка проблеми. Особливістю кісточкових плодів є високий вміст води, що обумовлює у них наявність ніжною, соковитою м'якоти. Тому термін їх зберігання у свіжому вигляді нетривалий і виникає складність у транспортуванні.

Сушіння було і залишається одним із найпоширеніших способів консервування плодів та овочів, що дозволяє отримати готову продукцію високої якості із збереженими поживними властивостями. Сухі плоди мають тривалий термін зберігання за певних умов, потребують менших витрат на пакування, тару і складські приміщення, зручні в транспортуванні.

Існує багато способів сушіння, найпоширенішим з яких є конвективний, під час якого відбувається випаровування вологи з матеріалу за рахунок передачі йому теплової енергії від сушильного агента. Однак при такому сушінні волога випаровується з поверхні продукту і можливе утворення плівки, що негативно впливатиме на його відновлення. Через високу температуру і тривалість сушіння кісточкових плодів відбувається окислення, втрата вітамінів і інших

біологічно активних речовин у сухому продукті. При контактному сушінні перенесення тепла до матеріалу здійснюється від нагрітої поверхні. Контактні сушарки, що застосовуються для сушіння кісточкових плодів характеризуються високою метало- та енергомісткістю. Сублімаційне сушіння засноване на видаленні вологи із замороженого продукту в умовах глибокого вакууму. Такий спосіб дозволяє отримати продукцію високої якості, але є складним з технічної точки зору, бо вимагає поєднання техніки, що створює глибокий вакуум, і криогенних технологій. Плоди часто сушать з використанням сонячної енергії. Проте такий спосіб має багато недоліків, таких як повільність процесу, виникнення ризику забруднення продукції, невизначеність погоди, і використання ручної праці. Перспективними є способи сушіння з використанням мікрохвиль та інфрачервоних променів, які дозволяють скоротити тривалість процесу отримання сушеної продукції.

Сушіння – енергоємний процес, тому актуальним завданням є пошук можливих технічних рішень зменшення енергомісткості технологічного процесу та його інтенсифікації шляхом поєднання відомих способів сушіння.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вирішенням задачі інтенсифікації сушіння рослинної сировини займалися багато науковців [1-3]. Зокрема було узагальнено закономірності кінетики сушіння плодовоовочевої сировини, розроблено ступінчасті режими її зневоднення з метою інтенсифікації процесу [2]. Проведено моделювання процесу сушіння вологих матеріалів рослинного походження під впливом мікрохвильового електромагнітного поля [3].

Сушіння плодів і овочів є тривалим процесом через високий вміст води у них. Прискорити процес випаровування вологи із плодовоовочевої продукції можна, застосувавши методи її попередньої обробки перед проведенням сушіння [4-6].

Аналіз проведених досліджень вказує на те, що поєднання різних способів сушіння для інтенсифікації проведення процесу та покращення якості готового продукту є актуальним завданням.

Метою дослідження було виявлення впливу мікрохвиль на процес випаровування вологи та дослідження кінетики комбінованого сушіння кісточкових плодів.

Результати дослідження. Для дослідження процесу сушіння кісточкових плодів було вибрано свіжі, без механічних пошкоджень плоди слив сорту Угорка та персиків сорту Київський ранній. Відсортовані плоди мили та ділили на половинки, звільняючи від кісточки, та розташовували рівномірним шаром у касетах. Касети з

матеріалом зважували і поміщали у мікрохвильову піч, змінюючи тривалість опромінювання продукту при потужності 600 Вт. Потім ці касети розташовували у сушильній установці, де просушували повітрям, нагрітим до температури 60 °С, періодично зважуючи. Вологість матеріалу визначали за стандартними методиками.

За отриманими результатами було побудовано криві сушіння слив та персиків (рис. 1, 2).

З рис.1 видно, що період прогрівання слив без попереднього НВЧ-нагрівання складає 20-30 хвилин. У зразків слив, які піддавались НВЧ-нагріванню, час прогрівання значно скоротився і після розміщення їх у конвективній сушильній установці відразу проходило випаровування вологи. У період постійної швидкості сушіння видається в основному капілярна та осмотична волога і теплова енергія затрачається на інтенсивне зниження вологи, при цьому температура поверхневих шарів плодів залишається незмінною. Тривалість цього періоду зразків слив, які піддавались НВЧ-нагріванню, майже вдвічі менша, ніж для слив без попереднього НВЧ-нагрівання. Для періоду спадаючої швидкості сушіння, який настає, коли вологість поверхневих шарів дорівнює першій критичній, характерним є зниження швидкості випаровування вологи та зростання температури поверхневих шарів.

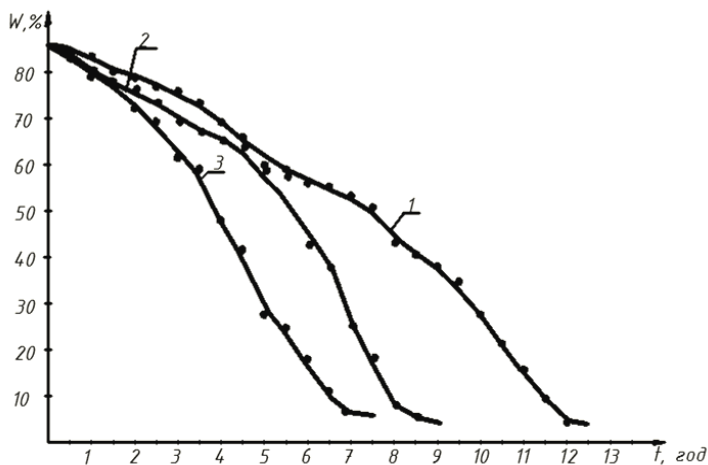


Рис.1 – Криві сушіння слив: 1 – без попереднього нагрівання; 2 – з попереднім НВЧ-нагріванням 2 хв; 3 – з попереднім НВЧ-нагріванням 3 хв

Загальна тривалість сушіння слив, що не піддавались НВЧ-нагріванню, склала 11,5 годин. Із зростанням часу НВЧ-нагрівання тривалість сушіння зменшувалась: для зразка слив, що піддавались НВЧ-нагріванню протягом 3 хвилин, час сушіння скоротився до 7 годин.

Криві сушіння персиків (рис.2) мають дещо інший вигляд в порівнянні з кривими сушіння слив. Період прогрівання персиків тривав довше, проте волога із плодів персиків випаровувалась інтенсивніше, ніж із слив. Загальна тривалість сушіння персиків, що не піддавались НВЧ-нагріванню, склала 9 годин, а для зразка персиків, що піддавались НВЧ-нагріванню протягом 3 хвилин, час сушіння скоротився до 6 годин.

Експериментальні дослідження показала, що у зразках плодів, для яких застосовувалось комбіноване сушіння шляхом поєднання НВЧ-нагрівання та конвективного сушіння, значно зростала інтенсивність випаровування вологи.

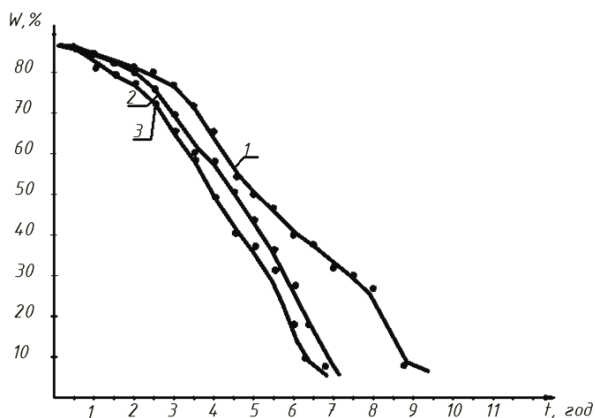


Рис.2 – Криві сушіння персиків: 1 – без попереднього нагрівання; 2 – з попереднім НВЧ-нагріванням 2 хв; 3 – з попереднім НВЧ-нагріванням 3 хв

Це пояснюється тим, що плоди містять велику кількість води, яка є полярним діелектриком. Під впливом електричного поля молекули води деполаризуються, в результаті чого зростає кінетична енергія та температура внутрішніх шарів плодів, яка перевищує температуру їх поверхневих шарів. Нагрівання плодів відбувається рівномірно за всім об'ємом. Градієнт температури,

який виникає, направлений із внутрішніх шарів до поверхні плодів і співпадає з напрямом термодифузії вологи. В результаті випаровування вологи розпочинається у всьому об'ємі плода, причому у центрі плоду воно інтенсивніше, що спричиняє виникнення градієнта загального тиску. Але при НВЧ-нагріванні плодів вологовміст поверхневих шарів вищий, ніж центральних, градієнт вологовмісту перешкоджає переміщенню вологи до поверхні плодів. Тому з метою рівномірного розподілу вологовмісту всередині плодів НВЧ-нагрівання краще проводити нетривалий час і комбінувати його із конвективним сушінням.

При комбінуванні конвективного сушіння з НВЧ-нагріванням основне рівняння кінетики процесу можна записати у вигляді [7]:

$$r \frac{d\bar{u}}{d\tau} R_v \rho_0 (1 + K_c Rb_0) = Q_v R_v + q_n(\tau), \quad (1)$$

де K_c – критерій, який враховує зміну теплоємності вологого плоду;

r – питома теплота випаровування вологи, Дж/кг;

Rb_0 – критерій Ребіндера, визначений відносно до сухого тіла,

$$Rb_0 = \frac{c_0 b}{r};$$

R_v – геометричний параметр, який характеризує відношення об'єму плоду до його площі поверхні, м;

Q_v – кількість тепла, що виділяється у одиниці об'єму плоду, Вт/см³.

При НВЧ-нагріванні величина Q_v визначається за формулою:

$$Q_v = AE^2 v \varepsilon_v \cdot \operatorname{tg} \delta, \quad (2)$$

де A – сталий коефіцієнт;

E – напруженість зовнішнього електричного поля, В/см;

v – частота, Гц;

ε – діелектрична проникність;

δ – кут діелектричних втрат.

Використовуючи відомі критерії рівняння (1), можна записати таким чином:

$$Ki_m(\tau) Lu Ko (1 + K_c Rb_0) = Ki_q(\tau) + Po(\tau), \quad (3)$$

де $Ki_m(\tau)$ – масообмінний критерій Кірпічова, який характеризує інтенсивність випаровування вологи;

$Ki_q(\tau)$ – критерій Кірпічова, що відображає теплові втрати у навколишнє середовище;

Lu – критерій Ликова;

Ko – критерій Косовича;

$Po(\tau)$ – критерій Померанцева, який визначається з відношення

$$Po(\tau) = \frac{Q_v R_v^2}{\lambda T_c}, \quad (\lambda - \text{коефіцієнт теплопровідності плоду}).$$

Період постійної швидкості сушіння характеризується незначною зміною температури плоду та мінімальними втратами тепла, тому можна прийняти $Rb_0 \approx 0$ і $Ki_q(\tau) \approx 0$. Тоді критеріальне рівняння (3) матиме вигляд:

$$Ki_m(\tau) Lu Ko = Po(\tau). \quad (4)$$

Відповідно до (4) інтенсивність випаровування вологи буде зростати із зростанням частоти та напруженості зовнішнього електричного поля.

Після закінчення періоду постійної швидкості сушіння інтенсивність випаровування вологи зменшується і починає зростати температура плодів.

Висновок. Аналіз проведених досліджень вказує на те, що інтенсифікувати процес випаровування вологи із кісточкових плодів можна поєднанням конвективного сушіння із НВЧ-нагріванням плодів. Отримані криві сушіння дають можливість скоротити розрахунки технологічних режимів сушіння кісточкових плодів у комбінованих сушарках.

Література

1. Шапар Р.О. Інтенсифікація процесів сушіння рослинних пектиновмісних матеріалів: Дис...канд. тех. наук.: – К., 2004. – 196 с.
2. Снежкін Ю.Ф. Переробка рослинної сировини на сушену продукцію / Ю.Ф. Снежкін, Р.О. Шапар, Ж.О. Петрова, В.М. Чалаєв, В.С. Шаврін, Г.К. Воспітанніков / Наукові доповіді НАУ. – Київ, 2006. [Електронний ресурс]. – Режим доступу до журн.: <http://www.nbuu.gov.ua/e-Journals/nd/2006-2/06syfodp.pdf>
3. Яровий І.І. Деякі проблеми експериментального моделювання процесів сушіння рослинної сировини в мікрохвильовому електромагнітному полі / І.І. Яровий, О.В. Катасонов / Наукові праці ОНАХТ – Вип. 47. Т2. – Одеса, 2015 – с. 227-231.
4. Панасюк С.Г. Дослідження процесу сушіння яблук. / С.Г. Панасюк // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за

напрямок «Інженерна механіка»). Випуск №39. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – С.141-144.

5. Панасюк С.Г. Дослідження впливу температури та методів попередньої обробки сировини на процес сушіння. / С.Г. Панасюк, О.В. Лисик // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. праць. Вип.27. – Луцьк, 2014. – с.85-89.

6. Панасюк С.Г. Порівняльна оцінка методів енергозбереження при сушінні яблук. / Р.В. Кірчук, С.Г. Панасюк, В.В. Тарасюк // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. – Вип. 3. – Мелітополь: Копіцентр «Документ-сервіс», 2015. – С. 214-222.

7. Лыков А.В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.

УДК 621.92

© В.В. Сацюк, к.т.н. І.В. Луць

Луцький національний технічний університет

ДО ТЕОРІЇ ВИЗНАЧЕННЯ ОДНОРІДНОСТІ СКЛАДУ ОРГАНОМІНЕРАЛЬНОЇ СУМІШІ

У статті наведено теоретичні дослідження визначення маси наважки органо-мінеральної суміші (ОМС), яку необхідно відбирати, для дослідження однорідності її складу, при виробництві гранульованих органо-мінеральних добрив (ОМД). Дослідження базується на забезпеченні кожної рослини заданою, згідно агрономічного, нормою поживних елементів.

СУМІШ, ОДНОРІДНІСТЬ, МАСА, НАВАЖКА, ДОБРИВА, РОСЛИНА, ПЛОЩА ЖИВЛЕННЯ

Постановка проблеми. На сьогоднішній день постало питання забезпечення сільськогосподарського виробника не просто засобами для підвищення вмісту діючої речовини азотно-фосфорно-калійного комплексу, а добривами, які здатні забезпечити максимальну врожайність екологічно чистої сільськогосподарської продукції за оптимальних економічних показників. Висунуті вимоги можуть бути досягнуті за рахунок використання комплексних органо-мінеральних добрив у гранульованій формі. Оскільки, гранульовані ОМД мають ряд переваг перед сумішами та компостами, то вони більш ефективні. Такі добрива не злежуються при зберіганні, мають понижено гігроскопічність, не пилять, що в значній мірі покращує гігієну праці обслуговуючого персоналу, зменшує забруднення навколишнього середовища

З агротехнічної точки зору, при виробництві ОМД, важливим є не тільки введення в їх склад елементів живлення рослин, в заданому співвідношенні, але й необхідно щоб вони були рівномірно розподілені у всьому об'ємі добрив.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз робіт присвячених даній тематиці показує, що в світовій практиці немає чіткої науково-обґрунтованої думки, щодо визначення маси дослідної проби, для оцінки однорідності складу суміші. Г.П. Вирясов рекомендує відбирати проби ОМС, для дослідження однорідності її складу, масою не більше 5 грам [1]. Але автор, при цьому не наводить будь-якого обґрунтування, щодо вибору даного обмеження.

Найбільш обґрунтованими являються рекомендації, щодо визначення маси дослідної проби для дослідження однорідності складу суміші мінеральних добрив [2]:

$$m = \frac{d \cdot 100}{(\alpha_N + \alpha_{P_2O_5} + \alpha_{K_2O}) \cdot n}, \quad (1)$$

де m – маса дослідної проби;

α_N – концентрація N у суміші в %;

$\alpha_{P_2O_5}$ – концентрація P₂O₅ у суміші в %;

α_{K_2O} – концентрація K₂O у суміші в %;

d – норма внесення елементів живлення виражена в кг суми N+P₂O₅+K₂O на 1 га;

n – кількість рослин, що культивується на площі в 1 га.

Дана залежність придатна для визначення маси проби при дослідженні однорідності сумішей лише мінеральних добрив, при їх змішуванні перед безпосереднім внесенням в ґрунт. Використання виразу (1), в такому вигляді, для визначення маси проби для дослідження однорідності складу ОМС при виробництві ОМД є недоцільним, оскільки не враховуються особливості виробництва даних добрив.

Мета роботи. Обґрунтувати масу наважки яка необхідна для визначення однорідності складу ОМС, при виробництві ОМД.

Результати дослідження. Значний економічний ефект від використання гранульованих ОМД досягається при локальному їх внесенні. Оскільки особливості технологічного процесу виготовлення гранульованих ОМД дають можливість отримувати добрива із запрограмованим за часом та кількістю надходженням поживних речовин у ґрунт. До таких особливостей належать:

широкий діапазон зміни виду та концентрації органічних та мінеральних компонентів, можливість вибору способу отримання гранул, розподіл гранул за розмірними характеристиками, варіювання режимами сушіння, і т.д. Такі властивості добрив забезпечують можливість постачання поживних речовин у ґрунтове середовище протягом усього періоду вегетації рослин, здійснивши лише разове внесення добрив під час посіву чи посадки сільськогосподарських культур. Необхідно також відмітити високі екологічні властивості даних добрив, які забезпечуються максимальним засвоєнням рослинами мінеральних добавок та меліорацією ґрунтів органічною частиною.

При обґрунтуванні маси дослідної проби керуємось тим, що на площу живлення рослини, при локальному внесенні ОМД в ґрунт, повинна припадати задана, згідно агрономог, норма елементів живлення (N, P₂O₅, K₂O). Тому за масу наважки, для дослідження її однорідності, будемо брати масу ОМС, яка необхідна для приготування норми ОМД, що припадає на площу живлення однієї рослини.

На основі вище викладених положень, технології виробництва гранульованих ОМД та загально відомої залежності для визначення вологості матеріалу, можна записати наступну рівність:

$$m_o(1-0,01W_2) = m_c(1-0,01W_1) \quad (2)$$

де m_o – фізична маса ОМД, яка необхідна для живлення однієї рослини, кг;

m_c – фізична маса ОМС, яка необхідна для виробництва гранульованих ОМД масою тд, кг;

W_2 – вологість готових гранульованих ОМД, %;

W_1 – вологість приготовленої ОМС для виробництва гранульованих ОМД, %;

Звідки

$$m_c = m_o \frac{(1-W_2)}{(1-W_1)} = m, \quad (3)$$

де m – маса дослідної проби для визначення однорідності складу ОМС, кг.

Фізичну масу ОМД, яка необхідна для живлення однієї рослини, можна виразити через норму внесення добрив на одиницю площі:

$$m_o = \frac{M}{n}, \quad (4)$$

де M - норма внесення ОМД на 1 га (в кг фізичної маси);
 n - кількість рослин, що культивується на площі 1 га.

Для зручності подальших розрахунків, норму внесення M гранульованих ОМД в ґрунт, знаходимо в перерахунку на масу абсолютно сухої речовини. При цьому використовуємо наступне співвідношення:

$$M = \frac{M'}{(1-0,01W_2)}, \quad (5)$$

де M' – норма внесення гранульованих ОМД, в перерахунку на масу абсолютно сухої речовини, кг/га.

Тоді на основі (3) з врахуванням виразів (4) та (5), отримаємо:

$$m = \frac{M'}{n * (1-0,01W_1)}. \quad (6)$$

Масу ОМД, в перерахунку на масу абсолютно сухої речовини, що вноситься на 1 га, можна визначити використовуючи наступну залежність:

$$M' = \frac{100a}{\delta_N} (1-0,01W_N) + \frac{100b}{\delta_{P_2O_5}} (1-0,01W_P) + \frac{100c}{\delta_{K_2O}} (1-0,01W_K) + \frac{v}{100-v} * \left(\frac{100a}{\delta_N} (1-0,01W_N) + \frac{100b}{\delta_{P_2O_5}} (1-0,01W_P) + \frac{100c}{\delta_{K_2O}} (1-0,01W_K) \right), \quad (7)$$

де a, b, c – норми внесення поживних елементів N, P₂O₅, K₂O, відповідно, в ґрунт, кг/га;

$\delta_N, \delta_{P_2O_5}, \delta_{K_2O}$ - процентний вміст діючих речовин N, P₂O₅, K₂O, відповідно, у мінеральних добривах, які використовуються для виробництва ОМД, %;

W_N, W_P, W_K – вологість азотних, фосфорних та калійних добрив, відповідно, які використовуються для виробництва ОМД, %;

v – процентний вміст органічної речовини (сапропелю) в ОМД.

Введемо позначення:

$$B = \frac{v}{100-v} * \left(\frac{100a}{\delta_N} (1-0,01W_N) + \frac{100b}{\delta_{P_2O_5}} (1-0,01W_P) + \frac{100c}{\delta_{K_2O}} (1-0,01W_K) \right), \quad (8)$$

де B – маса сапропелю, що вноситься із ОМД на 1 га, при його

процентному вмісту v у цих добривах, в перерахунку на масу абсолютно сухої речовини.

Тоді формула (7) з врахуванням даного позначення набере вигляду:

$$M' = \frac{100a}{\delta_N} (1 - 0,01W_N) + \frac{100b}{\delta_{P_2O_5}} (1 - 0,01W_P) + \frac{100c}{\delta_{K_2O}} (1 - 0,01W_K) + B, \quad (9)$$

На основі попереднього виразу, при врахуванні процентного вмісту поживних елементів, що входять до складу сапропелів, можна написати наступну залежність:

$$M' = \frac{100a - B^* \beta_N}{\delta_N} (1 - 0,01W_N) + \frac{100b - B^* \beta_{P_2O_5}}{\delta_{P_2O_5}} (1 - 0,01W_P) + \frac{100c - B^* \beta_{K_2O}}{\delta_{K_2O}} (1 - 0,01W_K) + B \quad (10)$$

де $\beta_N, \beta_{P_2O_5}, \beta_{K_2O}$ - процентний вміст у сапропелях поживних елементів N, P₂O₅, K₂O, відповідно, в перерахунку на масу абсолютно сухої речовини.

Підставивши (10) у вираз (6), одержимо:

$$m = \frac{1}{(1 - 0,01W_1)n} \left[\frac{100a - B^* \beta_N}{\delta_N} (1 - 0,01W_N) + \frac{100b - B^* \beta_{P_2O_5}}{\delta_{P_2O_5}} (1 - 0,01W_P) + \frac{100c - B^* \beta_{K_2O}}{\delta_{K_2O}} (1 - 0,01W_K) + B \right] \quad (11)$$

Вираз (11) дозволяє визначити масу наважки ОМС, яку слід відібрати для дослідження однорідності її складу, при виробництві ОМД залежно від: вологості суміші, властивостей компонентів, які при цьому використовуються, співвідношення поживних елементів та норми їх внесення в ґрунт, що залежить від культури під яку вносяться добрива.

В суміші, можлива велика різноманітність взаємного положення частинок, тому співвідношення компонентів в довільних точках суміші – величина випадкова. В результаті цього, сучасні методи оцінки якості суміші основані на методах статистичного аналізу. На практиці статистичний матеріал аналізують по одній випадковій величині, тобто по розподіленню одного із компонентів. Для оцінки однорідності складу суміші, приймаємо допущення що суміш являється двох компонентною. Для цього виділяємо один компонент (ключовий), решта об'єднуємо в другу групу (умовний). По степені розподілення ключового компонента в умовному,

аналізуємо однорідність складу суміші. Оскільки удобрювальна цінність ОМД, залежить від вмісту поживних елементів, то в якості ключового компонента ОМС, необхідно брати один із цих елементів (N, P₂O₅, K₂O). В такому випадку однорідність складу ОМС будемо оцінювати по розподіленні одного із поживних елементів в суміші. У випадку, якщо маса проби по розрахунках за формулою (11), одержиться менша мінімально-необхідної наважки для визначення вмісту (вибраного ключовим) поживного елемента, то значення маси *m* необхідно збільшити до величини цієї наважки.

Відповідно до рекомендацій по ефективному використанню добрив під сільськогосподарські культури в господарствах Волинської області, для забезпечення урожаю зернових культур 30–40 центнерів з гектара, цукрових буряків – 350–400, картоплі – 150–200, льоноволокна –6-10 [5], необхідно вносити дози поживних елементів згідно таблиці 1.

Таблиця 1. Дози внесення поживних елементів під основні сільськогосподарські культури

Культури	Дерново-підзолисті, ясно-сірі та сірі ґрунти			
	N, кг/га	P ₂ O ₅ кг/га	K ₂ O, кг/га	кількість рослин, що культивується, штук/га*10 ⁶
Озима пшениця	90	60	90	4,5-5,5
Озиме жито	60	40	90	5,0-5,5
Ярі зернові	60	40	60	3,5-4,5
Кукурудза	150	90	90	0,035–0,045
Зернобобові	20	40	60	1,1-1,3
Гречка	40	30	40	2,5–3,5
Картопля	90	60	120	0,05–0,055
Льон	45	60	120	20-25
Цукрові буряки	180	120	200	0,1–0,12

Аналіз рекомендацій показує, що для виробництва ОМД під більшість культур, для повноцінного живлення їх рослин, у склад цих добрив в найменшій кількості, із основних поживних

елементів (N, P₂O₅, K₂O), необхідно вводити P₂O₅. Однорідність ОМС будемо визначати по розподіленню поживного елемента, масова доля якого у суміші найменша, тобто P₂O₅. Для цього застосуємо хімічний аналіз проб, як найбільш точний. фосфору у цих витяжках, в перерахунку на масову долю P₂O₅ у суміші. Отримання витяжок із ОМС, здійснюємо за допомогою 20% розчину соляної кислоти НСІ. Для цього методу отримання витяжок, мінімально необхідна маса наважки становить 2г. [5].

Висновки. Для виробництва ОМД, під культури із вузькорядним способом посіву (озима пшениця, озиме жито, ярі зернові, зернобобові, гречка, льон) маса проби розрахована за залежністю (11) не перевищує мінімально-необхідну масу наважки ОМС для визначення вмісту в ній P₂O₅, яка становить 2г. Тому при виробництві ОМД під ці культури, необхідно відбирати пробу ОМС, для дослідження однорідності її складу, масою 2 г. При виробництві ОМД під культури із широкорядним способом посіву (картопля, цукровий буряк, кукурудза) масу дослідної проби ОМС необхідно визначати користуючись формулою (11).

Література

1. Вирясов Г.П. Процессы смешивания минеральных компонентов с торфом. // Новое в технике и технологии добычи торфу и комплексном его использовании. Труды ВНИИТП Выпуск 37 Ленинград 1976.
2. Лестов Н.Е. Физико-химические свойства зернистых и порошкообразных химических продуктов. М.: Из-во Академии наук СССР. 1947. – 250с.
3. Озерні сапропелі України: Збірник технологій і рекомендацій щодо використання сапропелів, у т. ч. на забруднених радіонуклідами землях, нормативних актів, довідкових матеріалів /Шевчук М.Й., Дегедюк Е.Г. і ін.; За ред. Дегедюка Е.Г., Шевчука М.Й. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 187с.
4. Методичні рекомендації по ефективному використанню добрив під сільськогосподарські культури в господарствах Волинської області. А.К.Зозуля, В.В. Мерленко, В.З.Лящук, М.П. Петрук, Є.М. Кузнецов. Луцьк: Волинська обласна друкарня. 1987. – 52с.
5. Практикум по агрохимии/ Б.А. Ягодин, И.П. Дерюгин, Ю.П.Жуков и др.; Под ред. Б.А, Ягодина. – М.Агропромиздат, 1987. УДК 631.358

©С.В. Синій, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

Р.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

І.В. Фльонц, к.т.н., О.М. Клендій, к.т.н.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ ОЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ

В статті наведено конструктивно-технологічні схеми транспортно-очисних робочих органів коренезбиральних машин, які характеризуються розширеними функціональними можливостями, а саме, окрім транспортування, забезпечують ощадливе доочищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток. Представлено результати проведених теоретичних та експериментальних досліджень скребкових транспортерів-сепараторів для оцінки впливу їх конструктивно-кінематичних параметрів на якісні показники виконання ними технологічного процесу. Наведено методiku проведення експериментальних досліджень із застосування імітатора коренеплоду як в лабораторних, так і у польових умовах

КОРЕНЕПЛОДИ, СКРЕБКОВИЙ ТРАНСПОРТЕР- СЕПАРАТОР, ПОШКОДЖЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ, СИЛОВИЙ АНАЛІЗ, БАГАТОФАКТОРНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ

Постановка проблеми. Технологічний процес очищення коренеплодів в збиральних машинах, як правило, розділений на два етапи: основне очищення, де відсепаровується основна маса ґрунту та доочищення, де відбувається відділення від коренеплодів залишків ґрунту та рослинних решток [1]. На першому етапі переважно застосовують шнекові, роторні, кулачкові та бітерні очисники, а на другому – доочисні гірки, відвідні еластичні шнеки, які розташовані з певним зазором відносно полотен транспортерів для винесення з технологічної зони на поле різних домішок [2].

З аналізу типових конструвальних схем коренезбиральних машин можна встановити, що від зони викопування до зони вивантаження коренеплодів технологічний шлях їх сепарації, як правило, займає менше половини від довжини повного шляху їх

переміщення в технологічних руслах машин. Тобто значна частина такого шляху характеризується пасивним переміщення коренеплодів прутковими та скребковими транспортерами, що не забезпечує ефективну сепарацію коренеплодів.

Тому вибір параметрів транспортно-очисних систем машин повинен базуватись на принципі зменшення ступеня "агресивності" сепарації вороху коренеплодів по мірі їх віддалення від зони викопування, оскільки в процесі очищення збільшується ймовірність безпосередньої взаємодії робочих органів з тілом коренеплодів, що в свою чергу призводитиме до їх пошкодження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження процесів очищення коренеплодів дозволили вибрати відповідні конструктивні, кінематичні та динамічні параметри робочих органів бурякозбиральних машин та відповідних режимів їх роботи [3-5].

Особлива увага при проведенні досліджень приділялась величині ступеня очищення та пошкодження коренеплодів в процесі сепарації коренеплодів різними компоновками конструкції машин. Такі дослідження, а також методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів при їх взаємодії з технологічними робочими органами наведено в працях [6, 7].

Вибору оптимальних режимів роботи коренезбиральних машин з умови забезпечення максимального ступеня очищення коренеплодів при мінімальному їх пошкодженні присвячені роботи закордонних вчених [8, 9].

Однак, виконані наукові розробки не можуть в повній мірі задовольнити вимоги стосовно якості виконання технологічного процесу каменезбиральними машинами, а тому необхідно вдосконалювати та розробляти нові конструкції очисних робочих органів з визначенням їх оптимальних параметрів, що забезпечить підвищення якості сепарації коренеплодів.

Мета дослідження - покращити якісні показники процесу очищення коренеплодів шляхом їх доочищення на скребкових та пруткових транспортерах з обґрунтуванням їх оптимальних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів.

Результати дослідження. Для реалізації поставлених завдань проведені теоретичні та експериментальні дослідження розробленого скребкового транспортера-очисника [10] для його адаптації з повздовжніми прутковими транспортерами коренезбиральних машин [11]. Конструктивно-технологічна схема виконання поворотних скребків зображена на рис. 1.

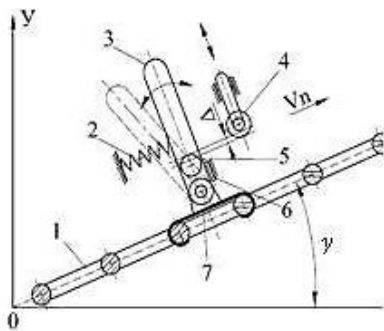


Рис. 1 – Конструктивно-технологічна схема поворотних скребок транспортера-очисника

На двох поперечних прутках 1 пруткового полотна, котре розташоване під кутом γ до горизонту, встановлена основа 7, до якої шарнірно закріплена група скребок 3.

До групи скребок кріпиться кулачок 5. Скребки підтиснуті пружинами 2 в напрямку руху полотна, а їх кутове провертання обмежене упором 6. По ходу переміщення полотна з поступальною швидкістю V_n , на рамі транспортера закріплений опорний ролик 4, який встановлений з величиною перекриття Δ відносно кулачка 5.

У процесі переміщення полотна та взаємодії кулачка з опорним роликом відбувається провертання групи скребок з коренеплодами з відповідною деформацією пружини. Після виходу із зачеплення кулачка з опорним роликом група скребок під дією пружини різко провертається до упору і викидає коренеплоди на прутки полотна. Така взаємодія коренеплодів з прутками призводить до їх очищення шляхом струшування, а також перекочування у зворотному напрямку до повторного контакту зі скребками, що також сприяє очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

Схема взаємодії ролика з кулачком зображена на рис. 2.

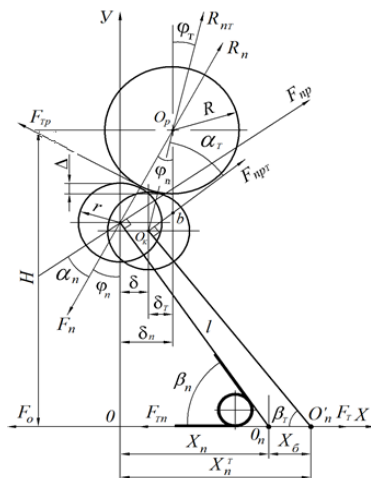


Рис. 2 – Схема для визначення параметрів взаємодії ролика з кулачком

Для визначення додаткового тягового зусилля, яке виникає при взаємодії кулачка з роликом, визначено величину крутного моменту, який виникає при повертанні групи скребків і відповідно кулачка.

При застосуванні пружин кручення для підтискання скребків у напрямку руху пруткового полотна деформація пружини визначається кутом повороту β (рад) між крайніми витками:

$$\beta = \frac{Tl}{EI}, \quad (1)$$

де T – крутний момент, Нм;

$l_p = \pi D_c i$ – розгорнута довжина витків пружини, м (D_c – середній діаметр пружини, м; i – кількість витків пружини);

$E = 2 \cdot 10^{11}$ – модуль пружності матеріалу пружини Н/м²;

$J = \pi d^4/64$ – момент інерції січення витка, м⁴ (d – діаметр прутка, м).

Враховуючи те, що пружина має попередній кутовий натяг β_n , а кут β в процесі взаємодії кулачка з роликом буде змінюватися ($\beta = \beta_n - \beta_r + \beta_p$) з кількістю пружин n то формула (1) прийме вигляд

$$T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_r + \beta_p) d^4 n}{i D_c}. \quad (2)$$

При дослідженні зміни характеру крутного моменту величина текучого кута φ_T вибирається в діапазоні від φ_n , який відповідає початковому куту β_n і до нуля.

На основі проведених досліджень в кінцевому вигляді тягове зусилля F_T від провертання скребоків визначається із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} F_T = \frac{T \cos(\beta_T - \varphi_T)}{l} (\sin \varphi_T + f_1 \cos \varphi_T + f_2 \cos \varphi_T); \\ T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_T + \beta_p) d^4 n}{i D_c}; \\ \beta_n = \arcsin \left(\frac{H - R + \Delta - r}{l} \right); \\ \beta_T = \arcsin \left[\frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right]; \\ \varphi_T \in \left(\varphi_n = \arccos \left[\frac{R - \Delta + r}{R + r} \right] \dots 0^0 \right). \end{array} \right. \quad (3)$$

де f_1 і f_2 – відповідно коефіцієнти тертя у парах кулачок–ролик і полотно–підтримуючі ролики;

n – кількість пружин;

i – кількість витків пружини;

R, r – відповідно радіуси ролика та кулачка;

l – довжина важеля;

H – відстань від осі ролика до основи скребоків.

На основі аналізу системи рівнянь (3) побудовано графічні залежності крутного моменту T і тягового зусилля F_T від провертання групи скребоків в залежності від φ_T при різних значеннях Δ . (рис.3 а).

З аналізу зміни величини T встановлено, що зменшення Δ від 0,04 до 0,02 м спричиняє падіння крутного моменту на 34,6 %.

Початкова величина T , що відповідає моменту входження кулачка з роликом, є однаковою для всіх значень Δ і складає 21 Нм. Зміна F_T має вигляд параболічної характеристики, величина якої при входженні в контакт елементів зачеплення зростає, а далі різко спадає.

На рис. 3 б представлені графічні залежності крутного моменту T і тягового зусилля F_T при провертанні групи скребоків від l та φ_T .

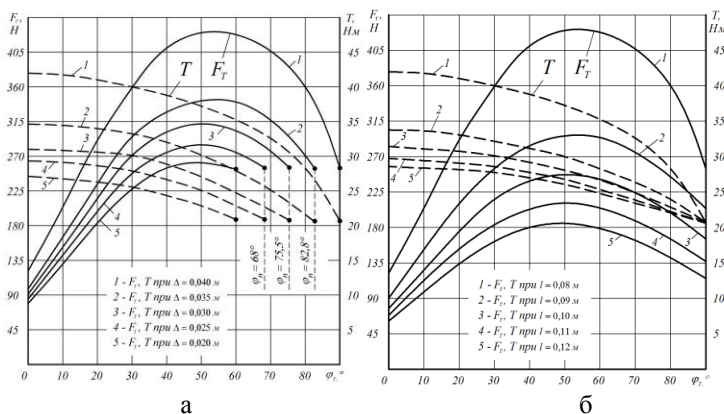


Рис. 3 – Графічні залежності крутного моменту T і тягового зусилля F_T при провертанні скребоків в залежності від:
а - Δ ; б - l і величини φ_T

Максимальне зростання F_T спостерігається для $l = 0,08$ м, а зміна l від 0,08 до 0,12 м призводить до зменшення пікового значення F_T у 2,33 рази. Зміна T в початковому положенні становить 20,95 Нм.

Для середнього значення потужності при транспортуванні коренеплодів $N_{\delta} = 3,75$ кВт встановлено, що зміна величин у межах $\Delta = 0,02 \dots 0,04$ м; $l = 0,08 \dots 0,12$ м і $R = 0,03 \dots 0,06$ м призводить до зростання енерговитрат ΔN відповідно для Δ на 12,5 %...20,5 %, для l на 8,9 %...20,5 %, для R на 13,3 %...20,5 % у порівнянні з N_{δ} .

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд, загальний вигляд якого зображено на рис. 4.



Рис. 4 - Загальний вигляд стенду та його окремих елементів

При дослідженнях раму транспортера встановлювали під заданим кутом γ . Далі, провертали скрепки з наступною їх фіксацією і розташовували коренеплід в заданому положенні. Після цього, здійснювали різку розфіксацію скребоків, які під дією

пружини повертались в початкове положення і викидали коренеплоди на полотно. Дальність польоту коренеплодів фіксували цифровою кінокамерою.

На рис. 5 представлена фотографічна розкадровка проведених дослідів з визначення траєкторії та дальності польоту коренеплодів.

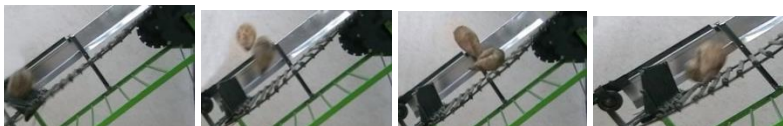


Рис. 5 - Фотографічна розкадровка проведених дослідів

На рис. 6 зображено графічні залежності дальності польоту коренеплодів L від їх маси m до їх повторної взаємодії з полотном.

Встановлено, що для кута $\gamma = 40^\circ$ збільшення маси коренеплоду від 0,92 до 1,96 кг призводить до зменшення L на 26 % при $\beta = 15^\circ$; на 25 % при $\beta = 20^\circ$; на 27 % при $\beta = 30^\circ$. Зростання кута γ від 40° до 50° призводить до збільшення абсолютної величини L на 7,4%...2,1%. Найбільш суттєвий вплив на дальність польоту L має кут відхилення скребків β від початкового положення.

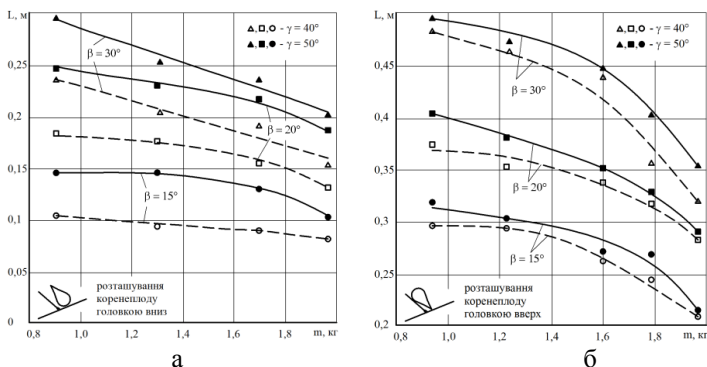


Рис. 6 - Залежності дальності польоту коренеплодів L від їх маси m при розташуванні коренеплоду:
а - головкою вниз; б - головкою вверх

На основі проведеного багатофакторного експерименту з визначення пошкоджень тіла коренеплодів при їх взаємодії з прутковим полотном побудоване рівняння регресії, яке має вигляд:

$$\begin{aligned} \Pi = & -3,88 + 4,68m + 0,22\beta + 0,08\gamma - 0,067m\gamma - 0,003\beta\gamma - \\ & - 0,11m\beta + 0,003m\beta\gamma. \end{aligned} \quad (4)$$

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $15 < \beta < 35$ (град); $0,8 < m < 1,6$ (кг); $30 < \gamma < 50$ (град).

З проведеного аналізу, можна встановити, що максимальний вплив на ступінь пошкодження коренеплодів має кут β , далі їх маса m і найменший вплив має кут нахилу полотна до горизонту γ .

Іншим способом ошадливого процесу сепарації коренеплодів є створення миттєвого повертання скребків, які закріплені на прутках полотна, навколо пари бокових роликів. Це забезпечує викидання коренеплодів на прутки полотна, що сприяє їх доочищеною [12, 13].

Конструктивна схема скребкового транспортера-доочисника коренеплодів зображена на рис. 7.

Він містить раму 2, на якій встановлені ведений 1 і привідний 8 барабани, що охоплені прутковим полотном 7, яке обладнане скребками 6. Активуючі елементи виконані у вигляді двох роликів 3, що закріплені на планках 4, які з можливістю зміни їх кута розташування та фіксації, шарнірно встановлені на кронштейнах 5. Перший за напрямком руху транспортування ролик охоплює полотном зверху, а другий – знизу.

В процесі транспортування коренеплодів пруткове полотно, при проходженні пари роликів, спричиняє повертання назад групи скребків з подальшим їх зворотнім повертанням, що призводить до викидання коренеплодів на прутки полотна. В процесі ударної взаємодії з прутками відбувається додаткове очищення коренеплодів.

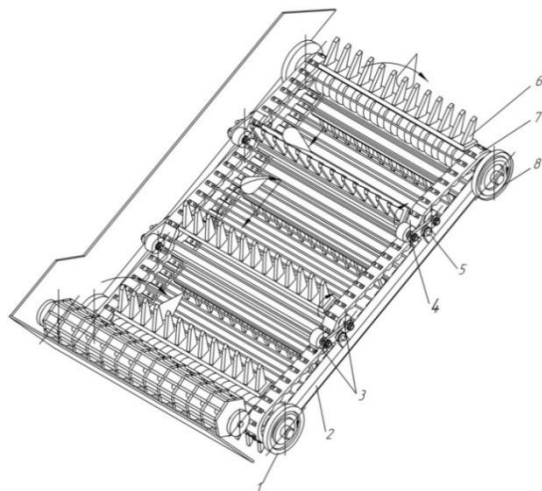


Рис. 7 – Конструктивна схема скребкового транспортера-доочисника коренеплодів

Для визначення закономірностей впливу основних факторів на ступінь пошкодження коренеплодів проведений багатофакторний експеримент, згідно методики, яка викладена в роботі [6]. Встановлено вплив швидкості ударної взаємодії коренеплодів з робочим органом h (м), яка визначається шляхом вільного падіння коренеплоду на поверхню очисника, форми поверхні робочого органу, яка характеризується мінімальним радіусом кривизни r (м) його периферійної зони та маси коренеплодів m (кг) на глибину їх пошкоджень Y (мм). При обробці результатів експерименту побудовано рівняння регресії

$$P = - 3,7 + 44 h + 57,4 r + 13,1m - 931 rm. \quad (5)$$

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $0,5 < h < 1,5$ м; $0,005 < r < 0,011$ м; $0,4 < m < 1,2$ кг.

На рис. 8 представлено поверхні відгуку залежності глибини пошкоджень P від одночасної зміни двох факторів: $P = f(h, r)$; $P = f(m, h)$; $P = f(r, m)$.

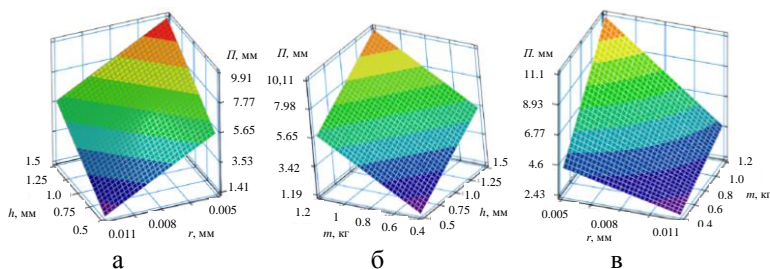


Рис. 8 – Поверхні відгуку: а - $P = f(h, r)$; б - $P = f(m, h)$; в - $P = f(r, m)$

Для прогнозування ступеня пошкодження коренеплодів робочими органами коренезбиральних машин під час їх модернізації в лабораторних умовах запропонована методика [6], яка полягає в застосуванні розробленого імітатора цукрового буряка. Він складається з гумового тіла коренеплоду, яке охоплюють внутрішня та зовнішня обгортки з білого паперу з копіювальним папером між ними.

В процесі взаємодії робочих органів з імітатором коренеплоду можна отримати точні відбитки на білому папері, а за інтенсивністю їх фону шляхом тарування можна прогнозувати ступінь пошкодження коренеплодів.

Здійснено оцінку ступеня пошкодження коренеплодів технологічними органами коренезбиральної машини в робочому та холостому режимах.

На основі аналізу фонів плям контакту на обгортках імітатора встановлено, що ступінь пошкодження коренеплодів при холостому режимі роботи коренезбиральної машини в 1,4...1,5 рази є вищим, ніж в робочому.

Встановлено, що на копач та шнековий очисник припадає 70...80 % сильних механічних пошкоджень коренеплодів.

Порівняльна оцінка ступеня пошкоджень коренеплодів стосується виключно коренезбиральної машини, а при аналізі агресивності робочих органів інших машин необхідно проводити дослідження з використанням імітаторів для їх робочих і холостих режимів функціонування.

Висновки. Для покращення процесу очищення коренеплодів в збиральних машинах та забезпечення регульованості даного процесу розроблена конструкція транспортера-сепаратора з коливними скребками та обґрунтовано її раціональні параметри.

На основі проведеного силового аналізу складено систему рівнянь для визначення впливу величини крутного моменту T на процес повертання групи скребків та додаткового тягового зусилля F_T від параметрів механізму повертання скребків.

На основі фотографічного розкадрування проведених дослідів визначено траєкторії та дальності польоту коренеплодів L до їх повторної взаємодії з прутковим полотном від маси буряків m при різних розташуваннях коренеплодів на скребках. Встановлено, що найбільша дальність польоту коренеплодів спостерігалась при розташуванні коренеплодів відносно полотна головко вверх.

Проведено дослідження з визначення впливу параметрів β , m , γ на ступінь пошкодження коренеплодів. Встановлено, що максимально на нього впливає кут відхилення скребків β . Далі за інтенсивністю впливу є маса коренеплодів m і кут нахилу полотна до горизонту γ .

Розроблена конструктивна схема скребкового транспортера-доочисника з криволінійною трасою переміщення коренеплодів.

На основі проведеного багатофакторного експерименту побудовано рівняння регресії з визначення ступеня пошкодження коренеплодів від швидкості ударної взаємодії коренеплодів з робочим органом h , м (яка визначається шляхом вільного падіння коренеплоду на поверхню очисника), форми поверхні робочого органу (яка характеризується мінімальним радіусом кривизни r , м, його периферійної зони) та маси коренеплодів m , кг.

За допомогою розробленого імітатора коренеплоду встановлено, що ступінь агресивної дії сепарувальних поверхонь на коренеплоди в 1,35...1,4 є вищим коли коренеплід переміщається одноосібно у порівнянні з його проходженням в потоці вороху.

Література

1. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник. Київ : Вища освіта. 2005. 446 с.
2. Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Синій С. В. та ін. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. Луцьк : ЛДТУ. 1999. 168 с.
3. Baranovsky V., Dubchak N., Pankiv M. Experimental research of stripping the leaves from root crops, Acta Technologica, Nitra: Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. 2017. № 3. P. 69-73.

4. Baranovsky V. M., Potapenko M. V. Theoretical analysis of the technological feed of lifter root crops. INMATEH: Agricultural Engineering. Bucharest, Romania. 2017. № 51. P. 29-38.

5. Гевко Р. Б., Синій С. В., Паньків М. Р. Розробка та аналіз роботи машин для енергоощадних технологій збирання коренебульбоплодів. Вісник Інженерної академії України. 2014. № 3-4. - С. 46-52.

6. Булгаков В. М., Павелчак О. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. 2000. Том 7. С. 7-14.

7. Bulgakov V., Adamchuk V., Nozdrovicky L. Properties of the sugar beet tops during the harvest. Proceeding of 6th International Conference on Trends I Agricultural Engineering, 7-9 September, Prague, Czech Republic. 2016. P. 102-108.

8. Liebe S., Varrelmann M. Impact of root rot pathogens on storage of sugar beets and control measures. Suger industry-zuckerindustrie, Berlin, Germany. 2014. P. 139-443.

9. Bratucu Gh., Paunescu D. D. Establishing the Optimum Operating Mode of Sugar Beet Head Cutting Equipment Using a Cylindrical Palpator. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Romania, Series II. 2015. № 8. P. 51-56.

10. Hevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in Methods of Cleaning Root Crops. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Romania, Series II. 2018. № 11(60). P. 127-138.

11. Hevko R. B., Tkachenko I. G., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-sclale root crop and potato harvesters, INMATEH: Agricultural Engineering. Bucharest, Romania. 2016. Vol.49. № 2. P.53-60.

12. Павелчак О.Б., Ткаченко І. Г., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б. Вибір раціональних параметрів транспортера-сепаратора. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. 2000. Том 8. С. 41-47.

13. Ткаченко І. Г., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б., Павелчак О. Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора. Міжвузівський збірник: Наукові нотатки. ЛДТУ. 2000. № 7. С. 260-266.

УДК 625.712

© О.А. Сиротинський, к.т.н., М.Д. Дмишук
Національний університет водного господарства та
природокористування

ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ОБЛАШТУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ЛІСОВИХ ДОРІГ

У статті представлені результати вивчення факторів, що порушують екологічну рівновагу лісу, при облаштуванні автодоріг. Обґрунтовані заходи щодо мінімізації негативного впливу автомобільних доріг на екологічну систему лісового масиву.

Постановка проблеми. Для успішного функціонування лісового господарства, забезпечення безперервності лісових робіт, зниження впливу на них сезонності важливе значення має розвиток лісової інфраструктури. Він є пріоритетним завданням будь-якого підприємства лісової галузі. Якість лісових доріг є одним з факторів, що впливає на ефективність діяльності лісового господарства, оскільки визначає можливість оперативного виконання всіх лісових робіт: садіння та догляд за саджанцями, захист від шкідників та пожеж, збір та доставка деревини та лісової продукції, протидія не законним рубкам тощо. Дороги забезпечують доступ до лісових ресурсів, а в окремих випадках – до навколишніх населених пунктів. Оскільки роботи з влаштування лісової дороги проводяться власними силами лісового господарства, то перед ним постають проблеми з одного боку економії ресурсів, а з іншого – довговічності та ефективності функціонування дорожнього полотна. Крім цього, при виконанні цих робіт та подальшій експлуатації доріг важливими є екологічні аспекти. Отже, питання облаштування лісових доріг мають важливе практичне значення для підприємств лісової галузі.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз наукових досліджень дає підстави стверджувати, що питанням проектування, будівництва та експлуатації лісових доріг приділяється увага багатьох науковців. М.М. Білоус розглядає зарубіжний досвід дослідження методів зведення шляхів сполучення та аналізує перспективи розвитку дорожнього будівництва в Україні і впровадження цих технологій у спорудження сучасних лісо-транспортних системах [1].

І.М. Рудько аналізував і систематизував якісні ознаки та кількісні критерії для класифікації лісових доріг. За результатами

досліджень запропонована структурна класифікація лісових доріг як технічних елементів відомчого транспорту [2]. Крім цього, науковець досліджував можливості впровадження канатних доріг у лісотехнічній галузі [3].

В.Л. Коржов досліджував транспортну мережу в лісовому фонді Карпатського регіону, проаналізував вплив лісових шляхів на його економіку та навколишнє середовище [4, 5].

Отже, проблематиці облаштування лісових доріг присвячені роботи багатьох науковців. Але, екологічні проблеми, які при цьому виникають, залишаються недостатньо дослідженими, а саме вони в сучасних умовах господарювання чинять суттєвий вплив на відновлення ресурсів лісових масивів, що має важливе значення для успішного функціонування лісової галузі.

Мета дослідження полягає у вивченні чинників негативного впливу автомобільних доріг на екосистему лісу та обґрунтування заходів щодо їх мінімізації.

Результати дослідження. На даний час, в Україні триває процес сертифікації лісів за міжнародною схемою Лісової опікунської ради. На сьогодні, за даними Державного агентства лісових ресурсів України, сертифіковані більше 3,9 млн.га лісів або 38%. Наявність сертифікату підтверджує високий рівень ведення лісового господарства, що стосується не лише вирощування та відновлення лісів, отримання та переробки продукції, а й облаштування лісової інфраструктури. За 2017 рік підприємствами лісової галузі виконано будівництво лісових автомобільних доріг загальною протяжністю більше 563 км., облаштовано дорожнім покриттям більше 419 км., споруджено 253,5 км. земляного полотна усіх типів лісових автомобільних доріг, відновлено ремонтм і реконструйовано – 309,6 км. земляного полотна та 234,3 км дорожнього покриття [6]. Отже, проблеми, що виникають при проектуванні, будівництві та експлуатації лісових доріг актуальні для лісової галузі.

Влаштування автомобільних лісових доріг чинить негативний вплив на екосистему лісу. Тому, на наше переконання, при їх проектуванні, будівництві та експлуатації питання збереження та відновлення флори й фауни лісу мають бути пріоритетними завданнями підприємств лісового господарства. Під вплив доріг і транспортних засобів, що рухаються по них, підпадають значні території, вони становлять від 4 до 6 гектарів на 1 кілометр дороги. Влаштування автомобільних доріг порушує екологічну рівновагу лісу, наслідками цього є:

- порушення водно-теплогового режиму місцевості;

- підвищення небезпеки займання лісів;
- порушення стійкості схилів, особливо в гірській місцевості;
- забруднення довкілля відпрацьованими газами;
- переривання чи зміна шляхів міграції тварин;
- погіршення фотосинтезу рослин біля доріг через пил і сажу;
- підвищення рівня шуму, що негативно впливає на рекреаційні властивості лісу;
- втрата мальовничих природних ландшафтів.

Негативний вплив автодоріг на екологічну систему лісового масиву, на нашу думку, може бути зменшений шляхом проведення захисних заходів при їх проектуванні, будівництві та експлуатації. Основними з них є:

- 1) зменшення площ, які відводяться під дороги;
- 2) оптимізація мережі лісових доріг;
- 3) мінімізація впливу доріг на екосистему лісу.

При проектуванні транспортної мережі лісового масиву важливо передбачати заходи, націлені на зменшення площі вилучених земель для прокладання доріг. Для цього доцільно намагатись прокласти траси лісових доріг по малоцінним землям, поєднувати траси доріг з квартальними просіками, лініями електропередач, трасами нафто й газопроводів, лісомеліоративною мережею, протипожежними розривами тощо.

Крім цього, зменшення площ, які вилучаються під лісові автодороги, можна досягти за рахунок проектування відкосів крутизною 1:1,5 замість 1:3, облаштування односторонніх резервів та їх розміщення на полянах, зрубках, малопродуктивних землях.

На стадії проектування при визначенні ширини дорожнього покриття важливим є врахування пропускної здатності дороги та типів транспортних засобів, які будуть її використовувати. Це дозволить мінімізувати ширину дорожнього покриття з врахуванням потреб лісового господарства та зменшити площу, що відводиться під дорогу. На нашу думку, варто намагатись уникати влаштування широких дорожніх розв'язок, у випадках, де це обґрунтовано ландшафтом, обсягами виробництва продукції підприємствами лісової галузі та потребами населення, що проживає поблизу.

Оптимізація мережі лісових доріг полягає у наявності достатньої протяжності доріг, яка забезпечує доступ до всіх виробничих ділянок, переробних підприємств лісового господарства та дозволяє оперативний транспортний зв'язок між всіма структурними підрозділами господарства. Така організація мережі лісових доріг не допускає необґрунтовано близького

розташування паралельних доріг, що направлені до одного місця призначення, забезпечує достатній рівень доступності транспортної мережі. Вона істотно впливає на лісотransпортну логістику, що включає систему переміщення деревини, інших продуктів лісу та послуг лісового господарства. Мережа лісових доріг впливає на протипожежний та проти повенекий захист, а також на суспільно корисне використання території, що робить її доступнішою.

Не раціональна структура транспортної мережі може спричинити руйнівну дію на ландшафт, в цьому випадку облаштування лісових доріг принесе більше негативних наслідків, ніж вигід. Це стосується впливу на рівні повенеких стоків, на їх швидкість до водотоків і, в подальшому – до збільшення ризику ерозії ґрунтів.

Вплив автодоріг на екосистему лісу багатогранний та стосується ґрунтового покриву, лісової флори та фауни, водно-теплого режиму території тощо.

Головною особливістю, що оцінюється з точки зору екологічного впливу лісових автодоріг на ландшафт, є вразливість лісових ґрунтів до ерозії. Для уникнення цих наслідків, лісові площі потрібно класифікувати відповідно до граничного похилу місцевості. За результатами досліджень за програмою прикордонного співробітництва Угорщина-Словаччина-Румунія-Україна поділ територій лісів з екологічного погляду доцільності будівництва автодоріг пропонується проводити за наступними значеннями похилу місцевості [9]:

- більше 70 % - не рекомендується будівництво;
- 50 – 70 % - рекомендується після вивчення місцевих умов;
- менше 50 % - рекомендується по відношенню до інших критеріїв

Після цього території, що складаються з рекомендованих районів, класифікуються відповідно до їх ґрунтових і геоморфологічних умов. Таким чином рекомендується отримувати рівні потенційної вразливості лісових ґрунтів до ерозії, які показують рівень терміновості оптимізації структури лісових доріг [9].

Процес будівництва автодоріг призводить до пошкодження ґрунтового покриву, тому, на нашу думку, такі землі потребують рекультивациі для забезпечення їх подальшого використання в лісовому господарстві. Процес рекультивациі складається з технічної та біологічної фаз. Технічна (геотехнічна) фаза повинна містити проведення протиерозійних заходів: підготовка території,

планування відвалів, створення під'їзних шляхів, ефективна розробка важкодоступних лісових масивів тощо. Біологічна рекультивация передбачає агротехнічні, фіто меліоративні та інші заходи відновлення родючості порушених земель, що спрямовані на відтворення флори і фауни. Лісогосподарський напрям рекультивации передбачає проведення комплексу робіт в лісовій зоні з метою збільшення лісового фонду.

На нашу думку, для зміцнення лісових доріг, варто застосовувати геосинтетичні матеріали, які виконують функцію армування їх елементів, що дозволяють покращити якість таких доріг, збільшити термін їх експлуатації та зменшити витрати. Економічна ефективність і широка область використання геосинтетиків у дорожньому будівництві свідчать про них як про перспективні матеріали, що здатні істотно знизити капіталовкладення при будівництві, ремонті та утриманні доріг. З екологічної точки зору – зменшуються витрати природних матеріалів, знижуються обсяги підготовчих геотехнічних робіт тощо. Використання геосинтетичних будівельних матеріалів дозволяє підвищити довговічність конструкцій земляного полотна та дорожнього покриття, поліпшити якість робіт, покращити культуру виробництва. Така думка підтверджується результатами досліджень М.М. Білоус, який вивчав способи укріплення лісових доріг [8].

Зниження негативного впливу лісових доріг на водний режим місцевості можна досягти шляхом поєднання їх з меліоративними системами. Якщо меліоративна мережа вже побудована, при проектуванні дорожніх канал слід поєднувати відмітки дна з найближчими осушувачами чи збирачами. Якщо осушувальна мережа проектується після облаштування дороги, необхідно передбачати використання дорожніх канал, як осушувачів або збирачів (після виконання відповідних поглиблень або розширень), і включати їх в загальну осушувальну систему.

Лісові дороги часто перегороджують традиційні шляхи міграції тварин, порушуючи екологічну рівновагу в природі. Для захисту тварин і зниження аварійності слід відповідні ділянки доріг захищати огорожею з дрібною сіткою, а на узбіччях встановлювати спеціальні металеві рефлектори для відлякування тварин. У місцях інтенсивної сезонної та добової міграції на дорогах повинні бути спеціальні попереджувальні та роз'яснювальні знаки та щити.

Під час руху автомобілів відбувається викид токсичних речовин в довкілля. Найбільший об'єм у відпрацьованих газах займають оксид вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту. Викид, склад і

поширення відпрацьованих газів істотно залежать від режиму роботи двигуна, технічного стану та інтенсивності руху автотранспорту подовжнього профілю дороги, швидкості руху, типу й стану дорожнього покриття, напряму та швидкості вітру. Дослідженнями встановлено, що на підйомах концентрація вуглецевих сполук в 2 - 2,5 рази вище, ніж на горизонтальних ділянках. У лісових масивах значно меншу загазованість мають дороги, прокладені у напрямку переважаючих вітрів.

В процесі проектування лісових доріг необхідно враховувати, що вони є опорними лініями для зупинки пожежі. При експлуатації дороги слід очищати дорожні просіки від залишків деревини. На просіках мають бути прокладені додаткові мінералізовані смуги. Для верхових пожеж дорожні просіки шириною 20 - 40 метрів не є перешкодою. Щоб мати можливість локалізувати таку пожежу, уздовж дорожніх просік необхідно шляхом реконструкції хвойних лісових насаджень створювати широкі смуги деревостанів з переважанням листяних порід.

Висновки. В результаті проведених досліджень вивчені наслідки впливу автодоріг на екологічну рівновагу лісу. Основними з них є: порушення водно-теплового режиму місцевості; підвищення пожежної небезпеки; порушення стійкості схилів; забруднення довкілля відпрацьованими газами; переривання чи зміна шляхів міграції тварин тощо. Негативний вплив автодоріг на екологічну систему лісового масиву, на нашу думку, може бути зменшений шляхом проведення захисних заходів: зменшення площ, які відводяться під дороги; оптимізації мережі лісових доріг; мінімізації впливу доріг на екосистему лісу.

Література

1. Білоус М.М. Інноваційні технології для розвитку лісової дорожньої інфраструктури [Електронний ресурс] / М.М. Білоус, А.Ю. Виговський, О.В. Шовковий // Современная научная идея.- 2017.- Режим доступу: <https://www.sworld.com.ua/konferbell1/45.pdf>
2. Рудько І.М. Структурна систематизація критеріїв для класифікації лісових доріг / І.М. Рудько // Науковий вісник НЛТУ України. – 2015. – Вип. 25.8.- С. 286-292
3. Рудько І.М. Потреба і передумови впровадження лісозаготівельних технологій з використанням канатних доріг лісопромислового призначення / І.М. Рудько // [Науковий вісник НЛТУ України](#). - 2015. - Вип. 25.9. - С. 233-239. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnltu_2015_25.9_39
4. Коржов В.Л. Оптимальна транспортна мережа у лісфонді

як фактор екологічної стабільності та сталого природокористування / В.Л. Коржов // Науковий вісник Українського державного лісотехнічного університету.- 2004.- Вип. 14.3.- С. 201-207.

5. Коржов В.Л. Стратегічні завдання розвитку лісового сектору Карпат / В. Л. Коржов, Л. В. Полякова // [Наукові праці Лісівничої академії наук України](#). - 2014. - Вип. 12. - С. 266-270.

6. Публічний звіт Державного агентства лісових ресурсів України за 2017 рік: [Електронний ресурс].- Режим доступу: <http://komekolog.rada.gov.ua/uploads/documents/35328.pdf>

7. Зима І.М. Механізація лісгосподарських робіт [підручник] / І.М. Зима, Т.Т. Малюгін.- К.: ІНКОС, 2006. - 488 с.

8. Білоус М.М. Способи укріплення дорожнього одягу лісових автомобільних доріг [Електронний ресурс] / М.М. Білоус // Intellectual Potential Of The XXI Century '2015.- Режим доступу: <https://www.sworld.com.ua/konferm2/46.pdf>.

9. Ведення лісового господарства як система для зменшення небезпеки виникнення паводків. Практичні рекомендації / [В. Чабуун, І. Сачков, І. Барка та інші].- Зволен: Лісовий науково-дослідний інститут, Національний лісовий центр, 2015. - 52 с.

УДК621.86

© Л.М. Слободян

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ

Приведена методика проектування гвинтових завантажувачів сипких матеріалів, а також умови проектування їх гвинтових робочих органів. Приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів.

ГВИНТОВИЙ ЗАВАНТАЖУВАЧ, ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ЗАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ ОПЕРАЦІЇ.

Постановка проблеми. Ефективність використання транспортних і завантажувально-розвантажувальних механізмів в

більшій мірі залежить від механізації завантажувально-розвантажувальних операцій. Механізми завантажувально-розвантажувальних робіт прискорюють процес завантаження і розвантаження транспортних механізмів, покращують умови роботи і підвищує продуктивність праці, знижує потреби у робочій силі і собівартість робіт.

Важливим фактором технологічних передумов проектування гвинтових робочих органів (ГРО) завантажувачів є отримання вимог технологічних і конструктивних факторів технологічного оснащення виготовлення широкополосних ГРО зі співвідношенням ширини полоси до її товщини в межах 15...20.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями дослідження проектування ГРО завантажувачів присвячені роботи Гевко Б.М. [1], Рогатинського Р.М. [2], Пилипця М.І. [3], Миронюка С.К. [4], Журавлева А.З. [5], Груздева И.Д. [6], Гуревича В.Е. [7], Васильківа В.В. [8], Шифрина Д.Я. [9], Рокотяна С.Е. [10], Ляшука О.Л. [11] та інших. Однак цілий ряд питань удосконалення їх конструкцій і розширення технологічних можливостей потребують свого вирішення.

Мета дослідження – розроблення методики проектування гвинтових завантажувачів та їх робочих органів.

Результати дослідження. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом [11] зображено на фіг.1, який виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5 з приводами 6 з запобіжними муфтами. Причому горизонтальний кожух 2 встановлена під кутом 2-5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а нижній кінець вертикального кожуха 3 встановлено у вільну зону горизонтального кожуха. Горизонтальна завантажувальна секція гвинтового робочого органу виконана у вигляді гвинтових гофрів 7 для покращення процесу змішування сипких матеріалів. Вертикальний гвинтовий робочий орган 5 виконано Г-подібної форми, причому співвідношення горизонтальної полицки до вертикальної становить в межах 2...7 мм, при мінімальній величині вертикальної полицки 2-4мм.

До кінця горизонтального завантажувального робочого органу секції 4 жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль 8 з гнучким валом 9 і з гнучким кожухом 10 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха жорстко встановлено циліндричний наконечник 11 з конічним кінцем для зручності його введення в

купу сипкого матеріалу. Наконечник забезпечує не попадання великих кусків в зону транспортування, які можуть спричинити його поломку і сприяє кращому пересипанню сипких матеріалів в зону транспортування, який виконано у вигляді циліндричних елементів з осьовими пазами, шириною більшою у 2-6 разів самих більших зернин транспортних матеріалів.

Наконечник 11 жорстко прикріплений до рукоятки 12 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу вибрано певну кількість матеріалу, а зона вивантаження горизонтальної секції 2 розміщена в півкруглому корпусі підставки 14 і утворюють сприятливу об'ємну зону 15, в якій встановлено нижній кінець вертикальною гвинтового робочого органу 5 для вільного транспортування матеріалів вертикальним гвинтовим робочим органом. В зоні правого кінця горизонтального циліндричного кожуха 2 поза його зоною виконана опора циліндрична 14. Завантажувач-змішувач оснащений заслінкою 16 відомої конструкції для кінцевого його очищення після завершення технологічного процесу.

На виході вертикального кожуха 3 жорстко встановлено вивантажувальний лоток 17 для транспортування сипких матеріалів в ємність або кузов машини 18 (на кресленні не показано). Вертикальний кожух 3 жорстко встановлено в механізм регулювання кута його нахилу до горизонту 19 відомої конструкції, а до рами 1 жорстко закріплено пульт керування 20.

Вал вертикального гвинтового робочого органу 5 знизу встановлено в упорний сферичний підшипник 21 з можливістю кругового провертання в ємності 15 і зміни кута нахилу відомої конструкції, який по зовнішньому діаметру виконано циліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини кожуха 3. Зверху підшипник закритий ущільнюючим диском. Крім цього вертикальний вивантажувальний лоток 17 є у взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба 3 в зоні вивантаження сипких матеріалів через гумову прокладку відомої конструкції, яка створює відповідне тертя і сприяє жорсткому утримувannya вивантажувального лотка.

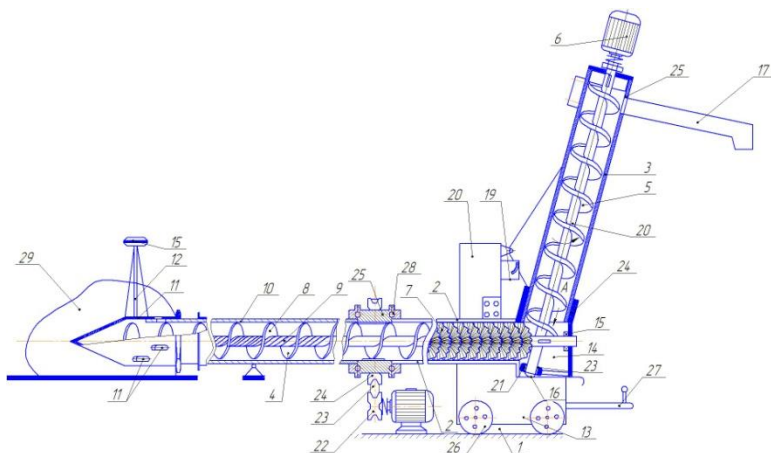


Рис. 1 – Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом

Центральний привід механізму 22 встановлений на рамі 1 по середині довжини горизонтальної секції і за допомогою передачі 23 і зірочки 24 передається на корпус 25 і горизонтальний гвинтовий робочий орган 2. Плоскі гвинтові секції центрального приводу жорстко встановлені на валу і приварені до корпусу 25, а його вал є у взаємодії з основним валом 4 через шліци відомим способом і є його приводом. Крім цього завантажувач-змішувач встановлено на підставку 14 з опорними колесами 26 з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення 27. Крім цього корпус 24 центрується кульками 28, а гвинтові гофровані елементи 7 жорстко встановлені на валу, який є у взаємодії з основним горизонтальним валом 2 через шліци відомим способом.

Робота завантажувача-змішувача гвинтового типу здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 8 з гнучким кожухом 10 з наконечником 11 вводять в купу сипкого матеріалу 29 разом з рукояткою 13. Після цього включають привід за допомогою пульта керування 20. За допомогою гнучкої спіралі 8 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 за допомогою плоских гвинтових елементів корпусу, де він інтенсивно змішується гвинтовим гофрованим робочим органом 7 і подається в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 5 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток 17 і в ємність для збору матеріалу (кузов

машини) 18 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 27 переставляють в нове місце.

До переваг завантажувача-змішувача гвинтового типу належить розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці, зменшення травмування насінневого матеріалу і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності завантажувача. При цьому механізм може працювати в двох режимах як транспортер і як транспортер-змішувач, і тим самим забезпечує збільшення коефіцієнта його використання.

Для пошуку нових конструкцій гвинтових завантажувачів і стендового обладнання нами отримані 2 патенти на корисні моделі [12 і 13] гвинтових завантажувачів і на стенд для дослідження їх характеристик.

Для забезпечення протікання нормального технологічного процесу транспортування ГК з витягаючою магістраллю, продуктивність ГК визначається за формулою [1]:

$$Q_{ex} = 0,25 \cdot \pi \cdot \varphi \cdot V_n \cdot (D_2^c - d), \quad (1)$$

де D - діаметр жолоба; d - діаметр вала; V_n - осьова швидкість переміщення вантажу в жолобі; φ - коефіцієнт заповнення міжвиткового простору.

Потужність транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами, згідно [1-2], визначають за залежністю:

$$N = \rho_{\pi} g Q (W_L L + H), \quad (2)$$

чи для вертикальних шнеків

$$N = \rho_{\pi} g Q W_H, \quad (3)$$

де ρ_{π} - об'ємна маса (насипна густина) вантажу в потоці; g - прискорення земного тяжіння; Q - об'ємна продуктивність конвеєра; W_L та W_H - коефіцієнт опору переміщенню вантажу; L та H - відповідно довжина транспортування та висота підйому вантажу, для вертикальних ГК $L=H$. Приведена енергоємність w , що визначає енергетичні затрати для переміщення одиниці маси

вантажу на одиницю довжини, відповідно для вертикального гвинтового конвеєра буде:

$$w = N / (Q \cdot L) = \rho_{\Pi} g W_H. \quad (4)$$

В розгорнутому вигляді для вертикальних гвинтових конвеєрів коефіцієнт опору записується виразом:

$$W_H = \frac{\mu_s P_s (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{\Pi}) \cos \beta_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{\Pi}}, \quad (5)$$

де β_{Π} - кут нахилу траєкторії потоку під впливом тяжіння; $P_s = D \omega_{\Pi}^2 / (2g)$ - коефіцієнт швидкохідності потоку, що визначається кутова швидкість обертання вантажу в потоці ω_{Π} відносно осі шнека діаметром D , що пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $P_k = D \omega^2 / (2g)$ залежністю $P_s = P C_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$. Тут C_{β} - коефіцієнт кінематичної подібності гвинтового транспортування, $C_{\beta} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \phi)$.

Оскільки в розглянутих конструкціях здійснюється щільна навивка витків з подальшим розгинанням па крок, то одним з головних умов отримання точних спіралей є правильний розрахунок діаметра оправки. При навивці вузьких смуг па оправлення малого діаметра внутрішній діаметр щільних витків практично дорівнює діаметру оправлення d_0 . Значення d_0 визначають з умови розгинання витків на крок по експериментально встановленої залежності [1]

$$d_0 = [1 - (0,02 \dots 0,022)T / d](D - d) / (\phi - 1). \quad (6)$$

Радіус нейтрального шару деформації, довжина якого дорівнює довжині заготовки,

$$\rho_0 = \sqrt{Rr}, \quad (7)$$

де r и R — радіуси внутрішньої і зовнішньої крайок спіралі. Товщину смуги в залежності від поточного радіуса кривизни шукають по наближеною залежності

$$h_p = H_0 \sqrt{\rho_0 / \rho} \quad (8)$$

де H_0 — товщина заготовки.

При вигині силою з невеликим плечем додатки більш точне значення ρ_0 можна знайти з залежності [11]

$$\rho_0 = \rho_{np} - (\rho_{np} - \sqrt{Rr}) \cdot \sqrt{1 + (R^2 + 2r\sqrt{Rr} - 3Rr) / 3(\rho_{np} - \sqrt{Rr})^2}, \quad (9)$$

де ρ_{np} — радіус додатки поздовжньої сили N , яка визначається підсумовуванням напруги по перетину. Радіус ρ_{np} пов'язаний з плечем додатку l згинального сили, коефіцієнтами тертя смуги (про оправлення μ_0 , вигинає ролик μ_p) и кутом нахилу γ_p , сили P залежністю

$$\rho_{np} = (l + (\mu_p + tg\gamma_p)R + \mu_0 r) / (\mu_h + \mu_0 + tg\gamma_p).$$

Виходячи з заданих параметрів спіралі D, d, T и враховуються отримані залежності, які визначають параметри заготовки.

Беручи до уваги утяжку полоси β при навиванні, ширина заготовки

$$B_0 = B / \beta = (D - d) / 2\beta, \quad (10)$$

де β - коефіцієнт утяжки, який визначається експериментально [1].

Товщину заготовки в залежності від необхідної товщини внутрішньої H чи зовнішньої h кромки спіралі шукають з залежності

$$H_0 = H \sqrt{r / \rho_0}, \quad (12)$$

$$H_0 = h \sqrt{R / \rho_0}.$$

Висновки. Розроблена конструкція універсального гвинтового завантажувача, яка захищена деклараційним патентом України на винахід [11], а також методика проектування ГРО

гвинтових завантажувачів і приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів.

Література

1. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов. Изд. Львовского госуниверситета «Вища школа» 1989, с.175.
2. Рогатинський Р.М. Основи оптимального проектування гвинтових конвеєрів сільськогосподарських машин. Вісник НАУ «Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування». Дис. Канд. техн. наук. Тернопіль 1993, с.184.
3. Пилипець М.І. Теоретичні передумови процесу неперервного навивання спіралей шнеків. / «Сільськогосподарські машини» Збірник наукових статей, Луцьк ЛДДУ 1977, Вип. №3 ст.120-128.
4. Миронюк С.К. Использование транспорта в сельском хозяйстве. М.: Колос, 1982, с.287.
5. Журавлев А.З. и др. «Изготовление шнеков для зерноуборочных комбайнов» / «Кузнечно-штамповочное производство», 1950, №8, ст.29-31.
6. Груздев И.Э. и др. Теория шнековых устройств, Л.1987.
7. Гуревич. В.Е. «Разработка и внедрение в производство вальцовки спиралей шнеков» Автореф. Дис. 1985.
8. Васильків В.В. «Технологічне спорядження для виготовлення навивних заготовок » / зб. ЛДНУ, 2012, Вип.№10, ст.59-64.
9. Шифрин Д.Я. и др. «Холодная вальцовка спиралей шнеков» / «Кузнечно-штамповочное производство», 1984. Вип.№4, ст.4-6.
10. Рокотян С.Е. и др. «Деформация при холодной вальцовке» / «Кузнечно-штамповочное производство», 1983, Вип.№10., ст.8-10.
11. Патент №128417 Україна «Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом» / Ляшук О.Л. та інші. Бюл.№17,2018.
УДК 631.303

© Г.А. Хайлис, д.т.н.

Уманский национальный университет садоводства

Н.Н. Толстушко, к.т.н., Н.А. Толстушко, к.т.н.,

В.Л. Мартынюк, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

В.Г. Шевчук

ОСП АТК Уманского национального университета садоводства

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ДВУХОСНОЙ МАШИНЫ

В статье рассмотрено определение положения центра тяжести двухосной машины.

ДВУХОСНАЯ МАШИНА, КУЗОВ, КОЛЕСО, ЦЕНТР ТЯЖЕСТИ, СИЛА, ПОЧВА.

Постановка проблемы. В народном хозяйстве применяется много машин, которые движутся по полям с разным уклоном в ту или другую сторону. Для решения вопросов устойчивого движения каждой такой машины нужно знать положение ее центра тяжести. Часто для этих целей используются данные, получаемые при определении силы давления каждого колеса машины на опорную плоскость. По этим данным можно определить положение центра, пользуясь законами теоретической механики.

Анализ последних исследований и публикаций. По работе трактора и агрегируемых с ним машин проведены исследования [1-5], однако мало внимания было уделено определению положения центра тяжести двухосной машины.

Цель исследования – определить положение центра тяжести двухосной машины.

Результаты исследования. Рассмотрим это на примере самоходной двухосной машины. Ее схема представлена на рис. 1. Машина опирается на 4 колеса, из них передняя ее ось 2 находится на двух колесах под номерами 4 и 5, а задняя ось 3 также находится на двух колесах 6 и 7. Передние и задние колеса могут быть разных размеров, но на рис. 1 они одинаковы.

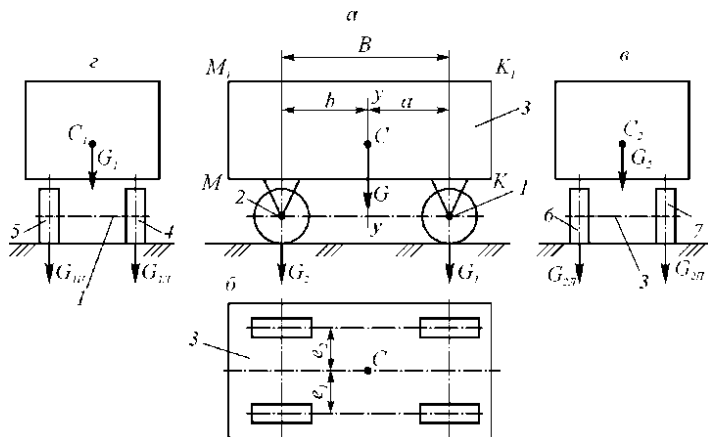


Рис. 1 – Схема двухосной самоходной машины на четырех колесах (а – вид сбоку; б – вид сверху; в – вид сзади; г – вид спереди): 1 – передняя ось; 2 – задняя ось; 3 – кузов; 4 – левое переднее колесо; 5 – правое переднее колесо; 6 – левое заднее колесо; 7 – правое заднее колесо

Обозначим через G_1 силу давления передних колес на почву, а через G_2 силу давления задних колес на почву. Общую силу давления всех четырех колес на почву обозначим G . Тогда

$$G = G_1 + G_2. \quad (1)$$

Силы G_1 и G_2 определяются экспериментально. Например, с помощью весов, устанавливаемых под колесами. Обозначим расстояние между передней и задней осями колес B , положение центра тяжести машины C , расстояние по горизонтали между центром C и передней осью a , а расстояние между центром C и задней осью по горизонтали обозначим b . Положение центра C на рис. 1 не является точным, оно приближенное, более точное его значение будет приведено ниже. В соответствии с положениями теоретической механики будем иметь:

$$G_2 \cdot b = G_1 \cdot a, \quad (2)$$

где

$$a + b = B. \quad (3)$$

Из этих двух уравнений находим:

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{G_2}{G_1} b; \\ b &= B - a. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Мы нашли расстояния a и b , определяющие положение вертикальной поперечной плоскости, в которой действует сила тяжести G машины.

Для определения линии действия силы G рассмотрим сначала силы, с которыми действуют каждое ее колесо на почву.

На рис. 1 представлены передняя и задняя оси машины с колесами. Передние правое и левое колеса давят на почву с силами $G_{1П}$ и $G_{1Л}$, а задние колеса давят на почву с силами $G_{2П}$ и $G_{2Л}$, причем

$$\left. \begin{aligned} G_{1П} + G_{1Л} &= G_1; \\ G_{2П} + G_{2Л} &= G_2, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $G_{1П}$, $G_{1Л}$, $G_{2П}$ и $G_{2Л}$ – силы давления колес 4, 5, 6 и 7 на почву.

При

$$(G_{1П} + G_{2П})e_1 = (G_{1Л} + G_{2Л})e_2, \quad (6)$$

где e_1 и e_2 – расстояния по горизонтали от продольной вертикальной плоскости, в которой находится центр C тяжести машины, до средних вертикальных плоскостей симметрии колес 4, 5, 6 и 7 (рис. 1).

Сумму $e_1 + e_2$ обозначим e . Тогда уравнение (6) можно представить следующим образом:

$$(G_{1П} + G_{2П})e_1 = (G_{1Л} + G_{2Л})(e - e_1). \quad (7)$$

Отсюда находим e_1 :

$$e_1 = e \frac{G_{1Л} + G_{2Л}}{G_{1П} + G_{2П} + G_{1Л} + G_{2Л}}. \quad (8)$$

Мы определили положение вертикальной линии, на которой находится центр C тяжести машины. Эта линия обозначена $y - y$.

Для определения положения центра C на ней (т.е. на линии $y - y$) рассмотрим схему на рис. 2. На этом рисунке представлено пространственное изображение кузова машины в виде параллелепипеда. Нижняя линия KM на рис. 2 соответствует

нижней плоскости, которая обозначена линией KM на рис. 1, a , плоскость $KK_1K_2K_3$ на рис. 2 соответствует линии KK_1 на рис. 1. Точно также линия yCy на рис. 2 соответствует линии yCy на рис. 1. Линия yCy на рис. 2, пересекла плоскость m_1mnm_1 в точке C , являющейся центром тяжести C машины. Линия $y-y$ находится в зоне пересечения плоскостей $K'D'N'M'$ и $L_1L_2L_3L_4$, а в точке пересечения линии $y-y$ и плоскости m_1mnm_1 находится центр тяжести C , о котором выше говорилось.

Из изложенного видно, что нужно знать положение плоскости $L_1L_2L_3L_4$, которая перпендикулярна оси E_1E_2 кузова. Для определения ее положения надо установить кузов машины вертикально со всеми тяжестями, которые имеются в нем, а под кузовом по углам установить весы (рис. 3), всего будет четверо весов, т.е. под каждым углом будут одни весы (на рис. 3 показаны лишь двое весов, но фактически имеются четыре прибора – по одному прибору на каждый угол под точками K, K_1, K_2 и K_3) и определить надо показания весов.

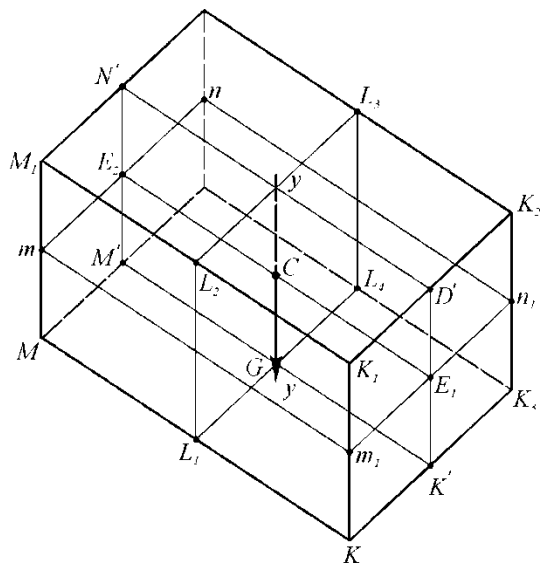


Рис. 2 – Схема, иллюстрирующая расположение плоскостей $L_1L_2L_3L_4$ и $K'D'N'M'$ в кузове самоходной машины

Показание прибора (весов) под углом K кузова обозначим G_K , показание прибора под углом K_1 кузова обозначим G_{K1} , показание прибора под углом K_2 кузова обозначим G_{K2} , а показание прибора под углом K_3 обозначим G_{K3} . Если по аналогии с уравнениями (2) и (7) составить уравнение, то

$$(G_K + G_{K1})l_1 = (G_{K2} + G_{K3})l_2, \quad (9)$$

где l_1 – расстояние от середины верхней плоскости весов в зоне K (рис. 3) до вертикальной линии, опущенной из центра C ;

l_2 – расстояние от середины верхней плоскости весов в зоне K_1 (рис. 3) до вертикальной линии, опущенной из центра C (рис. 3).

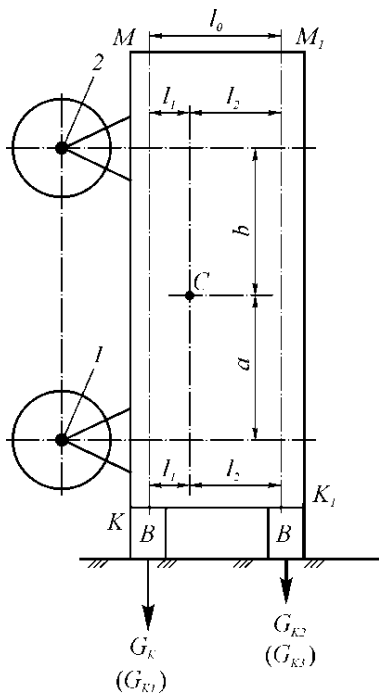


Рис. 3 – Схема установки машины на ребро на четырех весах B для определения сил давления каждого угла кузова на почву

Из приведенного равенства (7) может быть определено положение центра тяжести C двухосной машины. Если добавить к (9), с учетом рис. 3, равенство

$$l_0 = l_1 + l_2, \quad (10)$$

где l_0 – расстояние между серединами каждой площадки двух весов, установленных в плоскости KMM_1K_1 , то можно прийти к уравнению

$$(G_K + G_{K1})l_1 = (G_{K2} + G_{K3})(l_0 - l_1), \quad (11)$$

откуда

$$l_1 = \frac{(G_{K2} + G_{K3}) \cdot l_0}{G_K + G_{K1} + G_{K2} + G_{K3}}. \quad (12)$$

Выводы. Так определяется расстояние l_1 , характеризующие положение центра C тяжести двухосной машины по высоте. Кроме равенства (12) положение центра C определяется с помощью равенств (4).

Литература

1. Львов Е.Д. Теория трактора / Львов Е.Д. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
2. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля / Чудаков Д.А. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
4. Хайлис Г.А. Анализ действующих на трактор сил при его работе на склоне поля / Г.А. Хайлис, В.А. Шейченко, И.А. Дудников, И.С. Мурованый, Н.Н. Толстушко, В.В. Шевчук // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 38. – Луцьк: ПП Іванюк В.П. – 2017. – С. 151 – 161.
5. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / Павловський М.А. – К.: Техніка, 2004. – 512 с.

УДК 631.17.171

©І.О. Хітров, к.т.н., О.З. Буднза, к.т.н., Я.О. Бабич, к.т.н.
Національний університет водного господарства та
природокористування

ОРГАНІЗАЦІЯ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ МАШИН ДИЛЕРСЬКИМ ПІДПРИЄМСТВОМ

У статті висвітлено організаційні засади формування дилерської мережі. Розкрито ключові аспекти виконавчих функцій підприємств та їх роль в організації технічного сервісу машин.

ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКА МАШИНА, ДИЛЕР.

Постановка проблеми. Основним завданням технічного сервісу є підтримання техніко-експлуатаційних показників машини в заданих межах протягом всього періоду її експлуатації. Перспективним напрямом розвитку технічного сервісу є створення підприємствами-виробниками фірмових технічних центрів, ремонтно-обслуговуючих кооперативів і дилерських підприємств, які займатимуться реалізацією машин, їх технічним обслуговуванням і ремонтом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наукові джерела містять відносно невелику кількість публікацій, присвячених особливостям діяльності дилерських сервісних підприємств з сільськогосподарських, будівельних, дорожніх, меліоративних машин. Значний внесок у вирішенні питань, пов'язаних з функціонуванням дилерських підприємств внесли такі вчені як В.П. Бичков, Я.К. Білоусько, В.В. Волгін, П.І. Гайдуцький, П.А. Денисенко, В.О. Питулько, Г.М. Підлісецький, П.Т. Саблук, В.С. Шибанін та інші. Проте, незважаючи на високий науковий рівень робіт, окремі аспекти цієї багатогранної проблеми залишаються недостатньо дослідженими, зокрема розвиток сервісної дилерської мережі з обслуговування техніки.

Метою досліджень є обґрунтування організаційних засад формування мережі і структури дилерських підприємств для надання послуг з технічного сервісу машин найвищого рівня.

Результати дослідження. Необхідність створення мережі дилерських підприємств в Україні не викликає сумнівів. Проте цей процес через кризовий стан економіки сільськогосподарських товаровиробників, заводів сільськогосподарського машинобуду-

вання і агротехсервісних підприємств розвивається дуже повільно. Формування сучасного ринку машин, технічних та виробничих послуг, особливо в умовах фінансово-економічної кризи, вимагає запровадження нових підходів у взаємовідносинах між його суб'єктами. Провідна роль у цих процесах має належати машинобудівним заводам (виробникам), що є продавцями на ринку машин, і тим посередницьким структурам, які здатні разом з виробниками забезпечувати їх реалізацію та якісне сервісне обслуговування. Найповніше ці вимоги втілюються через створення системи дилерських пунктів і підприємств [1].

У світовій практиці, незалежно від організаційних форм обслуговування техніки, відповідальність за її роботоздатність протягом усього періоду експлуатації лежить на фірмі-виробнику. Причому цей принцип закріплено законодавчими актами, які забороняють продаж технічних засобів без організації їх технічного обслуговування через мережу незалежних дилерських підприємств. Близько 90 % компаній-виробників сільськогосподарської техніки у світі працюють саме за такими принципами.

Направлена роль виробника з реалізації технічної і комерційної політики здійснюється через розгалужену мережу „виробник-покупець” (рис. 1). В основному мережа характеризується своєю довжиною, тобто кількістю ланок, які входять у ланцюг і розподілом функцій між цими ланками.

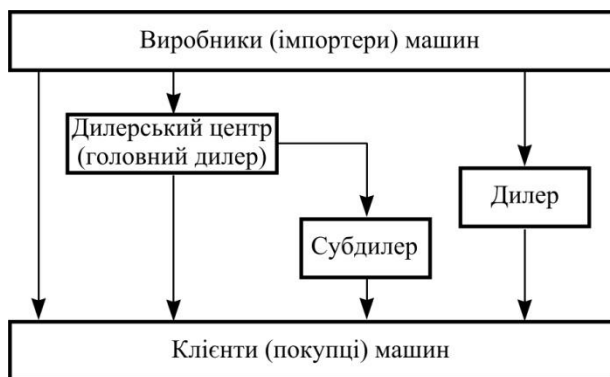


Рис. 1 – Схема взаємозв'язку виробників і покупців машин

Відповідно до критерію довжини ланцюга розрізняють прямий ланцюг, коли виробник безпосередньо здійснює комплекс

завдань з реалізації машин покупцю, і непрямі ланцюги, тобто такі, які мають певну кількість проміжних ланок (посередників). Непрямі ланцюги можуть бути довгими і короткими. Коротким прийнято називати ланцюг який складається з одного виробника у сукупності одного представника. Довгий ланцюг включає, як мінімум, одного додаткового посередника [2].

Саме формування і розвиток дилерської мережі в Україні має сприяти зацікавленню заводів-виробників у тому, щоб стати безпосередніми суб'єктами ринку машин. Використання матеріально-технічної бази сервісних, ремонтних, торгово-посередницьких підприємств дозволить організувати єдину дилерську мережу і значно зменшити потребу в інвестиціях на її формування. Причому, дилерські підприємства зможуть обслуговувати не лише окремі заводи-виробники, але перейти до реалізації машин з декількома, не конкуруючими між собою, виробниками.

Основні взаємовідносини виробників і дилерів повинні базуватися на наступних принципах:

1. Надання своєчасної і повної інформації про нові машини та зміни в конструкціях існуючих.

2. Забезпечення нормативно-технічною документацією (інструкції з монтажу, пуску, регулюванню та обкатки машин; керівництво з експлуатації і ремонту; каталоги деталей та складальних одиниць; прейскуранти цін та ін.).

3. Навчання дилерів і технічного персоналу в навчальних центрах, їх атестування.

4. Виконання гарантійних зобов'язань виробника машини щодо технічного обслуговування та усунення несправностей у гарантійний період експлуатації. Створення умов для проведення якісного сервісного обслуговування у післягарантійний період.

5. Удосконалення договірних і економічних відносин.

Важливу роль відіграє співпраця з торговими, сервісними і ремонтними підприємствами з різними варіантами поділу виконавчих функцій (табл.). В її основі лежать договірні відносини про сумісну роботу з чітким визначенням їх прав і взаємних зобов'язань. Незалежно від обраного варіанту поділу функцій здійснюється прийнятий порядок оформлення і передачі покупцеві проданої машини за якістю і комплектністю, виконання гарантійних зобов'язань, розгляд претензій та ін.

Таблиця. Варіанти поділу виконавчих функцій підприємств

Функції служби підприємства*	Підприємства			
	дилерські	торгові	ремонтні	інші
Маркетинг, реклама	+	+	-	±
Передпродажний сервіс	+	+	-	-
Продаж машин	+	+	±	±
Поставка запасних частин	+	+	±	±
Гарантійне обслуговування	+	±	±	±
Договірне обслуговування	+	-	+	±
Гарантійний і комерційний ремонт	+	-	+	±
Надання технічних послуг	+	-	±	-
Продаж машин і запчастин, які були у використанні	+	-	-	-

*Виконання функцій: повністю (+), частково (±), не виконуються(-).

В повній мірі дилерська мережа представляється дилерськими центрами і дилерами з наступним розподілом функцій. Дилер безпосередньо працює з потенційними підприємствами (покупцями). Він приймає заявки на поставку машин, здійснює передпродажне, гарантійне і післягарантійне обслуговування. Дилерський центр своєчасно замовляє у виробника машини, поставляє їх дилеру, здійснює контроль за чітким функціонуванням відповідних відділів та комплектуванням їх відповідними засобами для проведення сервісних робіт, організовує вторинний ринок машин, здійснює рекламний супровід та ін.

Дилером може виступати юридична або фізична особа, яка, виконуючи функції продавця, здійснює закупівлю машин для наступного їх продажу і надає послуги з технічного сервісу. При цьому можуть створювати власні підприємства, або використовувати об'єкти ремонтно-обслуговуючої бази колишнього колективного сільськогосподарського підприємства або ремонтно-транспортного. Це дасть можливість створювати дилерські універсальні підприємства за всіма видами машин, які використовується в зоні діяльності.

Враховуючи особливості експлуатації сільськогосподарських, будівельних, дорожніх машин в дилерському підприємстві використовується як планово-попереджувальна система технічного обслуговування і ремонту, так і заявлена.

Система технічного сервісу дилерського підприємства передбачає весь комплекс робіт з підготовки до продажу, гарантійного та післягарантійного обслуговування і відновлення робото здатності машин (рис. 2).

Підготовка машин в період продажу включає:

- комплекс робіт з розконсервування і дозбирання, перевірки наявності масел і спеціальних рідин, перевірки і регулюванню агрегатів, вузлів і систем, перевірки технічної документації;

- комплекс робіт з ліквідації виявлених несправностей;

- комплекс робіт щодо встановлення додаткового обладнання.

Покупець, який має необхідну матеріально-технічну базу для кваліфікованого виконання робіт з технічного обслуговування, може придбати техніку з відповідною скидкою, а особливими умовами договору купівлі-продажу передбачити виконання робіт з технічного обслуговування власними силами і за власні кошти.

Гарантійне обслуговування передбачає проведення технічного обслуговування, діагностування або ремонту, надання консультацій з правил експлуатації і зберігання, основ обслуговування, безпеки праці, прав і зобов'язань покупця, умов гарантії.

Після виконання робіт виконавець вилучає з експлуатаційного документу відривний талон на технічне обслуговування, у якому записує зміст виконаних робіт.

Для використання прав на гарантійне обслуговування покупець зобов'язаний: дотримуватись правил експлуатації і зберігання машини; використовувати машину за призначенням; не допускати аварійних випадків та пошкоджень; не вносити самостійних змін до її машини; не виконувати ремонтні роботи без згоди виробника (продавця).

В післягарантійний період експлуатації технічне обслуговування і ремонт здійснюється відповідно до періодичності обслуговування з переліком і об'ємом операцій, визначених заводом-виробником, але за рахунок коштів власника.

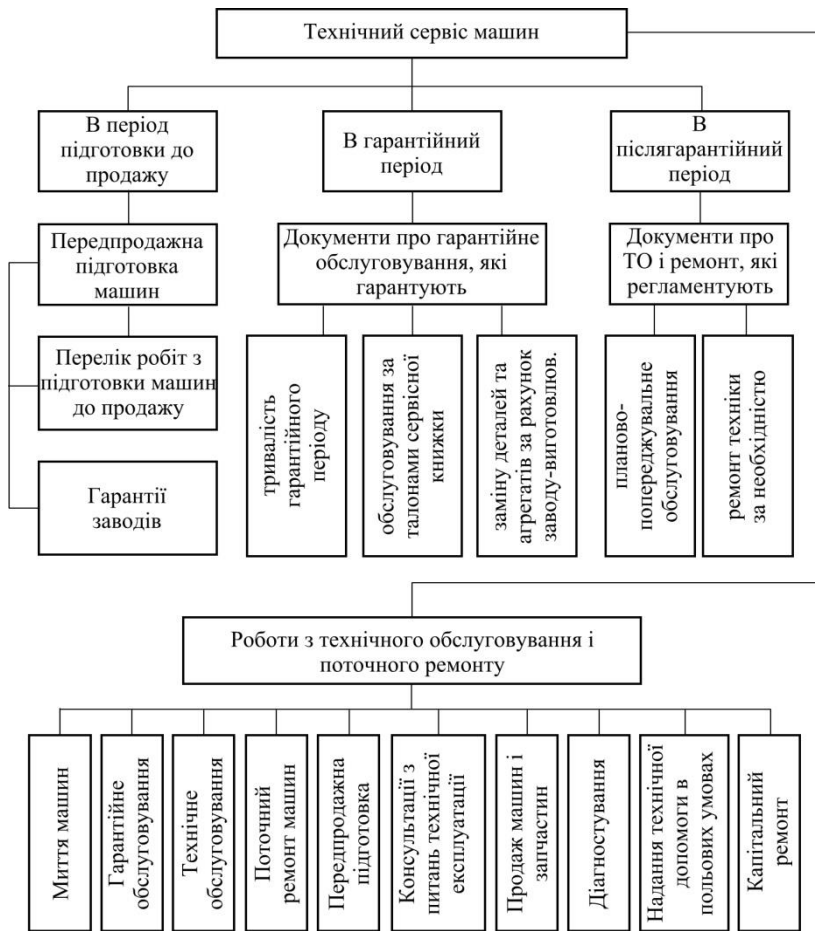


Рис. 2 – Структурна схема організації технічного сервісу дилерського підприємства

Надходження машини в технічний центр для обслуговування або ремонту оформляється спеціальною карткою-нарядом, в якій машині присвоюється цифровий код, який містить номер моделі та серії, вказується завод-виробник, рік випуску, дата придбання, прізвище власника та інші відомості. Після завершення робіт клієнту виставляється рахунок згідно калькуляції. Причому гарантія після ремонту дорівнює або більше заводської.

Для своєчасного надання сервісних послуг і аналізу ефективності використання створюється внутрішній банк даних для кожної одиниці техніки відповідно до індивідуального коду. В адресу цього коду заносяться відомості про наробіток машини і всі послідовні операції з її ремонту і обслуговування (включаючи витрати) за весь період експлуатації.

Головний принцип технічного сервісу полягає в тому, що відповідальність за технічний стан машин протягом всього терміну її експлуатації несе виробник через систему дилерів [3].

Склад і структура дилерських підприємств залежать від їх розміру і призначення, сервісного і технічного забезпечення регіону, наявності умов для спеціалізації і кооперації та інших факторів (рис. 3).

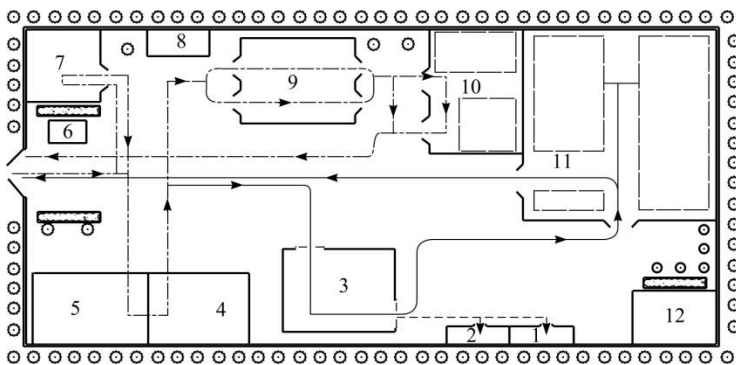


Рис. 3 – Типовий план дилерського підприємства:

- 1 – склад агрегатів; 2 – склад запасних частин;
- 3 – ремонтно-механічна майстерня; 4 – пост очікування;
- 5 – пост приймання і видачі машин; 6 – пост охорони;
- 7 – пост миття машин; 8 – очисні споруди; 9 – пост технічного обслуговування і діагностування машин;
- 10 – пост зберігання машин; 11 – пост продажу нових машин;
- 12 – адміністративний корпус

Організація виробничого процесу дилерського підприємства здійснюється за наступною схемою (рис. 4).

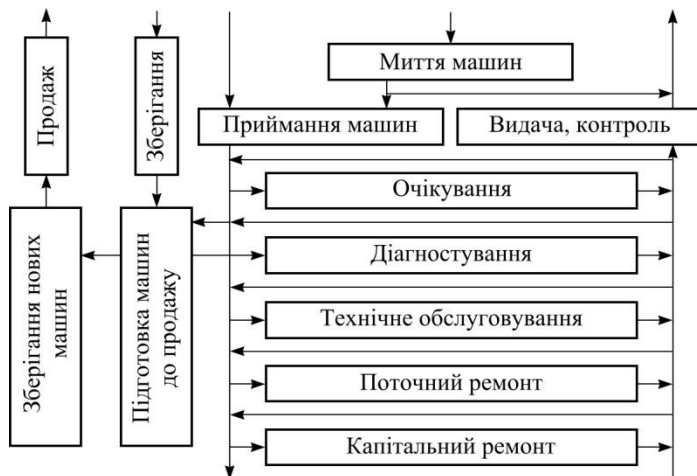


Рис. 4 – Функціональна схема дилерського підприємства

Якщо дилерське підприємство продає машини, то вони направляються на пост їх підготовки до продажу і за необхідністю на відповідну ділянку для усунення несправностей, а потім – в зону зберігання.

Машини, які прибувають для технічного сервісу, проходять миття, поступають на пост приймання для встановлення обсягу робіт і через зону очікування (або минаючи її) направляються на відповідний виробничий пост.

Пост приймання і видачі машин призначений для зовнішнього огляду, перевірки комплектності машини, її технічного стану, визначення орієнтовного обсягу робіт, контролю виконаних робіт та їх випуску.

За необхідності для усунення причин несправностей машина направляється на пост технічного обслуговування, діагностування, де визначаються скриті несправності двигуна, системи живлення, електрообладнання, прогнозується залишковий ресурс, усуваються незначні несправності та контролюється якість виконання робіт.

В ремонтно-механічній майстерні дилерського підприємства здійснюють планово-попереджувальний, заявлений поточний і капітальний ремонт, виконаний, як правило, індивідуальним методом.

Зменшення вартості машин можна досягти шляхом їх збирання і наступним обкатуванням на самому дилерському підприємстві (рис. 5).

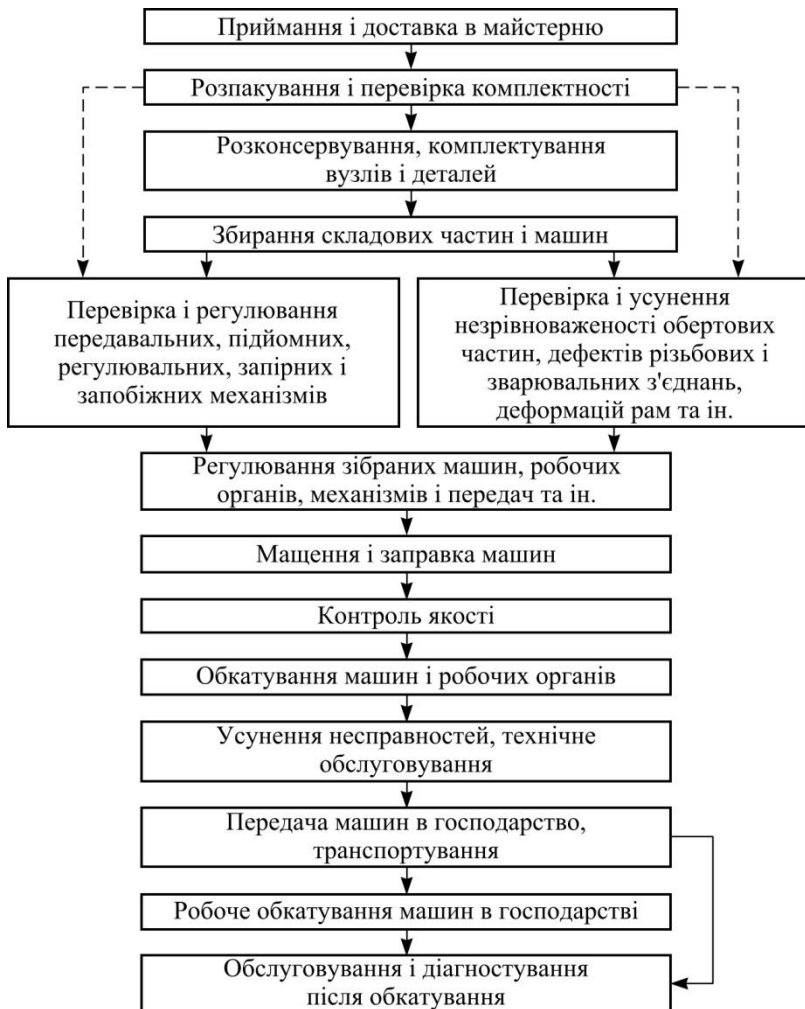


Рис. 5 – Схема технологічного процесу збирання, регулювання та обкатування нових машин в дилерському підприємстві

Висновки. Формування і розвиток мережі дилерських підприємств забезпечить споживачеві своєчасну поставку машин, підтримання їх у справному і роботоздатному стані, шляхом надання якісних сервісних послуг і ефективного використання з мінімальними трудовими і матеріальними затратами.

Розвиток дилерських підприємств забезпечить підвищення надійності та ефективності використання наявної техніки шляхом надання сервісних послуг.

Створення дилерського підприємства в регіоні забезпечить відповідне технічне забезпечення господарств і своєчасно надасть сервісні послуги.

Література

1. Економічні аспекти державної технічної політики в агропромисловому комплексі / Я.К. Білоусько, М.Я. Дем'яненко, В.О. Питулько, В.Я. Товстопят – К.: ІАЕ, 2005. – 134 с.

2. Торондо Ж.-К., Ксардель Д. Дистрибуция: Пер. с франц. под ред. В.И. Черенкова. – СПб.: Издательский дом «Нева», 2003. – 127 с.

3. Хітров І.О. Ключові стандарти задоволення покупців при купівлі сільськогосподарських машин на підприємстві дилера / Техніка АПК. – №11-12. – 2007. – С. 45-48.

УДК 631.331

©М.С.Шведик, к.т.н., О. В. Хведенчук

Луцький національний технічний університет

В.В. Теслюк, д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННОЇ КАРТОПЛЕСОРТУВАЛКИ З КОНІЧНОЮ ПРОМЕНЕРОЗХІДНОЮ СОРТУВАЛЬНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

У статті наведено аналіз конструкцій картоплесортувальних машин, які найбільш широко застосовуються в господарствах України. Встановлено, що в складних машинах, таких як картоплесортувальні пункти, допускається значне травмування бульб під час їх проходження

через вальці, а в малогабаритних барабанних картоплексортувалках бульби часто защемлюються в отворах сітчастого сепаратора, що призводить до переривання технологічного процесу з метою їх видалення. Запропоновано зазначені недоліки в барабанних картоплексортувалках усунути шляхом заміни двохсекційної сітчастої сортувальної поверхні на конічну виконану у вигляді променерозхідних прутків. У статті обґрунтовано основні конструктивні параметри барабанної картоплексортувалки з конічною променерозхідною сортувальною поверхнею і отримано числові значення довжини сепаратора, кількості сортувальних каналів та кута нахилу прутка сортувального каналу.

БУЛЬБИ, ВАЛЬЦІ, ТРАВМУВАННЯ, СІТЧАСТИЙ СЕПАРАТОР, ЗАЩЕМЛЕННЯ, ПРОМЕНЕРОЗХІДНА СОРТУВАЛЬНА ПОВЕРХНЯ, СОРТУВАЛЬНІ КАНАЛИ, КУТ НАХИЛУ ПРУТКА

Постановка проблеми. Серед найважливіших продовольчих культур, що вирощуються в світі, картопля, не зважаючи на трудомісткість технологічного процесу, посідає четверте місце після кукурудзи, рису і пшениці. Заключним етапом її виробництва є післязбиральне очищення від рослинних залишків і частинок ґрунту бульб, їх калібрування та видалення із загальної маси пошкоджених і хворих. Для цього на Україні широко застосовують картоплексортувальні машини вальцевого типу КСП-15Б, КСП-25, сітчасті фірми GRIMME WG 900 Single і WG 900 Tandem та фірми Krukowiak STRZELEC M637 (Польща), а також решітні М 614/1 та Comras (Голландія) і ін. [1,2,3].

Однак, аналіз технологічного процесу сортування показав, що в складних машинах, таких як картоплексортувальні пункти, допускається значне травмування бульб під час їх проходження через вальці. Крім цього, вони відзначаються високою матеріаломісткістю конструкції та енергомісткістю процесу, що призводить до зростання собівартості виробництва картоплі. В решітчастих і сітчастих картоплексортувалках також спостерігається травмування бульб.

Останнім часом на ринку України з'явилися Польські та Чеські малогабаритні барабанні картоплексортувалки типу МС-3 [4], що мають двохсекційний сепаратор. Вони відрізняються своєю не високою матеріало- і енергомісткістю, але мають той недолік, що через не досконалість конструкції сітчастого сепаратора бульби часто застрягають (защемлюються) в його отворах. Це призводить не тільки до переривання технологічного процесу з метою видалення бульб, але і їх пошкодження.

На основі викладеного можна зробити висновок, що процес сортування бульб картоплі є актуальним питанням і виникає потреба в розробці малогабаритної картоплесортувалки, яка б мала низьку енергомісткість технологічного процесу і не допускала пошкодження бульб картоплі. На нашу думку найбільш перспективним напрямком розробки такої картоплесортувалки є застосування в її конструкції барабанного сепаратора з конічною сепаруючою поверхнею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел, приурочених питанням сортування бульб картоплі показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [1,2,3,5,6,7] розроблені і запропоновані відповідні рекомендації, які знайшли своє практичне застосування під час розробки сучасних картоплесортувалок і сортувальних пунктів.

Однак, питання, що стосуються безпосередньо розробки конструкції конічного сепаратора і обґрунтування його параметрів, в літературних джерелах не висвітлювались, що створює певні труднощі під час його розробки та експлуатації.

Метою дослідження є обґрунтування конструктивних параметрів барабанної картоплесортувалки з конічною променерозхідною сортувальною поверхнею, зокрема встановлення числових значень довжини сепаратора, кількості сортувальних каналів та кута нахилу прутка сортувального каналу.

Результати досліджень. Аналіз робочого процесу барабанних картоплесортувалок з сітчастою сортувальною поверхнею показує, що в процесі обертання барабана бульби під дією відцентрової сили притискуються до його внутрішньої поверхні і піднімаються на деяку висоту, а після відриву падають на цю поверхню і якщо розмір бульб менший від розмірів отворів, то вони вільно проходять крізь ці отвори. Але якщо розмір бульб незначно перевищує розміри отворів сітки, то бульби під час вільного падіння з силою заштовхуються в ці отвори і там защемлюються. Якщо ж розмір бульб значно перевищує розміри отворів, що містяться в першій секції сортувальної поверхні, то бульби перекочуються до наступної секції, що має більший розмір комірчин і процес повторюється. Оскільки ж в барабанних сортувалках, не залежно від їх геометричної форми, сортування бульб відбувається за одним принципом, то і на другій секції також виникає защемлення бульб в отворах.

На нашу думку усунути зазначений недолік можна шляхом заміни двохсекційної сітчастої сортувальної поверхні на пруткову

виконану у вигляді розхідних променів. Схема такої сортувалки наведена на рис.1.

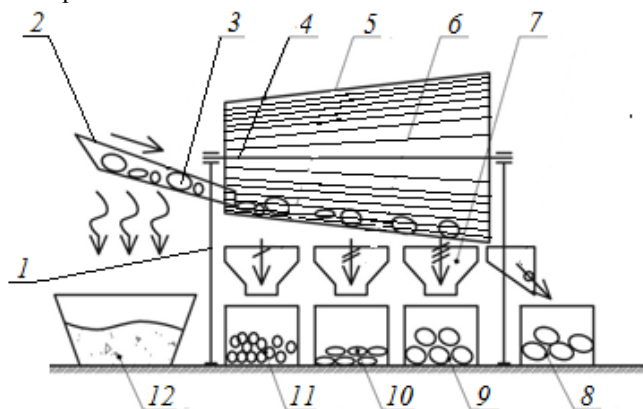


Рис.1 – Функціональна схема картопсортувалки: 1 – рама; 2 – приймальний лоток; 3 – бульби; 4 – вал; 5 – сепаратор; 6 – прутки; 7 – перебірні лотки;

8,9,10,11 – ємкості для накопичення відсортованих бульб;

12 – ємкість для дрібних грудочок землі і камінців:

← — несортовані бульби; ← / — дрібна фракція;

← // — середня фракція; ← /// — велика фракція;

← ⊙ — несортова (надвелика) фракція; ← ⊕ — дрібні грудки землі і камінці

Вона складається з рами 1 з приймальним лотком 2 для бульб 3 і встановленим на валу 4 сепаратором 5 з променерозхідними прутками 6, які утворюють сортувальні канали. Під сепаратором встановлено чотири лотки 7 для вловлювання відсортованих бульб та відбору з них пошкоджених бульб, грудок землі і каміння. Під кожним лотком встановлено ємкість відповідно 8,9,10 і 11 для накопичення відсортованих бульб певної фракції та ємкість 12 для вловлювання сміття.

Технологічний процес картопсортувалки протікає наступним чином. Під час обертання конічного сепаратора 5 бульби 3, що рівномірним потоком надходять в його середину з лотка 2, приводяться в неповний круговий рух, перемішуються, частково піднімаються на деяку висоту і падають на поверхню сепаратора. При цьому бульби переміщуються і вздовж осі сепаратора від меншої основи до більшої.

Оскільки відстань між двома сусідніми прутками поступово розширюється, то бульби під час скочування провалюються між ними в тому місці, де розміри бульби і щілини співпадають. Таким чином відсортовані бульби потрапляють у відповідні накопичувальні лотки 7, а з них скочуються в накопичувальні ємкості 8,9,10,11 або м'яку тару (мішки). Завантаження бульб в лоток 2 здійснюється транспортером або безпосередньо з мішків.

Очевидно, що на якість розподілу бульб за їх розмірами на фракції впливає довжина сепаруючої поверхні, тому вона повинна бути такою, щоб бульби під час перекочування вздовж сортувального каналу змогли вільно провалитись між двома прутками.

Наші експериментальні дослідження показали, що в сформованому потоці сортувального каналу може розміститись рядок з п'яти бульб. Оскільки сепаратор сортує бульби за розмірами не менш, як на три фракції, то загальну довжину сепаратора можна визначити за такою формулою:

$$L = l_1 + l_2 + l_3, \text{ м}$$

де l_1, l_2, l_3 – необхідна мінімальна довжина сепаруючої поверхні для відокремлення відповідно малої, середньої і великої фракції бульб, м.

Довжину сепаруючої поверхні, тобто довжину ділянки сортувального каналу для кожної фракції бульб можна визначити за такою формулою:

$$l_n = n \cdot t, \text{ м}$$

де n – число бульб одної фракції, які можуть одночасно розміститись в одному сортувальному каналі, шт.; приймаємо, що $n = 5$ шт.;

t – найбільший розмір бульби кожної фракції, м. За даними [8] для малої фракції $m_1 = 45$ мм, для середньої $m_2 = 65$ мм і для найбільшої $m_3 = 75$ мм.

Отже, з урахуванням останнього виразу, можемо записати, що загальна довжина сепаратора (сортувального каналу) буде визначатись так:

$$L = n \cdot (m_1 + m_2 + m_3), \text{ м.} \quad (1)$$

Підставивши відповідні дані в останній вираз, отримаємо загальну довжину сепаратора:

$$L = 5(45 + 65 + 75) = 925 \text{ мм.}$$

Число сортувальних каналів, визначимо за такою формулою:

$$Z = \frac{C}{\delta}, \text{ шт.} \quad (2)$$

де C – довжина кола основи сепаратора, мм;

δ – величина зазору сортувального каналу на вході сепаратора, мм.

Очевидно, що величина цього зазору визначається найбільшим розміром m найменшої фракції бульб і за даними [8] найбільший розмір бульби для малої фракції становить $m_1 = 45$ мм, тому приймаємо, що $\delta = m_1 = 45$ мм.

Оскільки розміщення сортувальних каналів зручніше починати з меншої основи, то довжину кола визначимо саме для цієї основи, яка визначається за відомою формулою:

$$C = 2\pi \cdot R = \pi \cdot D, \text{ мм} \quad (3)$$

де $\pi = 3,14$;

D – внутрішній діаметр сепаратора на вході (при меншій основі). З аналізу конструкцій барабанних картоплесортувалок можна зробити висновок, що мінімальний вхідний діаметр сепаратора становить 350 мм.

Отже, довжина меншої основи буде становити:

$$C = 3,14 \cdot 350 = 1099 \text{ мм.}$$

Підставивши відповідні дані у вирази (2), отримаємо, що

$$Z = \frac{1099}{45} = 24,4, \text{ шт.}$$

Таким чином на підставі проведених розрахунків приймаємо, що загальне число сортувальних каналів $Z = 24$ шт.

Для визначення кута α нахилу прутка сортувального каналу до осі сепаратора звернемось до рис.2, на якому наведено схематичне зображення сортувального каналу.

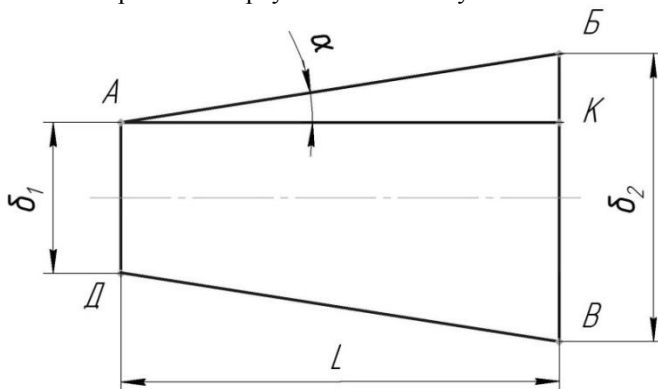


Рис.2 – Схема до визначення кута α нахилу прутка сортувального каналу до осі сепаратора

Контури сортувального каналу позначено символами *АБВД*, довжину через *L*, а вхідний і вихідний зазори відповідно через δ_1 і δ_2 . Опустимо з точки *A* на пряму *БВ* перпендикуляр і точку перетину позначимо через *K*. З $\triangle ABK$ знайдемо, що

$$\alpha = \arctg \frac{\delta_2 - \delta_1}{2L}, \text{ град.} \quad (4)$$

Підставивши відповідні дані у вираз (4), отримаємо значення кута α нахилу прутка сортувального каналу:

$$\alpha = \arctg \frac{75 - 45}{2 \cdot 920} = 0,0163 = 0^{\circ} 56'.$$

Висновки. Таким чином на основі отриманих результатів досліджень, можна зробити висновок, що отримані числові значення довжини сепаратора $L = 925$ мм, кількості сортувальних каналів $Z = 24$ шт. та кута нахилу прутка сортувального каналу до осі сепаратора $\alpha = 0^{\circ} 56'$ можна використовувати при проектуванні барабанної картоплесортувалки з конічною променерозхідною сортувальною поверхнею.

Література

1. Козаченко Б.О., Кононученко В.В. Механізація виробництва картоплі. Довідник. – К.: Урожай, 1991. – 176с.
2. Каталоги картоплесортувальних машин фірми GRIMME WG 900 Single і WG 900 Tandem, фірми Krukowiak STRZELEC M637 (Польща), M 614/1 та Comras (Голландія).
3. Колчин Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей. М.: Машиностроение, 1982. – 268с.
4. Шведик М.С, Бойчук Б.В., Теслюк В.В. Аналіз картопле сорту-вальних машин і обґрунтування вибору конструкції сепаратора для фермських господарств та кутової швидкості його обертання. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. стат. Вип. 36.- Луцьк, 2017. – С.169-174.
5. Саврасова Н.Р. Совершенствование процесса калибрования картофеля на основании моделирования работы ленточного сортирующего устройства /Н.Р. Саврасова // Автореферат дисс. канд. техн. наук. – Челябинск, 2011. – 25 с.

6. Шкляев К.Л. Обоснование параметров и режимов работы сортировки клубней картофеля роторно-винтового типа / К.Л. Шкляев // Автореферат дисс. канд.техн. наук. – Киров, 2011. – 19 с.

7. Орешкин Е.Е. Повышение эффективности сортирования картофеля путем оптимизации параметров и режимов работы роликово-дисковой сортирующей поверхности / Е.Е. Орешкин // Автореферат дисс. канд. техн. наук. – Санкт-Петербург, 2009. – 18 с.

8. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. - 320с.

УДК 631.521

© С.Ф. Юхимчук, к.т.н., С.М. Юхимчук, М.М. Толстушко, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ЕНЕРГЕТИКА ПРОЦЕСУ БРАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

У статті теоретично досліджено енергетику процесу брання стебел льону, які затискаються у поперечному криволінійному бральному рівчаку і розташовані в різних місцях пучка; вивчено динаміку зміни складових потужності брання при переміщенні стебла льону по бральному рівчаку; визначено секундну роботу брання та значення її складових.

Постановка проблеми. У розробленому під керівництвом проф. Хайліса Г.А. універсальному льонозбиральному комбайні використаний бральний апарат з криволінійними поперечними бральними рівчаками (рис. 1).

В цьому апараті стебла льону затискаються між бральним пасом 1 і бральними дисками 2 (перший, другий, третій бральні рівчаки) та між бральним пасом 1 і пасом вивідної секції 4 (четвертий бральний рівчак). Навпроти буртиків притискних роликів розміщені підпружинені піддержувальні прутки.

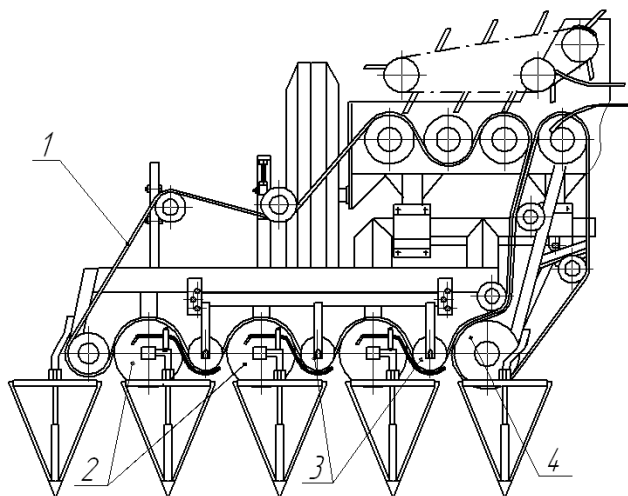


Рис. 1 – Льнобральний апарат з поперечними бральними рiвчачками: 1 – бральний пас; 2 – бральні диски; 3 – притискні ролики; 4 – вивiдна секцiя

Створення нового брального апарату з криволiнійними поперечними рiвчачками ставить перед нами задачi обґрунтування його параметрiв, вивчення дiї робочих органiв на стебла льону.

Аналіз останнiх досліджень і публікацій. Встановлено, що при механiзованому збираннi льону загальна потужнiсть, яка йде на витягування стебел з ґрунту, складається з потужностi на привод робочих органiв брального апарату та потужностi на перемiщення апарату по полю.

Летошнев М.Н. [1] досліджував потребу в силi і потужностi на брання льону, вивiв формулу для визначення секундної витрати енергiї на брання стебел:

$$N = Bv_M i T_{cp} a, \quad (1)$$

де B – ширина захвату брального апарату;

v_M – швидкiсть агрегата;

i – густота стеблостою;

T_{cp} – середня сила брання стебла з ґрунту;

a – довжина шляху дiї сили брання.

Також, вчений дослідив [1] завантаження брального апарату роботою брання, яка залежить вiд кута нахилу стебла у

бральному рівчаку. Ці дослідження стосувались тільки прямолінійних поздовжніх бральних апаратів.

За Хайлісом Г.А. [2] потужність, що витрачається на привод брального паса машини ТЛН-1,5 з поперечними бральними рівчаками для брання стебел, рівна:

$$N_p = v_p (S_n - S_o). \quad (2)$$

де v_p – швидкість брального паса;

S_n – сила натягу паса при виході з n -го рівчака;

S_o – сила натягу веденої вітки паса.

Під керівництвом Хайліса Г.А. проведені динамометрування льонозбиральних машин. Встановлено, що тяговий опір бральних агрегатів і крутний момент на валу збільшується зі зростанням швидкості руху агрегата. Продовжуючи вивчення енергетики апаратів з поздовжніми бральними рівчаками нами [3] дано теоретичні обґрунтування залежності розподілу складових потужності брання від кута нахилу стебла, що витягується з ґрунту.

Однаке при цьому не враховано криволінійну будову бральних рівчаків, розглядалися тільки можливі нахили центральних стебел, не вивчено динаміку зміни складових потужності брання при переміщенні стебла льону по бральному рівчаку.

Мета дослідження – провести теоретичні дослідження енергетики процесу брання стебел льону бральним апаратом з криволінійними поперечними бральними рівчаками.

Результати дослідження. Бральний апарат в силу своїх конструктивних особливостей взаємодіє зі стеблами льону при бранні таким чином, що пас здійснює лише частину роботи на витягування стебел. Інша частина роботи виконується за рахунок переносного поступального руху машини.

Потужність, що використовується при цьому, визначається за формулою [3]:

$$N = N_p + N_M = TV_p \cos(\bar{T}, \bar{V}_p) + TV_M \cos(\bar{T}, \bar{V}_M), \quad (3)$$

де N_p і N_M – потужності, що передаються бральному пасу і машині на витягування стебла з ґрунту;

T – сила витягування стебла льону з ґрунту;

\bar{T}, \bar{V}_p і \bar{T}, \bar{V}_M – кути між векторами сили T та швидкостей брального паса V_p і агрегату V_M .

Вектор сили T напрямлений по стеблу у бік його витягування.

Сила T залежить від багатьох факторів (властивостей ґрунту, сорту льону, характеристик стебел льону, густини стеблостою) і визначається експериментально. Значення цієї сили T по мірі витягування кореня стебла з ґрунту змінюється. Однією з найхарактерніших залежностей сили T від довжини витягування стебла $\Delta\rho$ є параболічна [1], за якою сила T зі збільшенням $\Delta\rho$ зростає, досягає максимуму (T_{max}) і падає.

Формула цієї залежності наступна:

$$T = 4T_{max} \frac{\Delta\rho}{a} \left(1 - \frac{\Delta\rho}{a}\right), \quad (4)$$

де a – довжина шляху дії сили (довжина, на яку потрібно витягнути стебло з ґрунту до повного відриву кореня).

Як констатувалось раніше за [1] $T_{max}=5$ Н, $a = 0,05$ м. Також робимо припущення, що кут нахилу стебла при бранні не впливає на значення T_{max} .

На рис. 2, a і b зображено схеми будови і роботи частини брального рівчака, де проходить брання стебел. Стебла льону затискаються між бральним пасом і диском в зоні AB , яка характеризується кутом α . Тут початок координат співпадає з проекцією точки A на площину XOY . Пунктиром вказано можливу зону розташування в ґрунті коренів стебел, що попадають у гирло брального рівчака.

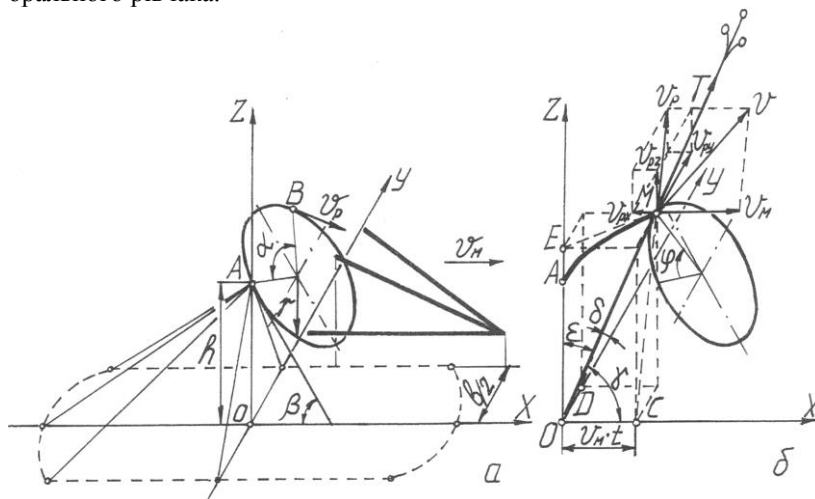


Рис. 2 – Схема роботи брального апарата

На рис. 2, б зображено положення брального диска через деякий час t . За цей час бральний апарат перемістився на відстань, рівну $V_M t$, а бральний диск під впливом брального пасу повернувся на кут $\varphi = V_p t / r$. При цьому затиснуте у точці M з координатами $(X_n; Y_n; Z_n)$, стебло льону утворює з координатними осями відповідні кути: кут γ з віссю OX , кут δ з віссю OY і кут ε з віссю OZ .

Місце розташування в ґрунті кореневої частини стебла визначається точкою O з координатами $(X; Y)$.

Із точки M виходять такі вектори: T, V, V_M, V_p , де V – вектор абсолютної швидкості переміщення точки M у просторі $V = V_M + V_p$. Проекції вектора V_p на координатні осі (рис. 2, б) V_{px}, V_{py}, V_{pz} , знаходяться з рівнянь системи:

$$\left. \begin{aligned} V_{px} &= V_p \sin \varphi \cos \beta, \\ V_{pz} &= V_p \sin \varphi \sin \beta, \\ V_{py} &= V_p \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

З рис. 2, б видно, що вектори цих проекцій утворюють із стеблом льону ті ж самі кути, що і відповідні ним осі координат. Тоді рівняння (3) набере вигляд:

$$N = N_p + N_M = T(V_{px} \cos \gamma + V_{py} \cos \delta + V_{pz} \cos \varepsilon) + TV_M \cos \gamma. \quad (6)$$

Із прямокутного трикутника OCM (рис. 2, б) $OM = \rho_n -$ відстань від точки M до точки O , а $OC = X_n - X$. Звідси:

$$\cos \gamma = \frac{OC}{OM} = \frac{X_n - X}{\rho_n}. \quad (7)$$

Аналогічно з трикутника ODM :

$$\cos \delta = \frac{MD}{MM} = \frac{Y_n - Y}{\rho_n}. \quad (8)$$

І з трикутника OEM :

$$\cos \varepsilon = \frac{OE}{OM} = \frac{Z_n}{\rho_n}. \quad (9)$$

Підставляючи у рівняння (6) замість відповідних його елементів вирази для їх обчислень (7) - (9) отримали систему рівнянь для обчислення потужностей:

$$\left. \begin{aligned} N_p &= T \left(V_{px} \frac{X_n - X}{\rho_n} + V_{py} \frac{Y_n - Y}{\rho_n} + V_{pz} \frac{Z_n}{\rho_n} \right); \\ N_M &= TV_M \frac{X_n - X}{\rho_n}; \\ N &= N_p + N_M. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

За рівняннями (10), користуючись для знаходження їх елементів формулами (4) і (5), з метою оперативного отримання результатів розрахунків за різноманітними можливими комбінаціями початкових параметрів розроблена програма для ПЕОМ [3]. Ця програма дозволяє прослідкувати зміну потужності N і розподіл її складових N_p і N_M від повороту брального диска на кут $\varphi \in [-\alpha/2; \alpha/2]$, при бранні стебел з відповідними координатами X , Y точок розташування коренів. При цьому враховувалось те, що брання стебла проходить за умови:

$$0 \leq \rho_n - \rho_o \leq a. \quad (11)$$

При $\Delta\rho > a$ відбувається повне витягування стебла льону (N , N_p і N_M рівні нулю).

В цій програмі була розроблена підпрограма для знаходження роботи A , що йде на брання стебла, а також показника η , що рівний відношенню частини роботи, яка виконується бральним пасом, до частини роботи, що припадає на тягове зусилля трактора.

Графічно робота A , а також і її складові A_p та A_M , є площа фігури, помножена на R/V_p , що утворені відповідними кривими залежності N , а також N_p і N_M від кута повороту брального диска φ і віссю φ при $N > 0$ (рис. 3).

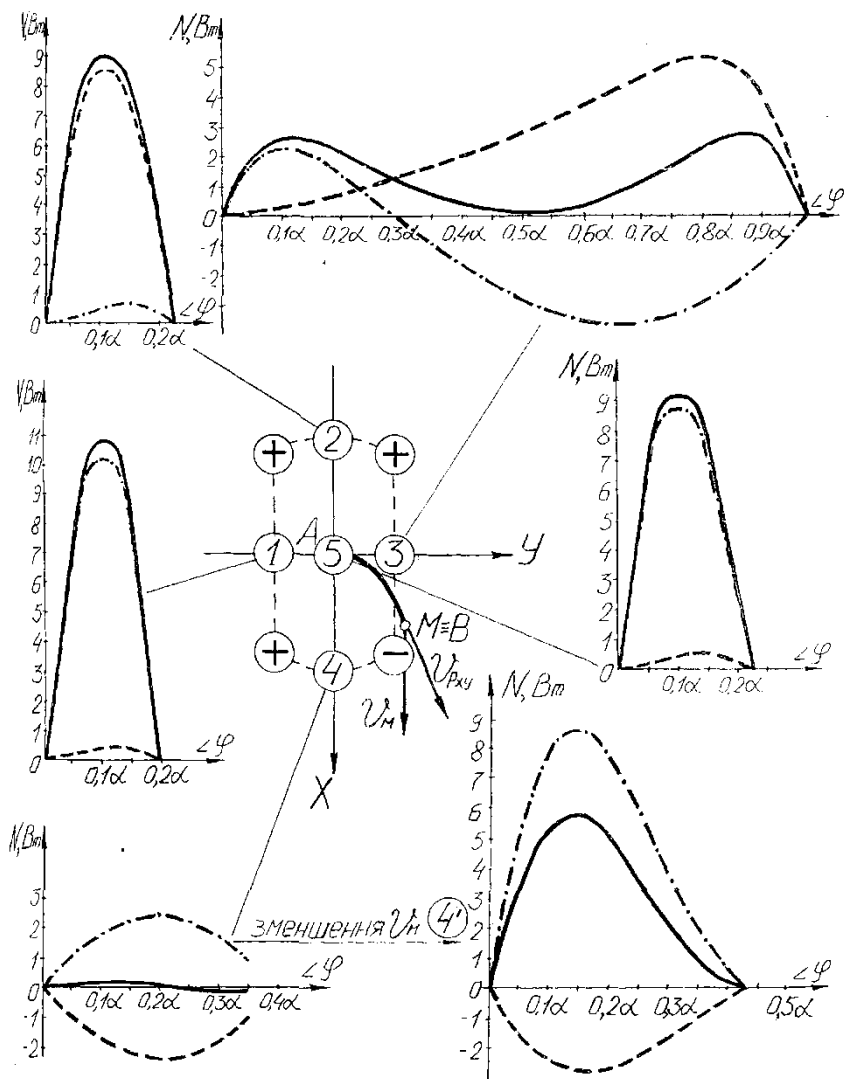


Рис. 3 – Розподіл потужностей при бранні стебла:

----- N_p , - - - - N_M , _____ N

Формули для обчислення A , A_p та A_M мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} A &= \int_0^t N dt = \frac{R}{V_p} \int_{\varphi_0}^{\varphi} N d\varphi = \frac{R}{V_p} \sum_{i=0}^n (N_i \cdot \frac{\varphi - \varphi_0}{n}), \\ A_p &= \frac{R}{V_p} \sum_{i=0}^n (N_{p_i} \cdot \frac{\varphi - \varphi_0}{n}), \\ A_M &= \frac{R}{V_p} \sum_{i=0}^n (N_{M_i} \cdot \frac{\varphi - \varphi_0}{n}). \end{aligned} \right\} (12)$$

при $N \geq 0$,

де t – час, що відповідає повороту брального диска на кут $\varphi - \varphi_0$.

Досліджувалась енергетика брання стебел льону розроблюваним бральним апаратом при таких його параметрах: $\beta = 1,047$ рад, $\alpha = 2,618$ рад, $R = 0,11$ м, $h = 0,2$ м, $b = 0,35$ м, $V_M = 2,01$ м/с, враховуючи, що для стебел льону $T_{max} = 5$ Н і $a = 0,05$ м.

Посередині рис. 3 у масштабі зображено проекцію на горизонтальній площині XOY траєкторії переміщення точки M затискання стебла у бральному ривчаку при повороті брального диску на кут α , з точки M показані проекції швидкостей V_{pxy} і V_M ; пунктиром вказано можливу зону розташування в ґрунті коренів стебел, що попадають у гирло брального ривчака при мінімальному куті нахилу стебел до горизонту 30° і ширині захоплення бральної секції $b = 0,35$ м.

Розглядались вибірково координати (X ; Y) стебел, корені яких розташовані на границі і у центрі умовної зони та позначені кружечками (рис. 2, б). За отриманими результатами для стебел 1, 2, 3, 4, 5 побудовані графіки розподілу потужностей N_p , N_M , N в залежності від кута повороту φ брального диска. Брання не відбудеться тільки для стебла 4. Цьому можна зарадити зменшуючи поступальну швидкість машини V_M . Так, при $V_M = 0,69$ м/с брання цього стебла забезпечується (випадок 4^с на рис. 3). У решті випадків знаком " + " позначені місця розташування в ґрунті коренів стебел, для яких дані параметри брального апарата повністю забезпечують умову брання $\Delta\rho > a$. Знаком " – " вказане стебло, для якого повного брання не досягнуто.

Із графіків рис. 3 видно, як в залежності від розташування в ґрунті стебел, розподіляється потужність брання між завантаженням брального паса і тяговим зусиллям машини. Можливі випадки, коли одна із складових потужності N_p приймає від'ємні значення (стебло 3 і 4). Це явище розглядалось в [3] і

вказує на циркуляцію потужності. Так при бранні стебла 3 частина потужності N_M , що не задіяна на витягування стебла, передається через бральний пас і механізм приводу назад двигуну. Для стебла 4 деяка частина потужності N_p , що не задіяна бранням, використовується для переміщення машини, при цьому відповідно зменшується тягове зусилля агрегату.

Як показали проведені розрахунки робота брання не залежить від розміщення стебел у елементарному пучку і у всіх випадках рівна 0,16 Дж.

Так, як при роботі брального апарату на прямостоячому льоні, стебла, що утворюють елементарний пучок [1], знаходяться у третьому і в четвертому октантах (рис. 3), то побудовані для них графіки ще раз підтвердили, що вибрані параметри апарата повністю задовольняють вимоги процесу брання.

Розглядаючи граничні стебла цього пучка, що відмічені точками на рис. 3, а саме отримані при їх бранні значення A_p та A_n , можна взяти як розподілена енергія, що припадає на привод брального пасу і переміщення машини при бранні пряморослого льону.

$$\eta_{-p} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{pi}}{\sum_{i=1}^n A_{Mi}} \quad (13)$$

В даному випадку $\eta_{cp} = 0,219$.

За одну секунду бральним апаратом витягується кількість стебел J_c , що рівна:

$$J_c = B V_M t i \quad (14)$$

В нашому випадку при $B = 1,4$ м, $V_M = 1,01$ м/с, $t = 1$ с, прийнявши i рівним 1600 стебел на м², отримано, що за 1 секунду вибирається $j_c = 4502,4$ стебел. Тоді секундна робота брання буде рівна:

$$A_c = A j_c = 0,16 \cdot 4502,4 = 730,4 \text{ Дж.} \quad (15)$$

Враховуючи те, що $A_c = A_{pc} + A_{mc}$ і $\eta_{cp} = A_{pc}/A_{mc}$ отримано наступні залежності:

$$A_{pc} = A_c \eta_{cp} / (1 + \eta_{cp}) \quad \text{і} \quad A_{mc} = A_c / (1 + \eta_{cp}) \quad (16)$$

з яких визначають $A_{pc} = 131,39$ Дж; $A_{mc} = 599,01$ Дж.

При роботі апарату на полеглому льоні в гирло бральних рівчаків попадають стебла льону, нахилені проти руху машини, тобто корені яких для розглядуваного випадку розташовані у першому і другому октантах (рис. 3). Брання цих стебел можна забезпечити як зміною поступальної швидкості машини (випадок 4^с рис. 3), що не є доцільним через зменшення продуктивності агрегату, так і збільшенням зони затискання стебел у бральному рівчаку.

Висновки. Приведено графічні залежності розподілу потужності брання між завантаженістю брального паса і тяговим зусиллям машини. Розрахунки підтвердили, що вибрані параметри апарату повністю задовольняють вимоги процесу брання. Робота брання не залежить від розміщення стебел у елементарному пучку і у всіх випадках рівна 0,16 Дж.

Література

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины // Теория, расчет, проектирование и испытание. - М.: Сельхозгиз, 1955.- 764 с., ил.
2. Льюноборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с., ил.
3. Юхимчук С.Ф. Обґрунтування параметрів і дослідження роботи льнобральних апаратів з поперечними рівчаками: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Юхимчук Сергій Федорович. – Луцьк, 1998. – 200 с.

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

O. Bundza, V. Nikitin V. Havrysh, Analysis of technical means for the destruction of the bush on the meliorative channels with the development of an advanced working body

Taking into consideration the tendency of recent years to intensify the drought on the territory of Ukraine, the issues of restoration of reclamation systems are relevant for most branches of agro industrial complex. This requires major overhaul and reconstruction of irrigation systems.

An important measure for the cleaning of canals is its release from diverse vegetation, in particular, shrubbery.

As the analysis of current research shows, shrub removal is a labor-intensive activity and it requires the development of resource-saving technologies for the execution of works and the creation of new machines for work on slopes and berms of channels.

The amount of work to remove shrubs requires a large fleet of technical means for their implementation and effective performance of work, in turn, it is possible to provide the optimization the fleet of and new efficient working bodies..

Taking into account the above-mentioned, the development and implementation of operational work in reclamation systems and the development of new effective technical means for cutting shrubberies is an urgent task, the solution of which will ultimately ensure an increase in the yield of agricultural crops in irrigated fields.

This paper presents the results of the performed analysis of constructions of working bodies of machines used for the destruction of shrubs in berms and slopes of reclamation channels. Their drawbacks and advantages are revealed. The performed analysis made it possible to identify the most rational type of working organ is guillotine. Considering this, the authors developed the design of the working body of the car to destroy the shrub. The proposed working body is recommended to use for planting large diameters (50 ... 120 mm) on the slopes of the channels. The use of this working body does not lead to deformation of slopes of channels.

Keywords: reclamation, canal, shrub, working body, improvement.

Бундза О.З., Никитин В.Г., Гаврыш В.С. Анализ технических средств для уничтожения кустарника на мелиоративных каналах с разработкой усовершенствованного рабочего органа

В статье изложены результаты анали за рабочих органов, которые применяют для уничтожения кустарника на бермах и откосах мелиоративных каналов и предложена усовершенствованная конструкция рабочего органа гильотинного типа.

Ключевые слова: мелиорация, канал, кустарник, рабочий орган, усовершенствование

N. Vasylychuk, Investigation of the plane distribution of the sunflower siberians on the field depending on the height

The features of the planar arrangement of sunflower stems on the field are considered, which are offset relative to the central middle line of sowing due to the influence of natural and human factors, at different altitudes. The regularity of the distribution of stems at the height of their contact with the dividers of the reaper has been analyzed. Such information will provide an opportunity to correctly design the shape of dividers, since fewer stems will have a shock contact with the divider, which will result in less seed loss through the impact. Because, where a large number of stems will be conactant with a divider, the curvature of the profile there will be less. The fewer stems will be located - the greater the curvature of the blade will be in the divider. The graph is shown as a formula for the normal distribution of stalks at such a height. Conclusions are made on the further use of the obtained data in the design of agricultural machinery.

Н.В. Васильчук, Исследование плоскостного распределения стеблей подсолнечника на поле в зависимости от высоты

В работе рассмотрены особенности плоскостного расположения стеблей подсолнечника на поле, которые являются смещении относительно центральной средней линии посева из-за влияния природных и человеческих факторов, при разной высоте. Проанализированы закономерности распределения стеблей на высоте их контакта с делителями жаток.

R. Hevko, O. Klendii, R. Rozum, A. Vitroviy constructive schemes of working bodies for increasing operating indicators flexible screw conveyors

The article presents the design of flexible and pivotally connected helical working bodies, the use of which allows increasing the efficiency of the conveyors during the transportation of loose materials. Calculation formulas are given for determining the torque that occurs during the transport of goods by screw conveyors.

Р. Б. Гевко, А. Н. Клендий, Р. И. Розум, А. О. Витровой. Конструктивные схемы рабочих органов для повышения эксплуатационных показателей гибких винтовых конвейеров

В статье представлены конструкции гибких и шарнирно соединенных между собой винтовой рабочих органов, применение которых позволяет повысить эффективность функционирования конвейеров во время транспортировки сыпучих материалов. Приведены расчетные формулы для определения крутящего момента, который возникает в процессе транспортировки грузов винтовыми конвейерами.

Hevko I., Leschuk R., Stoyko I., Marchuk N., Sipravskaya M. Technical and economic reform of the mechanical processing process using a multicombustible drill/tap tool

The cutting process is very complicated. Its results are determined by many parameters. The unevenness of the physical and mechanical properties of the treated material, its anisotropy, the large depth of milling, deformation and heating, the change of the cutting edge of the tooth cutter, various physical and chemical effects appear and disappear during the cutting, and other visually

imperceptible factors greatly affect the stability of the cutting tool.

The purpose of the study is to compare the criteria of the mechanical processing options of the combined drill bit.

Wide use of threaded joints in machine building is due to their simplicity, high carrying capacity of connection and disconnection of parts, the use of various threaded joints also contributes to the presence of a large range of special threaded parts adapted to different versions of joints, their wide standardization and low cost in mass production.

The cost of machining the cut through groove in a sheet metal with a thickness of 8 mm from a steel of 08кн using a combined drill-taps will be much smaller compared to the basic technologies, which proves the significant efficiency of the tool developed.

Therefore, solving a scientific problem, which consists in the development and practical implementation of rational technological processes for the manufacture of threaded joints is an urgent task in machine building.

Гевко И.Б., Леуцк Р.Я., Стойко И.И., Марчук Н.М., Сиправська М.Д.
Технико-экономическое обоснование процесса механической обработки с использованием комбинированного сверла-метчика

Широкое использование резьбовых соединений в машиностроении обусловлено их простотой, высокой несущей способностью соединения и разъединения деталей, применение различных резьбовых соединений способствуют также наличие значительного номенклатуры специальных резьбовых деталей приспособленных к различным вариантам соединений, их широкая стандартизация и низкая цена в условиях массового производства.

Поэтому решение научной задачи, которая заключается в разработке и практической реализации рациональных технологических процессов изготовления резьбовых соединений является актуальной задачей в машиностроении.

Holotyiuk Mykola. Evaluation of the influence of magnificent rubber on surface

The paper studies the features of machines with crawler engines, along with the creation of new models, which consists in the creation of technical systems based on the use of reducing the impact on the soil. The article analyzes the directions of improvement of running systems of crawler tractors. The well-known constructive decisions are given and the main directions of further research are generalized. The main field of application remains industry and, above all, machine building. The paper analyzes ways to improve the efficiency of the crawler.

Голотюк Н.В. Оценка влияния гусеничного движителя на грунт

В работе изложены особенности машин с гусеничными движителями наряду с созданием новых моделей, которое заключается в создании технических систем, основанных на использовании уменьшения воздействия на почву. В статье проанализированы направления совершенствования ходовых систем гусеничных тракторов. Приведенные известные конструктивные решения и обобщены основные направления дальнейших исследований. Основной областью применения остается промышленность и прежде всего машиностроения. В работе выполнен анализ путей повышения эффективности гусеничного движителя.

Gud V. Mechanization of download operation processes in multi-functioning systems.

In the general complex of technological processes of loading and unloading of screw transport and technological systems of transportation of bulk materials belongs to the most labor-intensive and energy-intensive processes and according to various data make up 1/3 of all expenses of these operations. Under the transport process is understood a complex of operations that are associated with the carriage of goods, which includes the loading and unloading operations and the movement of goods to the destination. With an increase in the intensity of production, the volume of transport and loading and unloading operations will increase.

The purpose of the study is to mechanize the processes of loading and unloading operations in multifunctional screw systems.

Output data for the design of screw vehicles is performance that depends on angular velocity. Its choice is made at the beginning of designing, depending on the type of conveyor, the nature of the location of the route, based on the conditions of no damage to the load or the minimum energy costs of transportation.

The design of the propeller mobile mixer with the mechanisms of adjusting the angles of inclination of the vertical branch and movement of the mixer during operation is given. The method of choice of high - speed transport mode and constructive - technological and power parameters is presented.

Гудь В.3. Механизации процесса погрузочно-разгрузочные операций в многофункциональных винтовой системах

Приведена конструкция винтового передвижного смесителя с механизмами регулировки углов наклона вертикальной ветки и перемещения смесителя в процессе эксплуатации. Представленная методика выбора скоростного режима транспортировки и конструктивно - технологических и силовых параметров.

V.Gud, L. Slobodyan, A. Marunich. Technological equipment for the investigation of gvinto downloaders

In the general complex of agricultural, food processing and processing industries and other works, transport and loading and unloading operations are among the most labor-intensive and energy-intensive processes and make up about 1/3 of all labor costs on growing of agricultural crops, and transport costs of the cost of agricultural products are 15 ... 40%. About 25% of the total salary fund in the agro-industrial complex goes to pay for workers employed in transport and loading and unloading works. With the increase in the intensity of production, the volume of transport and loading and unloading will increase.

The purpose of the research is the development of technological equipment for research of screw loaders and technological equipment for their research.

The screw loader-mixer with a rehash is made in the form of a frame, on which the loading horizontal and vertical cylindrical shells with screw working bodies are installed horizontal and vertical with actuators with safety couplings. In this case, the horizontal casing is set at an angle of 2-5 ° to the

horizon in the direction of feeding the bulk material, and the lower end of the vertical casing is set at the distance of the diameter of the screw working organ.

To the end of the horizontal loading body of the section, a flexible screw helix with a flexible casing is rigidly attached to increase the screw conveyor loading area. At the end of the flexible cylindrical housing, a cylindrical tip with a tapered end is rigidly installed for ease of insertion into a bunch of loose material. The tip ensures that large pieces of the transport area can not fall into the transportation area, which can lead to its breakage and contribute to a better spillage of loose materials into the transportation zone, which is executed in the form of cylindrical elements, the distance between the adjacent sections is more than 2-6 times the largest grains of transport materials and which are rigidly connected to the front and rear terminals of the tip.

Different designs of screw loaders of bulk materials and bench equipment for the study of the characteristics of the horizontal and vertical booms are presented. The analytical dependences for determination of constructive and power parameters of screw mixers and bench equipment for their research are resulted.

В.З. Гудь, Л.М. Слободян, А.П. Маруніч. Технологическая оснастка для исследования винтовой загрузчик

Приведены различные конструкции винтовых загрузчиков сыпучих материалов и стеновое оснащение для исследования характеристик горизонтальной и вертикальной веток загрузчиков. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных и силовых параметров винтовых смесителей и стенового оснащения для их исследования.

V. Lyashuk, V. Didukh, M. Polishchuk, A. Homych. Study on the use of lake sugars in growing of cartoples

The article focuses on the reduction of soil fertility by applying modern technologies in the production of agricultural products. The results of field-research on the use of sapropel while growing potatoes. The influence of lake sapropels on the efficiency of growing potatoes and their positive aftereffects was established. Laboratory studies on the creation of a new plant in the research laboratory allowed to propose a new constructive and composite scheme of potato plant, which provides a local (for each seed) introduction of prepared organic (organo-mineral fertilizers). The basic design features of such a potato plant are presented. The peculiarity of a seedbed, which is offered in a car, is the use of force of gravity to move the tubers from the bunker to the surface of the soil. It provides passive trays that determine the structure of gravity potato feeders with tuber cutters in the bottom of the bunker. The potato cutter allows you to form strips in the soil, to put in organic fertilizers prepared in portions for each potato. It was determined that the accuracy of planting potatoes is provided by a mechanical device for cutting tubers with a chain drive from the support wheel. Also in the article the calculation of technological process of potato planting according to the standard method is given. A new technology of planting potatoes with local application of organic fertilizers is proposed.

Ляшук В.М., Дідух В.Ф., Поліщук М.М, Хомич А.В. Исследование использования озерных сапропелей при выращивании картофеля

В статье обращено внимание на снижение плодородия почв при применении современных технологий в производстве сельскохозяйственной продукции и представлены результаты исследований использования озерных сапропелей при выращивании картофеля на дерново-подзолистых почвах с учетом рекомендованных севооборотов. Предложена новая технология посадки картофеля с локальным внесением органических удобрений.

S. Panasiuk, S.Holiachuk, E.Mazur. Research of the kinetics of combined drying of stone fruit

The results of the research of kinetics of combined drying plums and peaches and the effect of microwave heating on the intensity evaporation of moisture are presented in this article.

The drying is an energy intensive process, that's why the actual task is to find potential technical solutions for reducing the energy intensity of the technological process and intensification with the help of combining known methods of drying.

Fruits and vegetables drying is a long process because of their high water content. The combination of different drying methods allows to intensify the process and improve the quality of the prepared product.

Experimental researches had shown that in samples of fruits, which were used for combined drying by combining microwave heating and convective drying the intensity of evaporation moisture significantly was increasing.

The period of constant drying speed is characterized by a slight change temperature in fruit and the minimal heat loss. In the period of constant drying speed, the intensity of the moisture evaporation will increase with increasing frequency and intensity of the external electric field.

After the end of constant speed of drying period, the intensity of evaporation of the moisture decreases and the temperature of the fruits begins to increase.

The analysis of the made researches indicates that intensifying of the process of evaporation moisture from the drupaceous fruits is possible by combining convective drying with microwave heating. In result, the obtained graphs drying allow to reduce calculations of technological regimes of drying the drupaceous fruits in combined dryers.

С. Г. Панасюк, С. Е. Голячук, Е.В.Мазур. Исследование кинетики комбинированной сушки косточковых плодов

В статье приведены результаты исследования кинетики комбинированной сушки плодов слив и персиков и влияния СВЧ-нагревания на интенсивность испарения влаги.

V. Satsyuk, I. Luts' On the theory of determining the homogeneity of the composition of organic-mineral mixtures

The article presents theoretical studies of determining the mass of the weight gain of the organomineral mixture. This weighting is used to determine the homogeneity of the composition of the mixture. Weight of weight loss is equal to the mass of organomineral mixture, which falls on the feeding area of one plant.

The dependence is given to determine the weight of weight gain, which takes into account the technology of fertilizer production. The homogeneity of the mixture is proposed to be determined by the component, the content of which is the smallest. The weight of the mixing mixture for the preparation of fertilizers, for crops with a narrow-cut seeding method (wheat, rye, spring crops, legumes, buckwheat, flax) is 2 g. The weight of the mixing mixture for the preparation of fertilizers, under crops with a broad-based method of sowing (potatoes, sugar beet, corn) must be determined using the formula given. Such properties of fertilizers provide the possibility of supplying nutrients to the soil during the entire period of vegetation

В.В. Сацюк, И.В. Луць К теории определения однородности состава органоминеральных смеси

В статье приведены теоретические исследования определения массы навески органо-минеральной смеси (ОМС), которую необходимо отбирать для исследования однородности ее состава, при производстве гранулированных органо-минеральных удобрений. Исследование базируется на обеспечении каждого растения заданной, согласно агротребования, нормой питательных элементов.

S. Synii, R. Hevko, I. Flonts, O. Klendii Increasing the efficiency processes of cleaning root crops

In order to improve the process of cleaning (separation) of root crops in harvesting machines and ensuring the control of this process is developed the design of a separating conveyor with fluctuating scrapers and are substantiated the rational parameters of this design.

On the basis of the performed analysis of the operating forces was developed a system of equations to determine the effect of the torque value on the process of screwing the group of scrapers and the dependence of the additional gravity on the parameters of the scraper turning up mechanism.

On the basis of photographic expansion on the frames of the experiments were determined the trajectory and flight range of the root crops to their re-interaction with the rod web, depending on the weight of the beets at different positions of the root crops on the scrapers. It was established that the largest range of root crops was observed at the location of root crops relative to the canvas head up.

Research was conducted to determine the influence of parameters β , m , γ on the degree of damage to the root crops. It is established that the maximum of it affects the angle of deflection of scrapers β . Further on the intensity of influence is the mass of root crops m and the angle of inclination of the canvas to the horizon γ .

Was developed the design scheme of the scraper separating-conveyor with a curvilinear trace of the displacement of root crops.

On the basis of the multivariate experiment, a regression equation was constructed to determine the degree of damage to the root crops, depending on the speed of the shock interaction of the root crops with the working organ, the shape of the surface of the working organ (characterized by a minimum radius of curvature of the peripheral zone of the working organ) and the mass of root

crops

With the help of the developed root simulator, it is established that the degree of aggressive action of separating surfaces on root crops in 1,35 ... 1,4 times is higher when the root crop moves alone as compared with its passage in the flow of the root crops.

С. В. Синий, Р. Б. Гевко, И. В. Флєни, А.Н. Клендий *Повышение эффективности процессов очистки корнеплодов*

В статье приведены конструктивно-технологические схемы транспортно-очистных рабочих органов корнеуборочных машин, которые характеризуются расширенными функциональными возможностями, а именно, кроме транспортировки, обеспечивают бережную доочистку корнеплодов от примесей почвы и растительных остатков. Представлены результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований скребковых транспортеров-сепараторов для оценки влияния их конструктивно-кинематических параметров на качественные показатели выполнения ими технологического процесса. Приведена методика проведения экспериментальных исследований с применением имитатора корнеплода как в лабораторных, так и в полевых условиях.

O. Syrotynkyi, M. Dmyshuk *Ecological aspects of forest highways placement*

At the article the factors, which break the forest ecological balance during the highways placement are studied. The ways for reduction negative effects of highways on forest ecological system are recommended. According to conducted research the consequences of the highways influence on the forest ecological balance are studied. The main from them are: destruction of the area water-thermal regime; fire hazard is on the rise; destruction of the slopes' stability; environment pollution with exhaust gases; interruption or change the animal migration way etc. The highways negative influence on forest ecological system, by our mind, can be reduced by taking protective measures: reduction of areas that are being taken under the roads; optimizing the forest roads network; minimizing the roads influence on the forest ecosystem.

А.А. Сиротинский, Н.Д. Дмишук *Экологические аспекты обустройства автомобильных лесных дорог*

В статье представлены результаты изучения факторов, нарушающих экологическое равновесие леса при обустройстве автодорог. Обоснованы меры по минимизации негативного влияния автомобильных дорог на экологическую систему лесного массива.

Slobodian L. *Technological preconditions for development of gullet downloaders*

The efficiency of the use of transport and loading and unloading mechanisms to a greater extent depends on the mechanization of loading and unloading operations. The mechanisms of loading and unloading accelerate the process of loading and unloading of transport mechanisms, improve working conditions and increase labor productivity, reduce labor demand and cost of work.

The purpose of the research is to develop a method for designing screw loaders and their working bodies. Screw loader-mixer with central drive, which

is executed in the form of a frame, on which the loading horizontal and vertical cylindrical shells with screw working bodies are installed horizontal and vertical with actuators with safety couplings. Moreover, the horizontal casing is set at an angle of $2-5^\circ$ to the horizon in the direction of feeding the bulk material, and the lower end of the vertical casing 3 is set in the free zone of the horizontal casing. The horizontal boot section of the screw working body is made in the form of screw corrugations to improve the blending process of bulk materials. The vertical screw working organ is made of the G-shaped shape, with the ratio of the horizontal shelf to the vertical is in the range of 2-7 mm, with a minimum value of the vertical shelf 2-4 mm. To the end of the horizontal loading body of the section, a flexible screw spiral with a flexible shaft and a flexible casing is firmly attached to increase the screw conveyor loading area. At the end of the flexible cylindrical housing, a cylindrical tip with a tapered end is rigidly installed for ease of insertion into a bunch of loose material. The tip ensures that no large pieces of the transport zone are in contact with the transport area, which can cause breakage and contribute to a better overfilling of loose materials into the transportation zone, which is made in the form of cylindrical elements with axial grooves, with a width of more than 2-6 times the largest grains of transport materials.

The technique of designing screw loaders of bulk materials, as well as the conditions for designing their screw working bodies is given. The analytical dependences for determination of power and structural parameters are given.

Слободян Л.М. Технологические предпосылки проектировании винтовой загрузчиков

Приведена методика проектирования винтовых загрузчиков сыпучих материалов, а также условия проектирования их винтовых рабочих органов. Приведены аналитические зависимости для определения силовых и конструктивных параметров.

H. Khailis, M. Tolstushko, N. Tolstushko, V. Martyniuk, V. Shevchuk
Determination of the center of gravity of a two-axle machine

The article describes the determination of the position of the center of gravity of a two-axle machine. In the national economy, many machines are used that move in fields with different inclinations in one direction or another. To address the issues of sustainable movement of each such machine you need to know the position of its center of gravity. Often, for these purposes, the data obtained when determining the pressure force of each wheel of the car on the support plane are used. From these data, you can determine the position of the center, using the laws of theoretical mechanics. An analysis of recent studies and publications suggests that research was conducted on the operation of the tractor and the machines aggregated with it, but little attention was paid to determining the position of the center of gravity of the two-axle machine. The purpose of the study is to determine the position of the center of gravity of a two-axle machine. The distance characterizing the position of the center of gravity of a two-axle machine in height is determined. Equations for determining the position of the center of gravity of a two-axle machine are derived.

TWO-AXLE MACHINE, BODY, WHEEL, CENTER OF GRAVITY, FORCE, SOIL.

*Г.А Хайліс., М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко, В.Л. Мартинюк,
В.Г. Шевчук* **Визначення положення центра ваги двовісної машини**

У статті розглянуто визначення положення центра ваги двовісної машини.

ДВОВІСНА МАШИНА, КУЗОВ, КОЛЕСО, ЦЕНТР ВАГИ, СИЛА, ГРУНТ.

I. Khitrov, O. Bundza, Y. Babych, Organization of technical service of machines by a dealer enterprise

This article outlines the organizational principles of forming a dealer network of enterprises for rendering works and services and technical service of automobiles. The basic principles of the relationship between manufacturers and dealers are revealed. The key aspects of basic functions of enterprises and intermediary structures for qualitative services are characterized.

The general characteristics of a typical dealer service company are presented. It is described the organization of the manufacturing process of the dealer company for the sale, warranty and post-warranty service and restoration of the machine's working capacity. It is planned further scientific researches concerning possibility to apply its results in practice.

Keywords: technical service, maintenance, operation, agricultural machine, dealer.

И.А. Хитров, О.З. Буднза, Я.А. Бабич Организация технического сервиса машин дилерским предприятием

В статье рассмотрено организационные основы формирования дилерской сети. Дан анализ ключевым аспектам исполнительных функций предприятий, а также их роль в организации технического сервиса машин.

N. Shvedyk, O. Hvedenhuk, V. Teslyuk. The substance of the constructive parameters of the barbable maple plastering with the end range of the red sorteval sureace

The article presents an analysis of constructions of potatoes harvesting machines, which are most widely used in farms of Ukraine. It is established that in complex machines, such as potato sorting stations, considerable trauma to the tubers during the passage through the rollers is allowed. In addition, they are characterized by high material construction and energy intensity of the technological process. In the lattice and mesh potatoes, there is also a trauma to the tubers. Small drum cartridges have a low material and energy intensity, but in the openings of the mesh separator, tubers often get stuck, which leads to interruptions in the process to remove them.

The article proposes to eliminate these disadvantages in drum cartridges, by replacing the two-section grating sorting surface with a rod produced in the form of the rays. Since the distance between the two adjacent bars is gradually expanding, the tubers flush between them at the same place where the size of the tubers and the cracks coincide. Thus, the sorted tubers fall into the appropriate storage trays, and from them in storage containers or bags.

The article substantiates the basic design parameters of the drum cartridge scraper with a conical beam incident sorting surface and obtains numerical values of the length of the separator, the number of sorting channels and the angle of inclination of the rod of the sorting channel.

BULBS, VALLEY, TRAFFIC, SITUATION SEPARATOR, LOADING, PROMENEROZHIDIN SORTIVAL SURFACE, SORTAL CHANNELS, WHETHER BOTTLE BUTTER

Шведик Н.С., Хведенчук О. В., Теслюк В.В. Обоснование конструктивных параметров барабанной картофелесортировальки с конической лучерасходной сортировочной поверхностью

В статье приведен анализ конструкций картофелесортировочных машин, которые наиболее широко применяются в хозяйствах Украины. Установлено, что в сложных машинах, таких как картофелесортировочные пункты, допускается значительное травмирование клубней во время их прохождения через вальцы, а в малогабаритных барабанных картофелесортировках клубни часто застревают в отверстиях сетчатого сепаратора, что приводит к прерыванию технологического процесса с целью их удаления.

Предложено указанные недостатки в барабанных картофелесортировках устранить путем замены двухсекционной сетчатой сортировочной поверхности на коническую выполненную в виде лучерасходных прутков. В статье обоснованы основные конструктивные параметры барабанной картофелесортировки с конической лучерасходной сортировочной поверхностью и наведены численные значения длины сепаратора, количества сортировочных каналов и угла наклона прутка сортировочного канала.

КЛУБНИ, ВАЛЬЦЫ, ТРАВМИРОВАНИЕ, СЕТЧАСТЫЕ СЕПАРАТОРЫ, ЗАЩЕМЛЕНИЕ, ЛУЧЕРАСХОДНАЯ СОРТИРОВОЧНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ, СОРТИРОВОЧНЫЕ КАНАЛЫ, УГОЛ НАКЛОНА ПРУТКА

S. Yukhimchuk, S. Yukhimchuk, M. Tolstushko, Energetics pulling of the flax steps

In the article the power of the process of pulling stems, which are clamped in a curvilinear pulling stream and located in different places of the beam, is theoretically investigated. The dynamics of the changes in the power of breeding components when moving the stem of flax through the pulling stream; Definition of the second job of pulling, and the meaning of its constituents. The studies relate to the developed by the prof. Heilisa G.A. the flaxs-pulling apparatus with curvilinear pulling streams.

Due to its structural features, the pulling apparatus interacts with the stems of flax when taken in such a way that the pass makes only part of the work on pulling the stems. The rest of the work is carried out by the portable translational motion of the machine.

The graphic dependences of the power pulling distribution between the pulling cell and the traction effort of the machine are given. The calculations confirmed that the chosen parameters of the device fully satisfy the requirements of the process of pulling. The work of the pulling does not depend on the placement of the stems in the elementary bundle and in all cases is equal to 0.16 Joule.

С.Ф. Юхимчук, С.М. Юхимчук, Н.Н. Толстушко Энергетика теребления стеблей льна

В статье теоретически исследованы энергетiku процесса теребления стеблей льна, которые зажимаются в поперечном криволинейном теребильном

ручье и расположены в разных местах пучка; изучена динамика изменения составляющих мощности тербления при перемещении стебля льна по тербельном ручье; определены секундная работа тербления и значение ее составляющих.

Приведены графические зависимости распределения мощности тербления между загруженностью тербельного ремня и тяговым усилием машины. Расчеты подтвердили, что выбранные параметры аппарата полностью удовлетворяют требования процесса тербления. Работа тербления не зависит от размещения стеблей в элементарном пучке и во всех случаях равна 0,16 Дж.

ЗМІСТ

1. Спогади – роздуми з нагоди ювілею засновника наукової школи на Волині у галузі льонарства	3
2. Бундза О.З., Нікітін В.Г., Гавриш В.С., Аналіз технічних засобів для знищення чагарнику на меліоративних каналах із розробкою удосконаленого робочого органу	5
3. Васильчук Н.В. Дослідження площинного розподілу стебел соняшнику на полі в залежності від висоти	16
4. Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Стойко І.І., Марчук Н.М., Сіправська М.Д. Техніко-економічне обґрунтування процесу механічної обробки з використанням комбінованого свердла-мітчика	21
5. Гевко Р.Б., Клендій О.М., Розум Р.І., Вітровий. А.О. Конструктивні схеми робочих органів для підвищення експлуатаційних показників гнучких гвинтових конвеєрів	32
6. Голотюк М.В. Оцінка впливу гусеничного рушія на ґрунт	44
7. Гудь В.З. Механізація процесів завантажувально-розвантажувальних операцій в багатофункціональних гвинтових системах	51
8. Гудь В.З., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів	56
9. Ляшук В.М., Дідух В.Ф., Поліщук М.М., Хомич А.В. Дослідження використання озерних сапропелів при вирощуванні картоплі	66
10. Панасюк С.Г., Голячук С.Є., Мазур О. Дослідження кінетики комбінованого сушіння кісточкових плодів	76
11. Сацюк В.В., Луць І.В. До теорії визначення однорідності складу органомінеральної суміші	83
12. Синій С.В., Гевко Р.Б., Фльонц І.В., Клендій О.М. Підвищення ефективності процесів очищення коренеплодів	89
13. Сиротинський О.А., М.Д. Дмишук Екологічні аспекти облаштування автомобільних лісових доріг	101
14. Слободян Л.М. Технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів	107
15. Хайлис Г.А., Толстушко Н.Н., Толстушко Н.А., Мартынюк В.Л., Шевчук В.Г. Определение положения центра тяжести двухосной машины	115
16. Хітров І.О., Бундза О.З., Бабич Я.О. Організація технічного сервісу машин дилерським підприємством	121

- | | |
|--|-----|
| 17. Шведик М.С., Хведенчук О.В., Теслюк В.В., Обґрунтування конструктивних параметрів барабанної картоплесортувалки з конічною променерозхідною сортувальною поверхнею | 130 |
| 18. Юхимчук С.Ф., Юхимчук С.М., Толстушко М.М., Енергетика брання стебел льону | 137 |
| 19. Анотації | 147 |

**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО
ДРУКУ У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Вклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; брошурування – 1 см; від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (– ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне –

- або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
 7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менше 200 слів, об’єднаних у 10–15 речень.
 8. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. Номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед

формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації: а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування). Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, тире, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1 – і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E-mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 40, 2018

Збірник входить до "Переліку наукових фахових видань
України...". Галузь наук - технічні
(Наказ Міністерства освіти і науки України № 241 від 09.03.2016)

Відповідальний за випуск: В.Ф. Дідух
Комп'ютерна верстка: О.М. Гапонюк

Підписано до друку 30.10.2018 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 10,2. Наклад 100.

Друк ПП Іванюк В.П.
43021 м. Луцьк, вул. Винниченка, 65
Свідоцтво Держкомінформу України ВЛн №31 від 04.02.2004р.

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР