

Аннотация

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АППАРАТА ДЛЯ ВЫСЕВА МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

Пастухов В.И., Сивцов Ю.А.

Выведены аналитические зависимости для расчета производительности высевающего дозирующего аппарата минеральных удобрений от его конструктивных и режимных параметров.

Abstract

ANALYTICAL DEPENDENCES ARE SHOWN OUT FOR THE CALCULATION OF THE PRODUCTIVITY OF BATCHING SEEDMETER OF MINERAL FERTILIZERS FROM HIS STRUCTURAL AND REGIME PARAMETERS.

Pastuhov V.I., Sivcov Y.A

Analytical dependences are shown out for the calculation of the productivity of batching seedmeter of mineral fertilizers from his structural and regime parameters.

УДК 631.356.2:62-21

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РАМИ ВИКОПУЮЧОГО ПРИСТРОЮ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Підгурський М.І., Сташків М.Я., Барановський В.М., Довбуш Т.А.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Проведено порівняльний аналіз напружено-деформованого стану несучих конструкцій викопуючих пристроїв коренезбиральних машин аналітичним методом та методом скінчених елементів. Вироблено рекомендації зі зменшення металомісткості конструктивних структур.

Постановка проблеми. Головними критеріями подальшої інтенсифікації сучасного розвитку сільськогосподарського виробництва є матеріально-технічна база механізації всіх виробничих процесів на основі забезпечення та впровадження високоефективних ресурсозберігаючих технологій збирання сільськогосподарських культур.

Основною ознакою, яка характеризує ресурсозберігаючу технологію є раціональне заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів. Зокрема, для викопуючих робочих органів бурякозбиральних машин це може відбуватися шляхом інтенсифікації технологічних процесів викопування коренеплодів із одночасним видаленням залишків гички на їх головках при мінімізованій кількості поданого на очисники в'язкого та налиплого ґрунту. Іншим фактором раціонального заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів є зменшення

металомісткості як робочих органів, так і несучих конструкцій, що забезпечують їх функціонування.

Функціональні можливості і надійність роботи таких конструкцій безпосередньо пов'язано з розробкою ефективних методів розрахунку їх напружено – деформованого стану (НДС) та міцності.

Аналіз досліджень і публікацій. Для розрахунку конструктивних структур розроблено велику кількість різних за складністю і точністю отриманих результатів методів, що враховують специфічні особливості конструкцій. Найбільш універсальним є метод скінчених елементів (МСЕ). Цей метод реалізовано в багаточисельних програмах і при сучасному рівні розвитку засобів обчислювальної техніки дозволяє проводити дослідження НДС достатньо складних об'єктів при різноманітних видах навантаження, зокрема таких, як несучі структури мобільних машин. Однак, як відзначається в [0], напруження у рамі вантажного автомобіля, отримані МСЕ і експериментальним (тензометричним) методом можуть суттєво відрізнятись (на 30-40 %).

Подібні порівняльні дані отримані в [0] при дослідженні НДС МСЕ та експериментально несучої конструкції кормозбиральної машини УЭС - 250 «Полесьє». Розрахунки рами проведено для випадку статичного навантаження з експериментально визначеними коефіцієнтами динамічності $k_d = 2 \dots 2,5$. Результати досліджень показали, що напруження в перетинах найбільш навантажених елементів, отримані МСЕ, в 1,07...1,53 рази вищі, ніж експериментальні дані.

Отже, вірогідність результатів можна забезпечити лише при коректному моделюванні геометрії і фізичних властивостей конструкції. І очевидно, результати методом розрахунку МСЕ повинні, при можливості, співставлятись з даними експериментальних чи аналітичних досліджень.

Мета досліджень. Побудова розрахункових моделей конструктивних структур викопуючих пристроїв коренезбиральних машин і здійснення на їх основі порівняльного аналізу НДС несучих конструкцій коренекопачів аналітичним методом і МСЕ та вироблення рекомендацій зі зменшення їх металомісткості.

Результати досліджень. Проведемо розрахунок рами викопуючого пристрою коренезбиральної машини аналітичним методом і МСЕ. Конструкції викопуючих органів (копачів) комбайнів працюють на різних робочих швидкостях, ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями. Це приводить до суттєвих коливань тягових опорів при викопуванні коренеплодів. Так, за результатами досліджень встановлено, що тяговий опір при викопуванні коренеплодів дисковими копачами на глибині 70 мм збільшується в 1.1 – 1.3 рази при зміні поступальної швидкості машини від 1.4 до 2.3 м/с. В залежності від типу ґрунту значення тягового опору можуть відрізнятись у 3...3,4 рази, а граничне значення – змінюватись від 4.1 кН до 13.9 кН (рис. 1).

Тяговий опір копачів суттєво впливає на розподіл зусиль як в рамі копача, так і в основній несучій конструкції машини під час експлуатації.

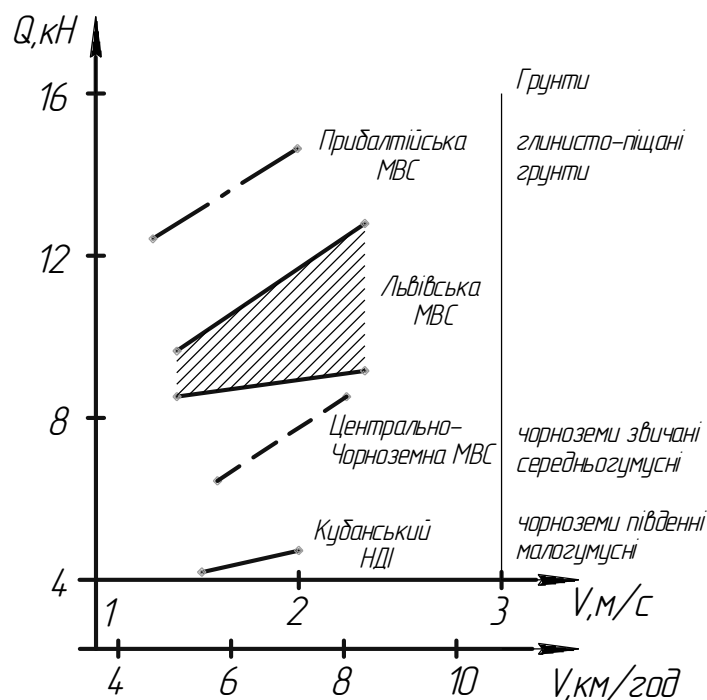


Рис. 1. Тяговий опір дискових викопуючих органів [0, 4]

Дисковий копач складається з основної рами, жорсткість якої значно перевищує жорсткість інших частин рами і до якої прикладене розподілене навантаження (власна вага системи q) і самих дискових копачів, у яких при виконанні технологічного процесу створюються тяговий опір ґрунту Q , направлений під кутом θ , що може змінюватись в межах $0-40^\circ$ [0, 5, 0].

Для визначення напружено – деформованого стану рами викопуючого пристрою самохідної коренезбиральної машини КС-6Б необхідно визначити всі зовнішні зусилля та реакції в опорах кріплення рами копача до основної рами машини.

В процесі експлуатації самохідної коренезбиральної машини КС-6Б можна виділити два характерних режими – транспортний (викопуючий пристрій піднято) та робочий (робочий пристрій опущено, дискові копачі заглиблено в ґрунт). Розрахункові схеми для визначення невідомих зусиль при двох типових режимах експлуатації машини подано на рис. 2.

На рис. 2 - X_1 – реакція в точці опирання кронштейнів копача на передній міст, X_2 – реакція в точці кріплення гідроциліндра піднімання/опускання копача до несучої системи комбайна, X_3 , X_4 – відповідно горизонтальна і вертикальна складові в точці кріплення заднього кронштейна копача до несучої системи комбайна.

Для визначення невідомих зусиль в транспортному режимі експлуатації достатньо трьох рівнянь статки, оскільки розрахункова схема є статично визначувана:

$$\begin{aligned} \sum M = 0; & X_1 \cdot (l_1 \cdot \cos(\varphi + \psi) + (a + b) \cdot \cos \varphi + l_3 \cdot \cos(\beta + \varphi)) + Q \cdot \cos \theta \cdot \\ & \cdot [(a + b) \cdot \cos \varphi + l_3 \cdot \cos(\varphi + \beta)] - Q \cdot \sin \theta \cdot (l_3 \cdot \sin(\varphi + \beta) + (a + b) \cdot \sin \varphi + \\ & + X_2 \cdot \sin(\varphi + \alpha) (b \cdot \cos \varphi + l_3 \cdot \cos(\beta + \varphi)) - X_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) (b \cdot \sin \varphi + \end{aligned}$$

$$+(l_3 \cdot \sin(\varphi + \beta)) - q(a + b) \cdot [0,5 \cdot (a + b) \cdot \cos\varphi + l_3 \cdot \cos(\beta + \varphi)] - \\ - qc \left(l_3 \cdot \cos(\varphi + \beta) - \frac{1}{2} \cdot c \cdot \cos\varphi \right) - M = 0. \quad (1)$$

$$\sum Y = 0; X_1 + Q \cdot \cos\theta - q \cdot (a + b + c) \cdot \cos\varphi + X_2 \cdot \sin(\alpha + \varphi) + X_4 = 0; \\ \sum X = 0; Q \cdot \sin\theta + X_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) + X_3 = 0;$$

Розрахункова схема робочого режиму експлуатації машини є один раз статично невизначувана. Статичну невизначуваність такої схеми розкрито за допомогою методу мінімуму потенціальної енергії деформації [7]:

$$U = U_M + U_K + U_Q + U_N, \quad (2)$$

де U_M, U_K, U_Q, U_N – потенціальна енергія деформації елементів від згину, кручення, зсуву та розтягу (стиску) відповідно.

Згідно з принципом найменшої роботи, що застосовується для визначення невідомих реакцій [7], необхідно записати часткові похідні від потенціальної енергії деформації за основною невідомою $\partial U / \partial X_1 = 0$. При знаходженні цих похідних всі реакції мають бути виражені через невідому реакцію, за якою беруться часткові похідні, з рівнянь статички (1) та залежності:

$$X_2[(\sin(\varphi + \alpha) \cdot (b \cdot \cos\varphi + l_3 \cdot \cos(\beta + \varphi)) - \cos(\alpha + \varphi) (b \cdot \sin\varphi + \\ + (l_3 \cdot \sin(\varphi + \beta))) = -X_1((l_1 \cdot \cos(\varphi + \psi)) + (a + b) \cdot \cos\varphi + l_3 \cdot \cos(\beta + \varphi)) + \\ + M - Q \cdot (\cos\theta \cdot [(a + b) \cdot \cos\varphi + l_3 \cdot \cos(\varphi + \beta)] + \sin\theta \times \\ \times (l_3 \cdot \sin(\varphi + \beta) + (a + b) \cdot \sin\varphi)) + q \cdot ((a + b) \times \\ \times \left[\frac{1}{2} (a + b) \cdot \cos\varphi + l_3 \cdot \cos(\beta + \varphi) \right] - c \left(l_3 \cdot \cos(\varphi + \beta) - \frac{1}{2} \cdot c \cdot \cos\varphi \right)]. \quad (3)$$

Для визначення динамічних навантажень Q на дискових копачах проведено польові дослідження, в ході яких реєструвались зусилля на штоці гідроциліндра кріплення викопуючого пристрою до рами машини КС-6Б [8].

Аналітично-експериментальним шляхом за результатами експериментальних досліджень та за допомогою розглянутих розрахункових схем визначаємо усі невідомі зусилля, які діють на раму викопуючого пристрою самохідної коренезбиральної машини КС-6Б в транспортному та робочому режимах експлуатації. Аналіз НДС елементів рами коренекопача проводимо за допомогою програмного комплексу «Ліра» [9] (рис. 3).

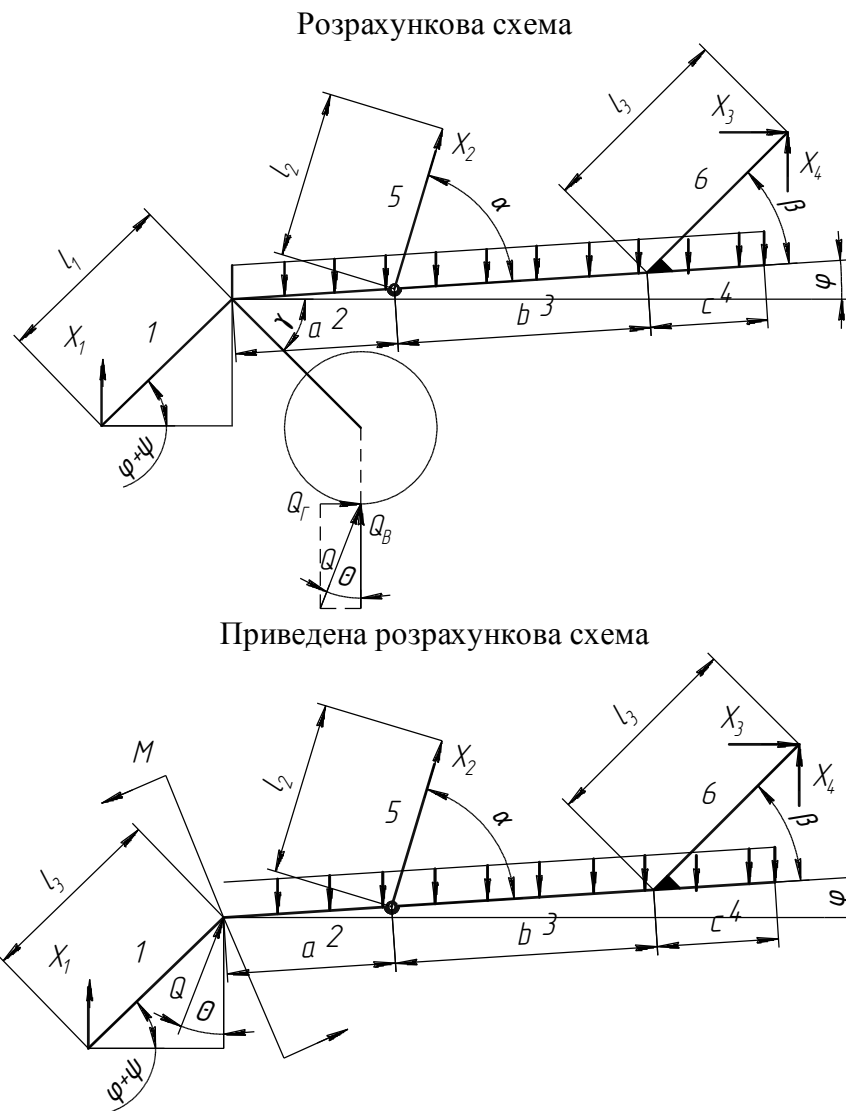


Рис. 2. Розрахункові схеми викопуючого пристрою для розкриття статичної невизначеності системи

В результаті аналізу НДС рами викопуючого пристрою коренезбиральної машини КС-6Б оптимізовано поперечні перетини найбільш та найменш навантажених елементів для підвищення рівномірності конструкції. Досягнуто зменшення металомісткості конструкції на 11 %. Результати розрахунку НДС елементів рами викопуючого пристрою коренезбиральної машини КС-6Б подано в таблиці 1.

Таблиця – 1 НДС елементів рами викопуючого пристрою

Конструкція рами коренекопача	Транспортний режим				Робочий режим			
	Найбільш навантажений елемент, № елемента/МПа		Найменш навантажений елемент, № елемента/МПа		Найбільш навантажений елемент, № елемента/МПа		Найменш навантажений елемент, № елемента/МПа	
Базова конструкція	100×50×4	100×110×10	100×50×4	100×110×10	100×50×4	100×110×10	100×50×4	100×110×10
	№45 200	№10 95	№42 109	№3 3	№45 131	№10 64	№42 48	№3 6
Удосконалена конструкція	100×50×5	100×100×7	100×50×3	100×110×7	100×50×5	100×110×7	100×50×3	100×110×7
	167	123	129	5	108	85	65	9

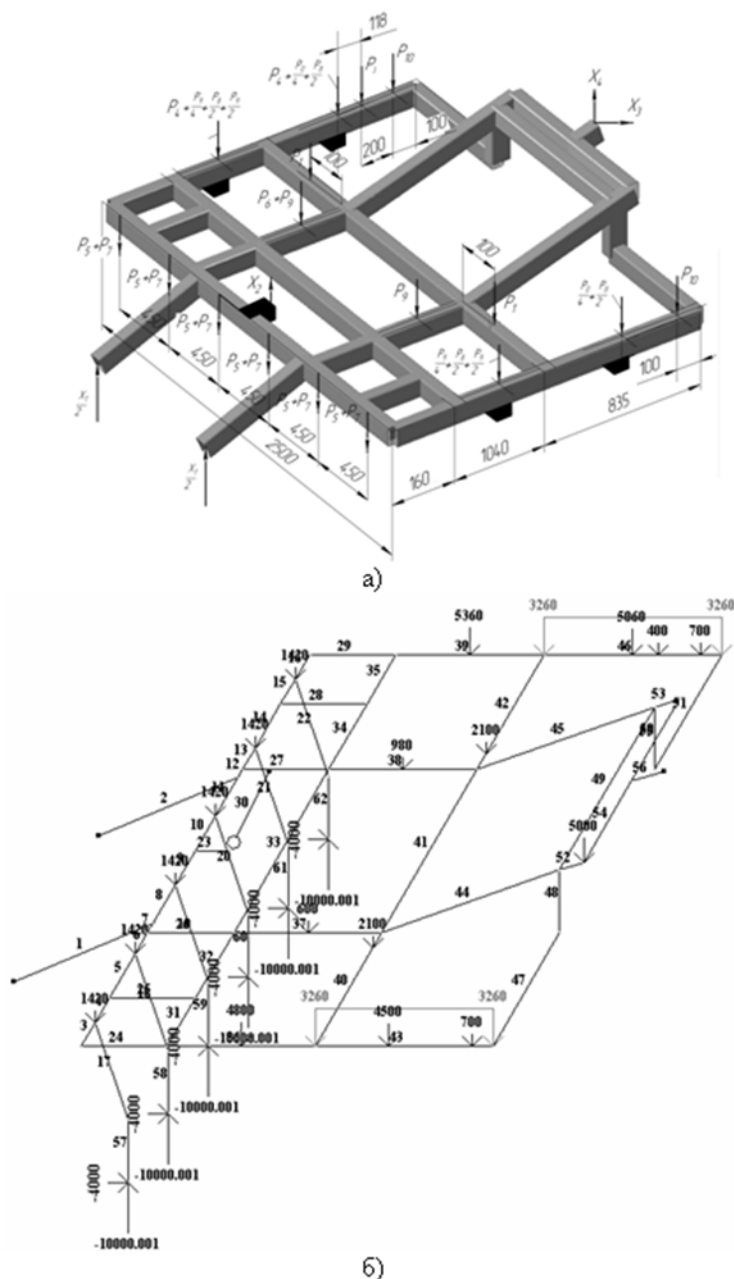


Рис. 3. Розрахункові схеми тривимірної моделі рами викопуючого пристрою:

а – твердотільна модель рами; б – розрахункова модель рами в «Ліра».

Висновок. Аналізуючи отримані результати, відзначимо наступне. Із збільшенням кута θ значення реакцій X_2 , X_3 та X_4 зростають, а із збільшенням тягового опору величини реакцій X_2 , X_3 та X_4 зменшуються.

При збільшенні тягового опору до $Q=36$ кН (при $\theta=0^\circ$) відбувається виглиблення дискових викопуючих органів з ґрунту [3] через спрацювання запобіжного клапана гідроциліндра, розрахованого на зусилля $X_2 \approx 30$ кН (40 атм). За результатами розрахунку при $Q=36$ кН ($\theta=0^\circ$) реакція на штоці гідроциліндра $X_2 = -28,15$ кН, тобто похибка складає 6,2%, що вказує на добру збіжність результатів і пояснюється складністю врахування жорсткостей

ділянок несучої системи викопуючого агрегата.

Аналізуючи значення реакції X_2 в широкому діапазоні зміни тягового опору Q , відзначимо, що відбувається зміна розтягуючих зусиль, викликаних власною вагою викопуючого агрегата, на стискаючі зусилля, викликані дією опору викопуючих органів при виконанні ними технологічного процесу.

В результаті оптимізації поперечних перетинів найбільш та найменш навантажених елементів рами викопуючого пристрою коренезбиральної машини КС-6Б (для підвищення їх рівномірності) досягнуто зменшення металомісткості конструкції на 11 %.

Запропоновану методику дослідження НДС рамних конструкцій викопуючих пристроїв самохідних коренезбиральних машин можна використати для аналізу НДС й копачів інших типів, наприклад, копача буряків вібраційного КБВ-6 «Борекс».

Список використаних джерел

1. Черников С.А., Садчиков К.В. О достоверности расчетных оценок НДС рамы грузового автомобиля / Проблемы машиностроения и надежность машин, 1998. – №3. – С. 117-121.
2. Вырский А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций // Тракторы и сельхозмашины, 1990. - № 11. – С. 26 – 27.
3. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин.- Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 202 с.
4. Вплив зміни опору дискових копачів на навантаження несучих конструкцій бурякозбиральних комбайнів / М.Я. Сташків, М.І. Підгурський, О.В. Мильніков, П.В. Попович // Вісник ХНТУ сільського господарства ім. П. Василенка «Механізація сільського господарства». – Харків, 2007. – Вип. 59. – Т.1. – С. 153 – 159.
5. Погорельый Л. В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232с.
6. Теория, конструкции и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан - Шах. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
7. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: ВАТ ТВПК „Збруч”, 2003. – 332 с.
8. Сташків М.Я., Підгурський М.І., Барановський М.І., Ковальчук Я.І. Дослідження динаміки навантаженості елементів тримких конструкцій коренезбиральної машини КС-6Б. // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. – ХДТУСГ – 2003. – Випуск 17. – С. 40 – 43.
9. Городецкий А. С., Евзеров И. Д., Стрелец-Стрелецкий Е. Б. и др. Метод конечных элементов: теория и численная реализация. Программный комплекс ЛИРА-Windows // К.: Факт, 1997. – 137с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАМЫ ВЫКАПЫВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА КОРЕНЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Подгурский М.И., Сташкив М.Я., Барановський В.М., Довбуш Т.А.

Проведен сравнительный анализ напряженно -деформированного состояния несущих конструкций выкапывающих устройств корнеуборочных машин аналитическим методом и методом конечных элементов. Предложено рекомендации по уменьшению металлоемкости конструктивных структур.

Abstract

RESEARCH OF THE TENSELY-DEFORMED STATE OF FRAME OF DIGGING UP DEVICE OF MACHINE

Podgurskiy M.I., Stashkiv V.Y., Baranovskiy V.M., Dovbush T.A.

The comparative analysis of the tensely deformed state of frame of harvester beet is conducted by an analytical method and method of finite elements. Suggestions are given from diminishing of volume of material of frames.

УДК 631.33.02

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА ДЛЯ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

Петренко М.М., проф., канд. техн. наук, Васильковський М.І., доц., канд. техн. наук, Васильковська К.В., аспірант

Кіровоградський національний технічний університет

Для підвищення ефективності посіву просапних культур запропоновано новий пневмомеханічний висівний апарат, головною особливістю якого є застосування диска з периферійним розташуванням робочих отворів, за якими на його внутрішній поверхні розміщені лопаті для примусового захоплення насіння в робочій камері.

Технологічна ефективність посіву насіння просапних культур визначається, насамперед, показниками його якості та продуктивності, а також рівнем пошкодження насіння. Якісний показник визначає рівномірність розподілу насіння по довжині рядка, який є запорукою одержання високого врожаю. Забезпечення і покращення цих показників залежить від досконалості конструкції висівних апаратів точного висіву.

На основі аналізу роботи і результатів випробування найбільш розповсюджених сучасних висівних апаратів точного висіву було встановлено