

АГРАРЕН УНИВЕРСИТЕТ – ПЛОВДИВ
КАТЕДРА „МЕХАНИЗАЦИЯ НА ЗЕМЕДЕЛИЕТО”

НАЙДЕН КОЛЕВ НАЙДЕНОВ

**РАБОТЕН ОРГАН ЗА ПОДАВАНЕ НА СУСАМОВИ РАСТЕНИЯ В
ПРИБИРАЩА МАШИНА**

АВТОРЕФЕРАТ

НА ДИСЕРТАЦИЯ ЗА ПРИСЪЖДАНЕ
НА ОБРАЗОВАТЕЛНАТА И НАУЧНА СТЕПЕН „ДОКТОР” ПО НАУЧНА ОБЛАСТ
„ТЕХНИЧЕСКИ НАУКИ”, НАУЧНА СПЕЦИАЛНОСТ „МЕХАНИЗАЦИЯ И
ЕЛЕКТРИФИКАЦИЯ НА РАСТЕНИЕВЪДСТВОТО”

НАУЧЕН РЪКОВОДИТЕЛ
Доц. д-р инж. Стоян ИШПЕКОВ

ПЛОВДИВ, 2019

Дисертационният труд е написан на 119 страници и съдържа 58 фигури и 5 таблици. Списъкът с цитираната литература включва 112 източника, от които 28 на кирилица и 84 на латиница. Експерименталната и лабораторната работа са проведени през периода 2016-2018 г.

Дисертационният труд е обсъден и предложен за защита с протокол № 15/16.11.2018 г. от катедрения съвет на катедра „Механизация на земеделието“, факултет по Лозаро-градинарство при Аграрен университет – Пловдив.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 22.03.2019 г. от 11:00 часа в девета аудитория в катедра „Механизация на земеделието“ пред специализирано научно жури, утвърдено със заповед на Ректора № РД-16.06/09.01.2019 г.

Рецензии от:

1. Доц. д-р инж. Петър Петров – Аграрен университет – Пловдив, научна специалност „Механизация и електрификация на растениевъдството“.
2. Доц. д-р инж. Божидар Колев – Русенски университет „Ангел Кънчев“, научна специалност „Механизация и електрификация на растениевъдството“.

Становища от:

1. Доц. д-р инж. Димитър Зяпков – Аграрен университет – Пловдив, научна специалност „Механизация и електрификация на растениевъдството“.
2. Проф. д-р инж. Борис Борисов – Русенски университет „Ангел Кънчев“, научна специалност „Механизация и електрификация на растениевъдството“.
3. Проф. д-р инж. Георги Костадинов – Институт по почвознание, агротехнологии и растителна защита „Н. Пушкиров“, научна специалност „Механизация и електрификация на растениевъдството“.

Материалите по защитата са на разположение в сайта на Аграрен университет – Пловдив.

1. УВОД

Сусамът е една от най-старите маслодайни култури познати на човечеството. Поради богатия хранителен състав на семената, той е ценна суровина за много сфери на промишлеността. В икономически развитите страни площите засети със сусам постепенно намаляват. Причините за това са трудностите при прибирането, защото сусамът лесно разпилява семената си при леки механични въздействия. Поради това по-голямата част от площите засети със сусам се прибират ръчно. Затова водещите страни производители са страните от третия свят, където ръчният труд е много евтин.

За решаване на проблема в България и в света се работи в две направления:

- Създаване на сортове подходящи за механизизирано прибиране;
- Приспособяване на съществуващите и разработване на нови машини за прибиране на културата.

Благодарение на селекционната дейност на са създадени неразпиляващи сортове сусам, които отварят върховете на кутийките си при узряване, а семената се задържат от прикачена плацента. Директното прибиране на тези сортове със зърнокомбайн е показало разпиляване на семена от 17 % до 22 %, което се дължи на жътварката. При двуфазно механизизирано прибиране загубите достигат до 65 %.

Съществуващите подаващи работни органи причиняват значително разпиляване на семена. Затова е необходимо създаване на нов работен орган за подаване на сусамови растения в прибираща машина, който удовлетворява агротехническите изисквания за механизизирано прибиране.

2. ОБЕКТ, ЦЕЛ И ЗАДАЧИ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

Обектът на изследването е работен орган за подаване на сусамови стъбла в машина за директно прибиране на семена.

Целта е разработване и изследване на работен орган за подаване на сусамови стъбла в прибираща машина.

За постигане на целта се решават следните задачи:

1. Определяне на параметрите на сусамовите растения, които влияят върху разпиляването на семена при подаване на стъблата;
2. Съставяне на технологична схема на подаващ работен орган за сусамови стъбла;
3. Теоретично изследване на въздействието на новия работен орган върху растенията;
4. Разработване на експериментален подаващ работен орган;
5. Експериментално определяне на основните показатели на разработения орган.

3. МАТЕРИАЛ И МЕТОДИ

3.1. Методика за определяне на параметрите на сусамовите растения, които влияят върху разпиляването

Изследването върху разпиляването на семената се провежда при следните условия:

- Растенията се отрязват след тяхното наклоняване над платформа от прибираща машина;
- Наклоняването на растенията се осъществява чрез странично механично въздействие.

Експериментално се определят следните показатели (отклици):

- делът на разпилените семена, в следствие на придаденото ускорение на единично сусамено растение D_a , % (инерционно освобождаване на семената);

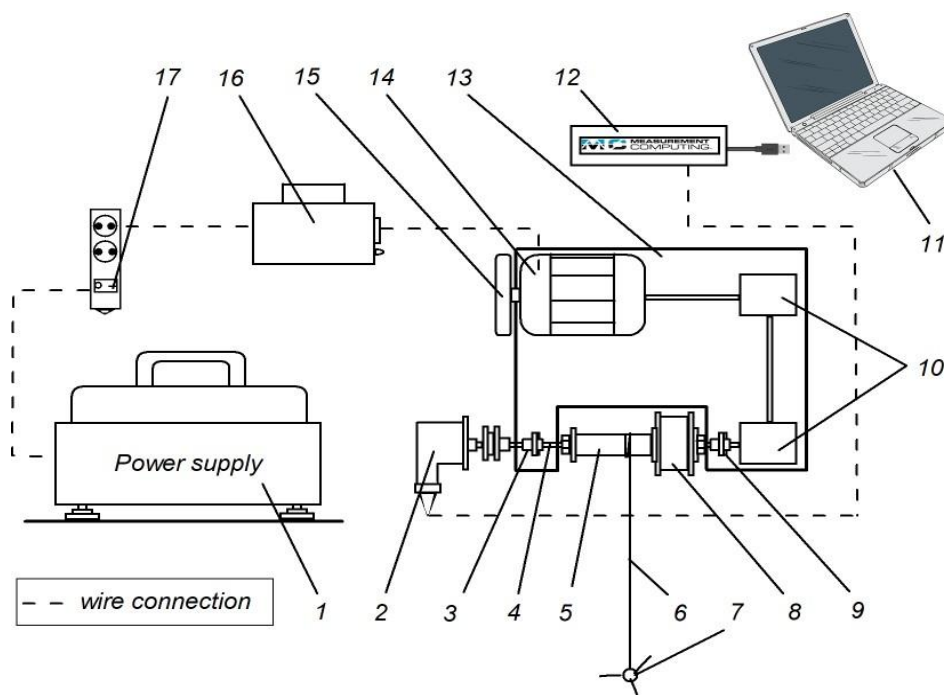
- делът на семената, освободени от кутийките в следствие на наклоняването на растението D_i , % (гравитачно освобождаване на семената);
- делът на семената, останали в кутийките след приложеното механично въздействие D_k , %;
- делът на разпилените семена в зависимост от влажността на семената в технологична зрялост на сусама.

Управляемите фактори са:

- Височината на точката на въздействие върху растението спрямо повърхността на почвата – h , m ;
- Скоростта на наклоняване на стъблото – v , m/s . От нея се определя придаденото ускорение в момента на наклоняване на стъблото.

Провежда се полски експеримент по план В2 на опитното поле на ИРГР – Садово с българските неразпиляващи сортове сусам Аида, Невена, генотип 23 и генотип 27. Определя се разпиляването в зависимост от придаваното ускорение при три нива на влажността на семената – μ . Тя се измерва по тегловния метод, непосредствено след всеки опит.

За имитиране на наклоняващо въздействие е разработена специална експериментална уредба (фиг. 3.1.). Тя е съставена от механична, електрическа и електронна система.



Фигура 3.1. Схема на стенд за наклоняване на стъблата на сусамени растения на корен

1 - електрически генератор, 2 - ФРП, 3, 9 - лагерни опори, 4 - вал, 5 - малък барабан, 6 - въже, 7 - сусамено растение на корен, 8 - голям барабан, 10 - червячни редуктори, 11 - компютър, 12 - модул за събиране на данни USB-1208HS-2AO, 13 - платформа на системата, 14 - електродвигател, 15 - спирачка, 16 - честотен регулатор, 17 - прекъсвач.

Механичната система се състои от малък барабан 5, голям барабан 8, червячни редуктори 10, лагерни опори 3 и 9, въже 6 и спирачка 15. Тази система служи за наклоняване на растенията. Върху опорите 3 и 9 лагува валът за задвижване на двата барабана 5 и 8. Те са с различен диаметър за постигане на различни периферни

скорости. Необратимостта на червячните редуктори не позволява на растенията да се изправят след тяхното наклоняване.

Електрическата система е съставена от генератор на променлив ток 1, електродвигател 14, механичен прекъсвач 17 и честотен регулатор 16. Чрез нея се генерира 220 V напрежение за задвижване на електродвигателя. Неговата честота на въртене - n се изменя посредством честотния регулатор за постигане на широк диапазон от периферни скорости на барабаните и линейна скорост на въжето 6.

Електронната система включва фоторастерен преобразувател (ФРП) 2, модул за събиране на данни USB-1208HS-2AO 12 и компютър 11. Валът на фоторастерния преобразувател е съединен към вала на двата барабана посредством фланец и съединител. Преобразувателят отчита въртенето на барабаните и го преобразува в електрически импулси. Те се четат от модула USB-1208HS-2AO на фирмата „Measurement computing“. Сигналят от ФРП се визуализира от виртуален инструмент, създаден в среда на софтуерния пакет „Labview“. За измерване на ъгловата скорост на барабаните и линейната скорост на наклоняване, сигналят се диференцира числено. Получената скорост също се диференцира за отчитане на ъгловото ускорение на барабаните. Преди диференцирането, сигналите се изглаждат посредством сплайни, за да се избегнат грешките от диференцирането на числен сигнал. Резултатите се визуализират от компютъра 11.

По честотата на въртене на вала и радиуса на барабаните се изчислява линейната скорост на въжето. От разликите между стойностите на пресметнатата скорост и визуализираната от виртуалния инструмент се определя грешката от численото диференциране и изглаждане на функциите.

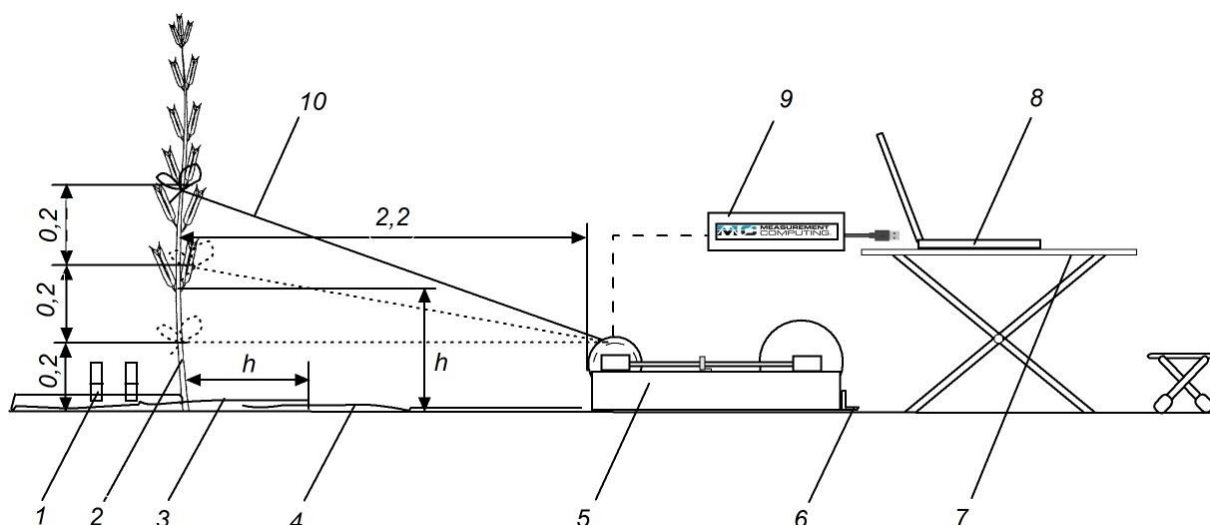
При работа с експерименталната уредба първо се стартира виртуалния инструмент, след 1-2 секунди генератора и прекъсвача, при което електродвигателят се развърта. Посредством редукторите валът развърта двата барабана. Малкият барабан е с честота на въртене n , определена от плана на експеримента и е с диаметър 0,02 m, а големият – 0,08 m. При въртене върху тях се намотава въжето 6, единият край, на който е свързан към стъблото на сусамовото растение. За постигане на всички нива на скоростта, честотата на въртене на барабаните се променя посредством честотния регулатор. Освен това въжето се премества от единия на другия барабан в зависимост от изискваната линейна скорост.

Задвижващата станция 5 се позиционира и фиксира към повърхността на почвата посредством планките 6. Другият край на въжето се връзва към стъблото на съответната височина. То има ненавита върху барабана част, която позволява влизане на електродвигателя в необходимия режим преди момента на въздействие на въжето върху растението.

Въжето първо се обтяга, а след това наклонява растението със зададената скорост. При наклон на растението 45° спрямо повърхността на почвата, електродвигателят се изключва и се задейства спирачката 15.

В началото на всяко измерване около двете страни на изследваното растение се застилат две полиетиленови ленти, всяка с ширина равна на две междуредия (фиг. 3.2). Лентата 3 се застила от двете страни на растението. Върху нея попадат семената, разпилени в следствие на ускоряването на стъблото. Предният край е на разстояние от стъблото h , равно на височината на залагане на първата кутийка. По средата на платнището е направен процеп, който се позиционира от двете страни на растението. Процепът се затваря чрез щипки 1, с което се избягват пропуски на семена. Лентата 4 се разстила по посоката на наклоняване на растението. Върху нея попадат семената, освободени от кутийките в следствие на наклоняването на стъблото. Единият ѝ край се застъпва от лентата 3. Дължината на лентата 4 е по-голяма от височината на

растенията, за да се осигури събирането на всички семена, напуснали кутийките в следствие на гравитационните сили.



Фигура 3.2. Работа с експерименталната уредба

1 – щипки, 2 - сусамово растение; 3 – полиетиленово платно за семената, разпилени от ускоряване на стъблото; 4 – полиетиленово платно за семената, разпилени от наклоняване на стъблото; 5 – задвижваща станция; 6 – планки за застопоряване на задвижващата станция; 7 – маса за оператора; 8 - компютър; 9 - модул USB-1208HS-2AO; 10 - въже.

3.2. Изисквания към подаващия работен орган

Новият работен орган не бива да разпилява семена по полето, затова трябва да отговаря на следните изисквания:

- Да не придава удари и вибрации върху растенията и да контактува с техните стъбла на възможно по-голяма височина;
- Да не навлиза между растенията отгоре, а от страни и без да ги разклаща;
- Срязването на стъблата да е без разклащане и да се извършва след тяхното наклоняване над платформа от прибираща машина.

Разработва се нова технологична схема на работен орган, която удовлетворява споменатите изисквания. За експерименталния работен орган се използват машинни елементи и възли, които се вграждат в съвременни прибиращи машини.

3.3. Методика за теоретично изследване на въздействието на новия работен орган върху растенията

Въздействието на новия работен орган върху сусамовите растения при тяхното подаване в прибираща машина се изследва чрез кинематичен анализ. Извежда се закона за движение на точката на контакт между централното стъбло и подаващите работни органи. Определя се оптималният ъгъл на наклона на работния орган спрямо хоризонталата. Извеждат се аналитични зависимости за скоростите, кинематичния показател на палеца и за позицията на ножа. Изследва се характера на преместване на контактната точка в зависимост от надлъжния наклон на работния орган спрямо хоризонталата.

Кинематичните параметри се определят не само от конструктивни съображения, но и от податливостта на сусамовите растения за разпиляване на семената си. Сравняват се стойностите на абсолютната скорост на контактната точка със скоростта

на наклоняване на стъблото, при което делът на разпилените семена е в рамките на агротехническите изисквания.

Точността на изследването се определя по разликата между теоретичните и полските резултати за големината и посоката на преместването на контактната точка по стъблото по време на неговото навеждане към хедера.

3.4. Методика за разработване на подаващ работен орган

На базата на теоретично определените кинематични параметри се разработва експериментален работен орган за подаване на сусамови стъбла в прибираща машина. Конструктивно се предвижда възможността за регулиране на ъгъла на наклона на работния орган спрямо хоризонталната равнина, линейната скорост на подаващите вериги и разстоянието от началната точка на контакт между растението и работния орган до режещия апарат. Това е необходимо за провеждане на полските експерименти.

Определят се начина на задвижване на новия работен орган и неговото присъединяване към универсален трактор.

Монтират се колекторни плоскости за насочване на отрязаните стъбла и събиране на освободените от кутийките семена. Плоскостите се изработват от материал с малък коефициент на триене със семената и вегетативните части от растението.

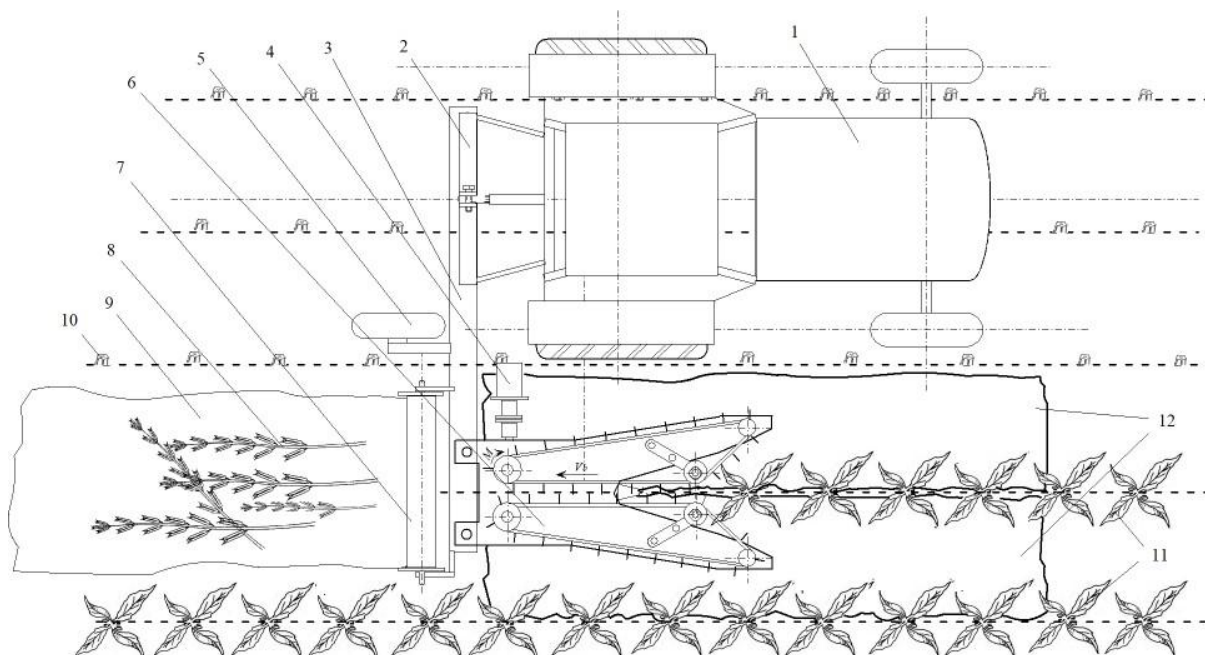
За изработването на новия работен орган се използват машинни елементи и възли от хедера за соя ХПС – 4,2, който се произвежда от „МЕТАРЕМ” – Павликени.

3.5. Методика за определяне на показателите на работния орган

За определяне на показателите на новия работен се провеждат полски експерименти с български неразпиляващи сортове сусам. Основният качествен показател е делът на разпилените семена по полето, а най-важният количествен показател е неговата производителност.

Делът на разпилените семена се определя в зависимост от кинематичния показател и постъпателната скорост на работния орган. Те са линейно зависими фактори, затова тяхното влияние се изследва чрез провеждане на два независими еднофакторни експеримента. Те се провеждат с експериментална уредба (фиг. 3.3), която е съставена от разработения работен орган 6, присъединен към трактор 1 посредством рама 3. В задната част на рамата е монтирано опорното колело 5, което регулира височина на работния орган спрямо почвената повърхност. Неговия надлъжен наклон се регулира чрез дължината на горното звено от навесния механизъм на трактора. При включена хидравлична система на трактора в положение „плаващо”, се осигурява копирането на терена от работния орган.

Зад работния орган към рамата, симетрично на оста на реда е монтирана макара 7. Върху нея е навито платнище 9 с размери 10 x 1,10 m. По време на работа свободния му край се застопорява към почвената повърхност. От постъпателното движение платнището се разстила зад работния орган. Върху него попадат отрязаните от режещия апарат сусамови стъбла, заедно с неразпилените семена. Това платнище събира семената, освободени от кутийките по време на транспортирането и полагането на отрязаните стъбла върху нея. Тези семена, заедно с останалите в кутийките формират дела на прибраната продукция спрямо биологичния добив.



Фигура 3.3. Схема на експерименталната уредба

1 – трактор; 2 – навесен механизъм; 3 – рама; 4 – хидродвигател; 5 – опорно колело; 6 – работен орган; 7 – макара; 8 – отрязани сусамови стъбла; 9 – платнище; 10 – стърнище; 11 – сусамов посев; 12 – полиетиленови ленти.

За отчитане на загубите от разпиляване се използват двете полиетиленови ленти 12. Те са разположени в две съседни на прибирания ред междуредия. Всяка от лентите е с дължина 5 m и с ширина равна на широчината на междуредието. Полагат се преди началото на експеримента в неприбран ред паралелно една спрямо друга. За да се избегнат пропуски от образували се междини, двете полиетиленови ленти се защипват между растенията. Чрез семената от лентата 12 се пресмятат загубите от разпиляване по зависимостта:

$$D_a = \frac{m}{Y} \cdot 100$$

където:

D_a е делът на разпилените семена, %;

m – масата на разпилените семена върху полиетиленовите ленти, g;

Y – биологичният добив от растенията прибрани от всеки опит, g, който се определя по:

$$Y = Y_1 \cdot K$$

където:

Y_1 е средният добив на семена от едно растение, g;

K – броят на прибраните растения след всеки опит.

Преди всяко повторение работният орган се позиционира в началото на реда. Задният край на лентата 9 се фиксира към повърхността на почвата. Машинно тракторният агрегат се привежда в движение. От постъпателно движение макаратата 7 се развърта и платнището 9 се саморазвива. Неговата дължина е подбрана такава, че да осигури събирането на всички отрязани стъбла от експерименталния участък.

За изследване на влиянието на кинематичния показател на работния орган върху разпиляването се провежда полски експеримент с три нива в три повторения. Нивата на

кинематичния показател се постигат чрез регулатор на дебит, който променя честотата на хидромотора 4 и скоростта на палцевите вериги (фиг. 3.3.).

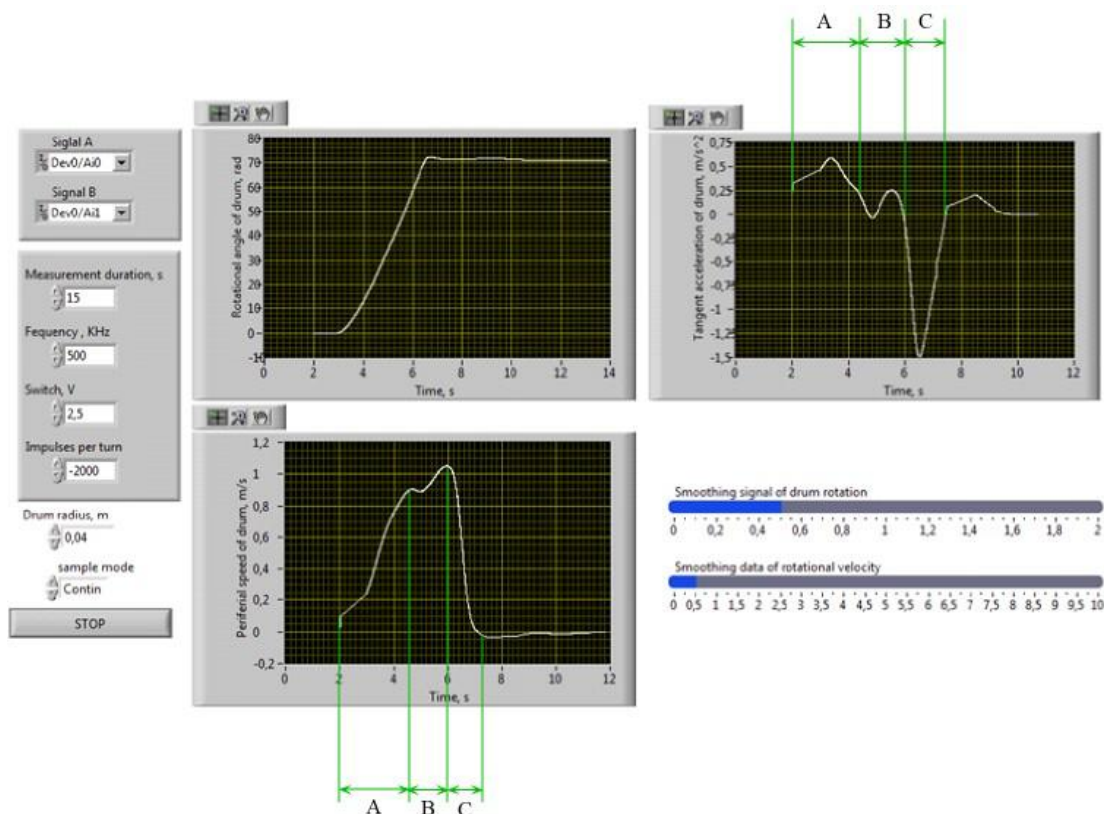
За изследване на влиянието на постъпателната скорост върху разпиляването, се провежда полски експеримент в три повторения като факторът v_M се изменя на три нива – $0,63 \text{ m/s}$, $0,78 \text{ m/s}$ и $1,33 \text{ m/s}$. Тези стойности се постигат на втора, трета и четвърта предавка на трактора. Чрез постъпателната скорост и широчината на междуредието се изчислява производителността и пропускателната способност на новия работен орган.

Провежда се сравнително изследване между експерименталният стенд и парцелен комбайн „Wintersteiger – Nege 160“. Изследването е необходимо за съпоставяне на показателите на новия работен орган с конвенционалната техника. Загубите се определят при един и същ кинематичен коефициент на палцевите вериги на работния орган и на мотовилото на зърнокомбайна.

4. РЕЗУЛТАТИ

4.1. Параметри на сусамовите растения, влияещи върху разпиляването

Придадените на растението скорост и ускорение се определят от виртуалния инструмент (фиг. 4.1.). На сигнала се открояват три зони. Зона *A* показва изменението на скоростта и ускорението от стартиране на електродвигателя до началния момент на въздействие върху стъблото. В края на тази зона и началото на зона *B* въжето опъва и наклонява стъблото с линейна скорост $v=0,84 \text{ m/s}$ и ускорение $a=0,25 \text{ m/s}^2$. Наблюдава се малък спад в скоростта на въжето, който се дължи на реакцията на стъблото. След това скоростта нараства и достига максимална стойност от $v=1,05 \text{ m/s}$. В този момент ускорението намалява до нула, а след това нараства и в края на зона *B* достига отново $0,25 \text{ m/s}^2$. В началото на зона *C*, електродвигателят се изключва и спирачката се задейства.



Фигура 4.1. Панел на виртуалния инструмент за визуализиране на скоростта, ускорението и ъгъла на завъртане на барабаните

Барабанът спира постепенно, а скоростта и ускорението на въжето и на точката, за която то е вързано към изпитваното растение, достигат нула.



Фигура 4.2. Преди задействане на експерименталната уредба



Фигура 4.3. След задействане на експерименталната уредба

За влиянието на височината на приложената точка на въздействието и придаденото ускорение върху разпиляването на семена са получени регресионни уравнения. За генотип 27 е:

$$D_a = 7,5780 + 19,9195a^2 - 13,0831h \quad (4.1)$$

То е с коефициент детерминация $R^2=0,92$, критерий на Фишер $p(F)=0,004 < 0,05 = \alpha$ и стандартна грешка $Es=1,5239$.

Линиите на еднакво ниво на уравнението са представени на фигура 4.4. Видно е, че с увеличаване на височината на точката на въздействие h , разпиляването D_a намалява линейно. При наклоняване, стъблото се завърта около неговата основа. Колкото точката на въздействие е по-близо до основата на стъблото, толкова ъгловите ускорения са по-големи. Поради това, по-голяма част от семената прекъсват връзката си с плацентата и напускат кутийките, а делът на разпилените семена D_a нараства.

От графиката и уравнение 4.1 е видно, че при установена височина на въздействие, разпиляването D_a , нараства с увеличаване на придаденото ускорение. Зоната, оградена с пунктирна линия показва комбинацията от стойности на h и a , при които се постига разпиляване под 5 %. Видно е, че при $h=0,6 \text{ m}$ максимално допустимото ускорение е $a=0,5 \text{ m/s}^2$ съответстващо на скорост $1,05 \text{ m/s}$. Но при височина $h=0,2 \text{ m}$ допустимото ускорение намалява и е $a \leq 0,1 \text{ m/s}^2$.

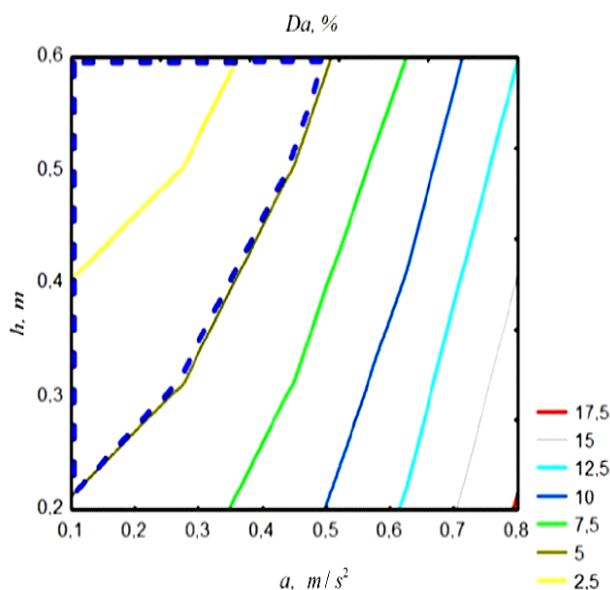
За разпиляването D_i породено от наклона на растението, в зависимост от h и a , е получено следното регресионно уравнение:

$$D_i = 60,130 - 115,094a + 177,775a^2 - 196,140h + 197,989h^2 \quad (4.2)$$

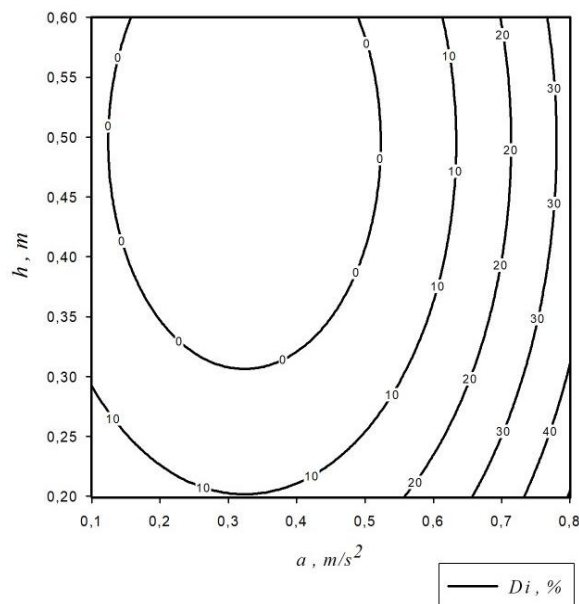
То е с коефициент на детерминация $R^2=0,96$, критерий на Фишер $p(F)=0,01291 < 0,05 = \alpha$ и стандартна грешка $Es=3,7655$. Графиката на уравнението е представена на фигура 4.5.

Локалният минимум за D_i е в широк диапазон от стойности на ускорението a и височината на точката на въздействие h . Това обуславя устойчивост на процеса при голям брой комбинации между факторите a и h в интервала: $a=0,13 \div 0,5 \text{ m/s}^2$ и $h=0,3 \div 0,6 \text{ m}$. При стойности на ускорението $a > 0,5 \text{ m/s}^2$, делът на семената D_i освободени гравитачно от кутийките нараства и достига максимум от 40 % при $a=0,7 \div 0,8 \text{ m/s}^2$. Освен това делът D_i се повишава с понижаване на височината на

въздействие h . Наблюдава се незначително влияние на височината върху разпиляването при $h > 0,4 \text{ m}$ и $a \geq 0,6 \text{ m/s}^2$.



Фигура 4.4. Разпиляване на сусамови семена D_a в зависимост от височината на приложната точка h и придаденото ускорение a .



Фигура 4.5. Разпиляване на семена D_i породени от наклоняване на стъблото в зависимост от височината на приложната точка h и придаденото ускорение a .

За разпиляване под 5 % е необходимо ускоренията, придавани върху сорт Аида да са с 10,1 % по-малки спрямо тези на генотип 27. За сорт Невена и генотип 23 ускорението трябва да е по-малко съответно с 27,2 % и 25,7 %.

Разпиляването на сусамови семена се изследва в продължение на 18 дни. През този период влажността на семената на изследваните сортове намалява като нейната стойност се отчита през интервал от 3 дни. Границите на изменение на влажността при отделните сортове са представени в таблица 4.1. Изследва се разпиляването на сусамови семена в зависимост от влажността на семената при шест измерени стойности на споменатия фактор.

Таблица 4.1. Влажност на семената на изследваните сортове за периода на изследването

	Влажност μ , %			
	Аида	Невена	Генотип 27	Генотип 23
Начална стойност	16,8	14,8	16,6	14,8
Крайна стойност	9,0	7,7	6,2	10,5

За дела на разпилените семена D_a в зависимост от влажността на семената μ , при наклоняване на стъблата със скорост $1,05 \text{ m/s}$ и височина на приложната точка на въздействие $h=0,2 \text{ m}$ са получени следните регресионни уравнения:

- За хибрид 27

$$D_a = -6,6341 + \frac{158,2571}{\mu}, R^2=0,96 \quad (4.3)$$

- За хибрид 23

$$D_a = -20,5644 + \frac{373,7642}{\mu}, R^2=0,95 \quad (4.4)$$

- За сорт Аида

$$D_a = -13,3964 + \frac{273,1625}{\mu}, R^2=0,96 \quad (4.5)$$

- За сорт Невена

$$D_a = -20,8804 + \frac{356,8044}{\mu}, R^2=0,94 \quad (4.6)$$

Разпиляването D_a в зависимост от влажността на семената за отделните сортове е представено на фигура 4.6. Видно е, че при влажност на семената от 14 % до 18 % разпиляването е минимално и е в порядъка на $2,2 \div 4,5$ % в зависимост от сорта. В края на изследването влажността на семената спада от 10,5 % за генотип 23 до 6,2 % за генотип 27. При тази влажност разпиляването достига интервала $D_a = 14,7 \div 25,4$ %.

Минималната стойност на D_a е установена при генотип 23, а максималната при сорт Невена. Показател за влиянието на сортовите особености е разликата в разпиляването при генотип 27 и сорт Невена. За сорт Невена $D_a = 25,4$ % при влажност 7,7 %, докато за генотип 27 $D_a = 18,2$ %, но при влажност 6,2 %.

Характерно за генотип 27 е плавното нарастване на загубите. Те са под 5 % в широк диапазон на влажността от 16,6 % до 13,2 %, което показва възможност за по-дълъг срок на прибиране.

За дела на разпилените семена D_i , породен от наклоняването на стъблото са получени регресионните уравнения:

- За хибрид 27

$$D_i = -6,0121 + \frac{180,3315}{\mu}, R^2=0,95 \quad (4.7)$$

- За хибрид 23

$$D_i = -19,6425 + \frac{394,6915}{\mu}, R^2=0,96; \quad (4.8)$$

- За сорт Аида

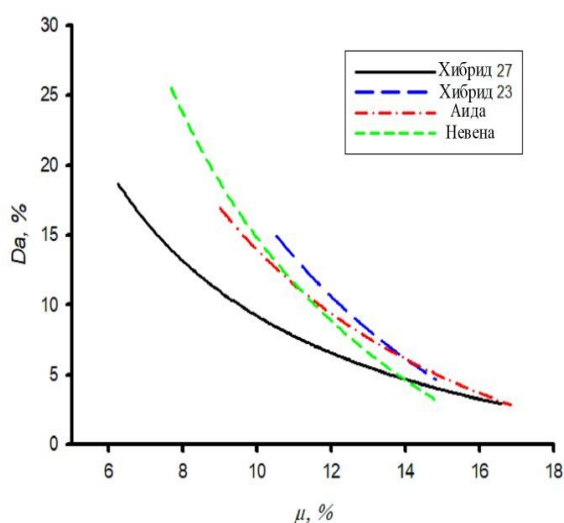
$$D_i = -12,6674 + \frac{294,3604}{\mu}, R^2=0,96 \quad (4.9)$$

- За сорт Невена

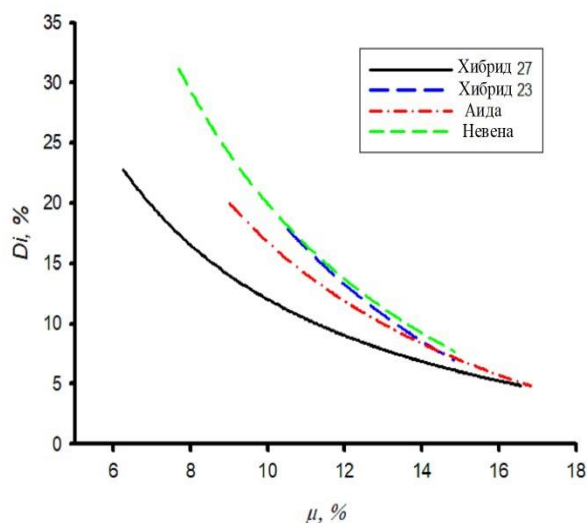
$$D_i = -17,5994 + \frac{375,4715}{\mu}, R^2=0,95 \quad (4.10)$$

На фигура 4.7 е представена графиката за дела на разпилените семена D_i в зависимост от влажността на семената μ , при скорост на наклоняване $1,05 \text{ m/s}$ и височина на приложната точка на въздействие $h=0,2 \text{ m}$.

Стойностите на D_i в началото на изследването са в границите на $5,1 \div 7,5 \%$. В края на изследването D_i нараства и е в интервала $18,6 \div 31,1 \%$. Най-голямата стойност на D_i се наблюдава при сорт Невена въпреки, че влажността на неговите семена не е най-ниската. Най-малките стойности на $D_i=5,1 \div 5,2 \%$ се наблюдават при сорт Аида и генотип 27.



Фигура 4.6. Разпиляване D_a % в зависимост от влажността на семената μ , при скорост на наклоняване $1,05 \text{ m/s}$ и височина на точката на въздействие $0,2 \text{ m}$.



Фигура 4.7. Разпиляване D_i % в зависимост от влажността на семената μ , при скорост на наклоняване $1,05 \text{ m/s}$ и височина на точката на въздействие $0,2 \text{ m}$.

Изводи

Върху инерционното разпиляване на сусамови семена влияние оказват сортовите особености, влажността на семената, височината, скоростта и ускорението на приложната точка на механичното въздействие върху сусамовите стъбла. Минималните загуби от разпиляване се постигат при скорост на наклоняване до $1,05 \text{ m/s}$ и съответно ускорение до $0,5 \text{ m/s}^2$ и височина на приложната точка на въздействие $0,6 \text{ m}$. Тези стойности причиняват загуби под 5% при влажност на семената $6,2 \%$ за генотип 27.

Делът на гравитачно освободените семена D_i в следствие на наклоняването на растението нараства с намаляване на височината на приложната точка на въздействие h и повишаването на ускорението a . Това се дължи на задържаният в кутийките по-голям брой откъснати семена от плацентата, в следствие на по-големите ълови ускорения на стъблото.

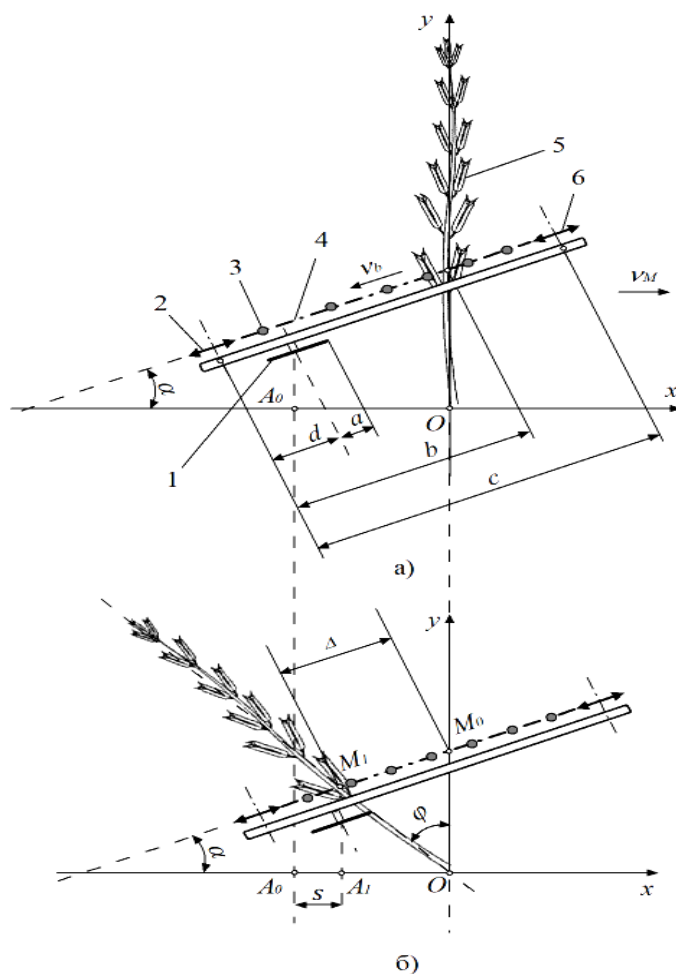
Най-малки стойности за дела на разпилените семена в следствие на ускорението - D_a и за дела на разпилените семена от неговото наклоняване D_i са установени за

генотип 27. Това обуславя неговата пригодност за механизизирано подаване в прибираща машина чрез странично въздействие. Максимално допустимите ускорения за сортовете Аида, Невена и генотип 23 трябва да бъдат по малки съответно с 10,1 %, 27,2 % и 25,7 %.

4.2 Обосноваване на основните параметри на работен орган за подаване на сусамени стъбла в прибираща машина

4.2.1. Схема

На фигура 4.8 е представена идейна схема на работен орган за подаване на сусамови стъбла в прибираща машина.



Фигура 4.8. Взаимодействие на работен орган за странично подаване със сусамено растение

а) – начало на въздействието; б) – край на въздействието;
1 - ротационен нож, 2 и 6 – зъбни колела; 3 – палци; 4 - двойца подаващи палчеви транспортъори; 5 - сусамено растение.

Наклоняването на стъблото 5 (фиг. 4.8. а) се извършва от два успоредни палчеви транспортъора 4, чиито вериги се въртят в противоположни посоки, но линейната им скорост v_b в централния улей е еднаква. Те подхождат към растението двустранно, палците захващат стъблото и плавно го наклоняват към прибиращата машина. Стъблото се отрязва от ножа 1 след наклоняване под определен ъгъл φ (фиг. 4.8. б), при което се гарантира неговото свободно падане в прибиращата машина.

Въздействието на транспортърите 4 върху растението започва в началната точка M_0 и продължава до крайната точка M_1 , където ножът 1 отрязва стъблото. Разстоянието между двете крайни точки се означава с Δ (фиг. 4.8 б). Същевременно машината се премества със скорост v_M и за времето за наклоняване на стъблото изминава пътя s , който е заключен между точките A_0 и A_1 .

Въвеждаме следните означения (фиг. 4.8):

a – височината на острието на ножа, m ;

b – разстоянието от началната точка на контакта до оста на задвижващото зъбно колело, m ;

c – дължината на транспортъра, m ;

d – разстоянието между оста на задвижващото зъбно колело и оста на въртене на ножа, m ;

α – ъгълът на наклона на транспортъра спрямо хоризонталната равнина, rad ;

Работоспособността на предложения работен орган изисква обосноваване на:

- Стойността на кинематичния показател в зависимост от наклона на транспортърите и височината на точката на начално захващане на стъблото спрямо почвената повърхност;

- Позицията на върха на ножа спрямо точката на начално захващане на стъблото.

4.2.2. Закон за движението на контактната точка

Разглежда се кинематиката на т. M , която е контактна между стъблото и палеца на транспортъра при следните начални условия:

- Срязването се извършва, когато стъблото е наклонено към прибиращата машина на достатъчен ъгъл спрямо вертикалата, така че след отрязването то пада върху хедера. Той трябва да улови и семената, които се освобождават от кутийките вследствие на придаденото ускорение при срязването;

- Вертикалното преместване на контактната точка между централното стъбло и работния орган да е минимално и насочено към върха на растението. В противен случай елементи от работния орган заклинват между централното стъбло и кутийките или страничните стъбла, защото сключват остър ъгъл помежду си.

Кинематичният анализ се провежда при следните предпоставки:

- Съседните растения не си взаимодействат при наклоняване;

- Централното стъбло не се огъва.

За намиране на закона на движение се използва геометричният подход. Въвежда се абсолютна декартова координатна система xOy с начало точка O – в основата на стъблото, хоризонтална ос x , насочена по посока на преместване на машината и вертикална ос y – по оста на централното стъбло.

Точката M участва едновременно в две транслационни движения:

- Преносно, което е от движението на машината;

- Относително, което е от движението на подаващите вериги.

Въвеждаме следните означения (фиг. 4.9):

x_M, y_M – координатите на точка M при преносното движение, m ;

x_b, y_b – координатите на точка M при относителното движение, m ;

x_a' – хоризонталната координатата на върха на ножа, m ;

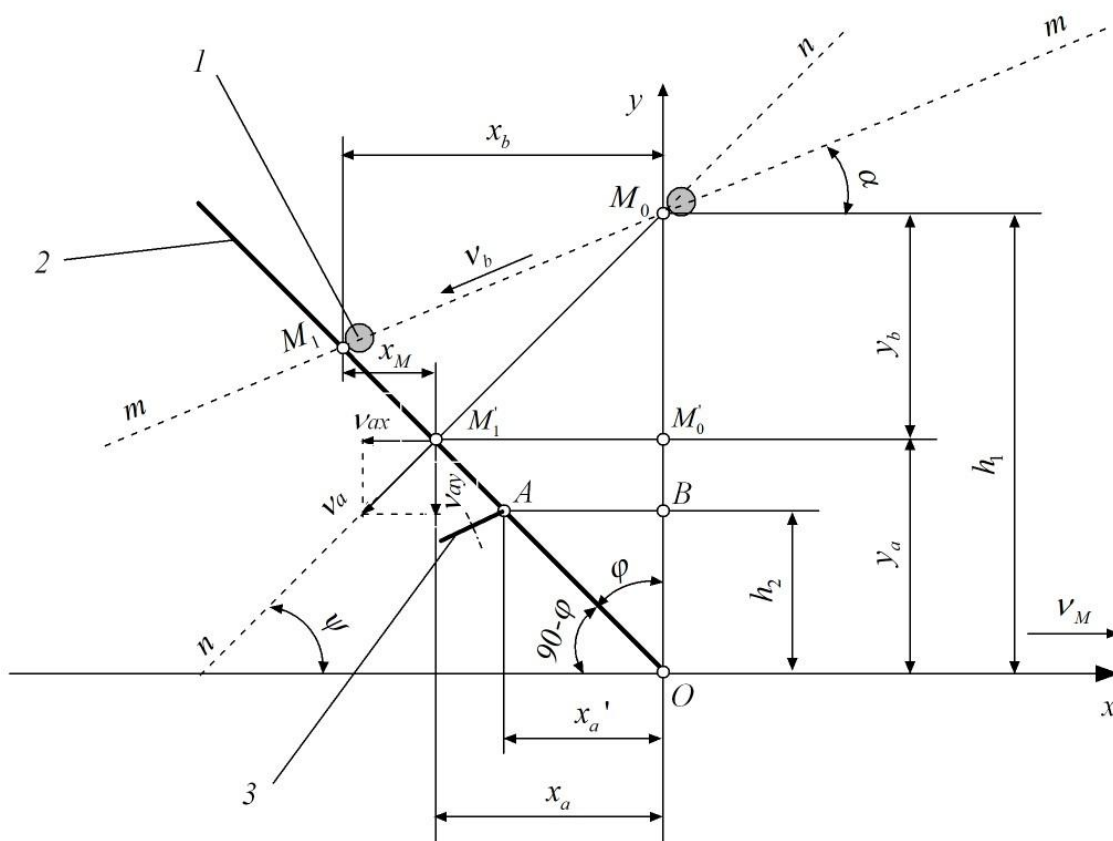
h_1 – разстоянието от повърхността на почвата до т. M в началния момент на въздействието, m ;

h_2 – височината на острието на ножа спрямо почвата, m ;

α – ъгълът, който сключва транспортърът с направлението на движение на машината, rad ;

φ – ъгълът на наклона на стъблото на растението спрямо вертикалата, rad ;

ψ – ъгълът, който траекторията на т. M сключва с ос x , rad ;
 t – времето, за което се извършва преместването на т. M , s ;
 v_M – постъпателната скорост на машината, m/s ;
 v_b – скоростта на веригата на транспортъора, m/s ;
 v_{ax} – проекцията на абсолютната скорост по ос x , m/s ;
 v_{ay} – проекцията на абсолютната скорост по ос y , m/s .



Фигура 4.9. Кинематична схема за определяне закона за движение на контактната точка M

1 - палец, 2 - растение, 3 - ротационен нож.

Абсолютното преместване на точката M се представя с координатите x_a и y_a

$$\begin{cases} x_a = x_M - x_b \\ y_a = y_M - y_b \end{cases} \quad (4.11)$$

Промяната на координатата x_M е:

$$x_M = v_M \cdot t \quad (4.12)$$

Преместването на т. M по ос x е:

$$x_b = v_b \cdot t \cdot \cos \alpha \quad (4.13)$$

При преносното движение, координатата $y_M = \text{const}$, затова

$$y_M = h_1 \quad (4.14)$$

Координатата y_b на т. M по ос y от относителното движение е:

$$y_b = v_b \cdot t \cdot \sin \alpha \quad (4.15)$$

Заместваме (4.12), (4.13), (4.14) и (4.15) в (4.11) и законът добива вида:

$$\begin{cases} x_a = v_M \cdot t - v_b \cdot t \cdot \cos \alpha \\ y_a = h_1 - v_b \cdot t \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (4.16)$$

Полагаме:

$$\frac{v_b}{v_M} = \lambda \quad (4.17)$$

където λ е кинематичният коефициент на подаващия работен орган.

Заместваме (4.17) в (4.16) и получаваме търсения закон в зависимост от кинематичния коефициент:

$$\begin{cases} x_a = v_M \cdot t (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \\ y_a = h_1 - \lambda \cdot v_M \cdot t \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (4.18)$$

За да се получи уравнението на траекторията на точката M изключваме времето t от (4.18). От първото уравнение имаме:

$$t = \frac{x_a}{v_M (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)} \quad (4.19)$$

Второто придобива вида:

$$y_a = h_1 - \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha} x_a \quad (4.20)$$

Полагаме:

$$\frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha} = k \quad (4.21)$$

където k е ъгловият коефициент на правата $n-n$ (фиг. 4.2.).

Изразът (4.20) придобива вида:

$$y_a = h_1 - k x_a \quad (4.22)$$

$$k = \operatorname{tg} \psi \quad (4.23)$$

където ψ е ъгълът между правата $n-n$ и ос x .

Уравнението (4.22) показва, че траекторията на разглежданата т. M е права линия. За да се определи ъгъла ψ заместваме (4.21) в (4.23):

$$\psi = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\lambda \cdot \cos \alpha - 1} \quad (4.24)$$

След диференциране на (4.18) се получават проекциите на абсолютната скорост v_a по двете оси:

$$\begin{cases} v_{ax} = v_M (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \\ v_{ay} = -\lambda \cdot v_M \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (4.25)$$

Абсолютната скорост на точката M е:

$$v_a = \sqrt{v_{ax}^2 + v_{ay}^2} \quad (4.26)$$

От (4.25) и (4.26) се получава:

$$v_a = v_M \sqrt{\lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \alpha + 1} \quad (4.27)$$

4.2.3. Условие за навеждане на растението към хедера

За навеждане на растението в посока, обратна на постъпателна скорост на машината е необходимо:

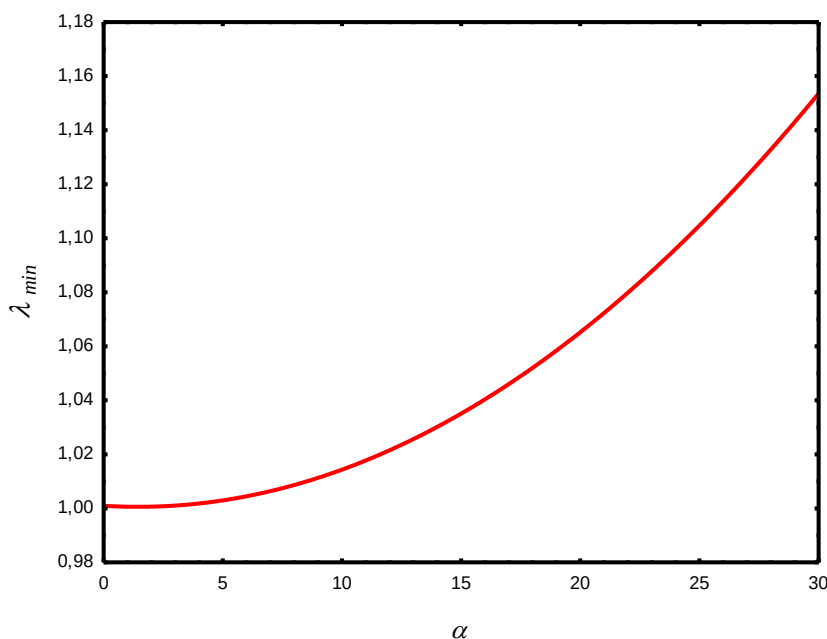
$$v_{ax} \leq 0 \quad (4.28)$$

Това условие се постига чрез изменение на кинематичния коефициент λ . След заместване на (4.25) в (4.28) се получава условието за минималната стойност на кинематичния коефициент, при която стъблото се навежда към хедера:

$$\lambda \geq \frac{1}{\cos \alpha} \quad (4.29)$$

На фигура 4.10 е представена графиката от числен експеримент, проведен по зависимост (4.29) за влиянието на наклона на транспортъорите α върху минималната стойност на кинематичният коефициент λ . Уравнението на графиката е:

$$\lambda_{\min} = 1,001 - 0,0005\alpha + 0,0002\alpha^2 \quad (4.30)$$



Фигура 4.10. Минимална стойност на кинематичния коефициент λ в зависимост от наклона на подаващите транспортъори α

Минималната стойност на кинематичния показател се изменя в зависимост от втората степен на ъгъла α . За да се осигури наклоняване на растението към прибиращата машина е необходимо кинематичният коефициент λ да е по-голям от единица. С увеличаване на наклона на транспортъорите α кинематичният коефициент трябва да нараства.

4.2.4. Условие за минимално преместване на контактната точка спрямо стъблото

Преместването на контактната точка M по стъблото е минимално, когато разстоянието $M_1M_1' \approx 0$ (фиг. 4.9), което се постига при:

$$\psi = \varphi \quad (4.31)$$

Валидни са равенствата:

$$\operatorname{tg} \psi = \operatorname{tg} \varphi \quad (4.32)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{v_{ay}}{v_{ax}} = \frac{-\lambda \cdot \sin \alpha}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha} = \operatorname{tg} \varphi \quad (4.33)$$

След преобразуване на (4.32) и (4.33) получаваме:

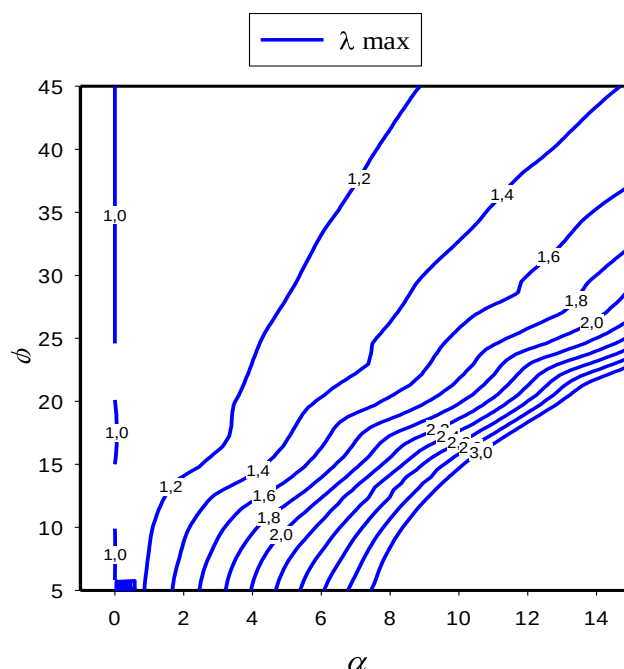
$$\lambda \leq \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha \operatorname{tg} \varphi - \sin \alpha} \quad (4.34)$$

Уравнението (4.34) се явява условие за максималната стойност на кинематичния коефициент λ за минимално преместване на контактната точка M по стъблото. От неравенства (4.31) и (4.36) получаваме условието за границите на изменение на кинематичния коефициент.

$$\frac{1}{\cos \alpha} \leq \lambda \leq \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha \operatorname{tg} \varphi - \sin \alpha} \quad (4.35)$$

Дясното неравенство е валидно при $\psi = \varphi$, което е частен случай.

Провежда се числен експеримент по зависимост (4.34), чийто резултати са представени на фигура 4.11. Графиката показва максималните стойности на кинематичния показател λ в зависимост от комбинацията между управляемите фактори α и φ , при която преместването е минимално. Вижда се, че λ може да достигне 3 при наклон на транспортъорите от 8° до 14° , ако растението се наклонява под ъгъл $\varphi = 5^\circ \div 22^\circ$.



Фигура 4.11. Максимална стойност на кинематичния коефициент λ в зависимост от наклона на транспортъорите α и наклона на растението φ при $\varphi = \psi$

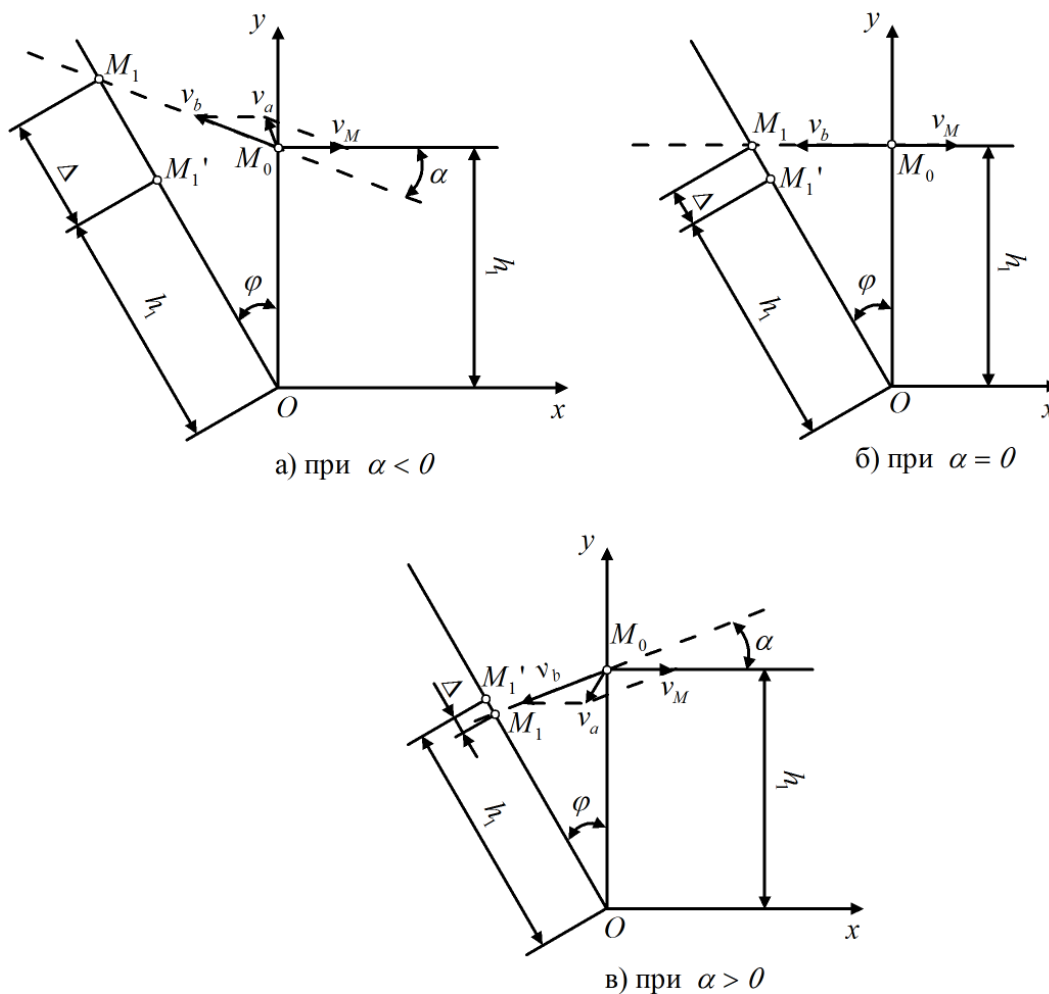
4.2.5. Определяне на посоката на преместване на контактната точка

Точката на контакта M между централното стъбло и палеца на транспортъора е разположена в зоната на формиране на кутийките. При наклоняване на растението към прибиращата машина е възможно плъзгане на контактната точка по стъблото. Това поражда разпиляване на семената тъй като страничните разклонения и кутийките са разположени под остър ъгъл спрямо централното стъбло. Ако контактната точка се премества надолу по растението, палците на транспортъорите заклинват в разклоненията или кутийките, което причинява огъване на стъблото. Затова преместването на контактната точка трябва да е минимално и насочено към върха на растението.

За да се анализира посоката на преместване на контактната точка разглеждаме следните случаи:

- Ъгълът на наклона на транспортъора е отрицателен $\alpha < 0$;
- Транспортърът е хоризонтален $\alpha=0$;
- Ъгълът на наклона на транспортъора е положителен $\alpha > 0$.

При $\alpha < 0$ (фигура 4.12, а) посоката на преместването Δ съвпада с посоката на абсолютната скорост. Въздействието на транспортъора започва от т. M_0 и продължава до т. M_1 , където стъблото се отрязва. Преместването Δ на контактната точка по стъблото се изразява с отсечката M_1M_1' . В този случай то е най-голямо и е насочено към върха на растението.



Фигура 4.12. Посока на преместването на контактната точка M по стъблото

При $\alpha=0$ (фиг. 4.12, б) посоките на абсолютната скорост и на скоростта на транспортъора съвпадат. Преместването на контактната точка е насочено към върха на растението и е по-малко, отколкото в случая по-горе.

При $\alpha > 0$ (фиг. 4.12, в) преместването на контактната точка е минимално и насочено към корена на растението. Това е най-неблагоприятният случай, защото създава условия за заклиняване на палците от транспортъора между централното стъбло и кутийките или страничните разклонения.

4.2.6. Определяне на големината на преместването на контактната точка

Големината на преместването на контактната точка M между палеца и стъблото се определя по изведените по-горе аналитични зависимости. Търси се големината на

преместването $\Delta = M_1M_1'$ на контактната точка в зависимост от λ , α и φ (фиг. 4.9). Разглеждаме най-тежкия случай, а той е когато разглежданото преместване M_1M_1' е най-голямо. Това се наблюдава, когато стъблото е перпендикулярно на абсолютната траектория $n-n$ на точка M . От триъгълник OM_0M_1' (Фиг. 4.9) имаме:

$$M_0M_1' = h_1 \cdot \sin \varphi = \Delta_{\max} \quad (4.36)$$

От триъгълник $M_0M_1M_1'$ може да запишем

$$\Delta_{\max} = \operatorname{tg}(\psi - \alpha) h_1 \cdot \sin \varphi \quad (4.37)$$

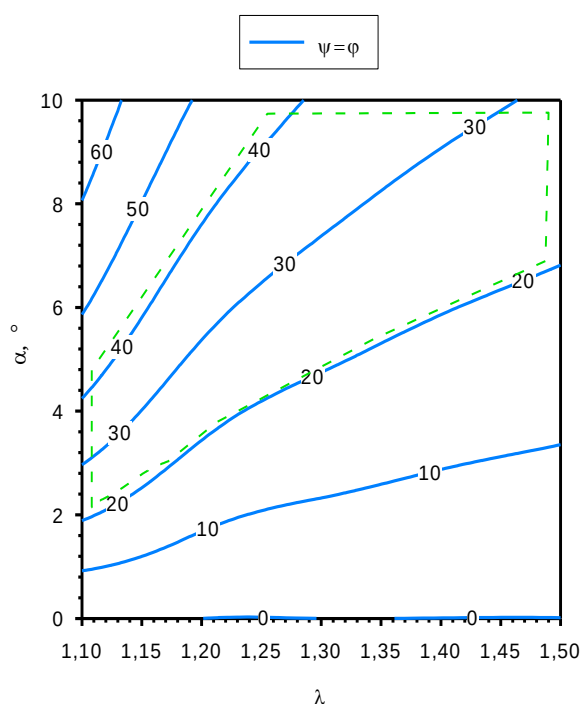
При $\varphi = \psi$ се получава:

$$\Delta_{\max} = h_1 \cdot \sin \psi \cdot \operatorname{tg}(\psi - \alpha) \quad (4.38)$$

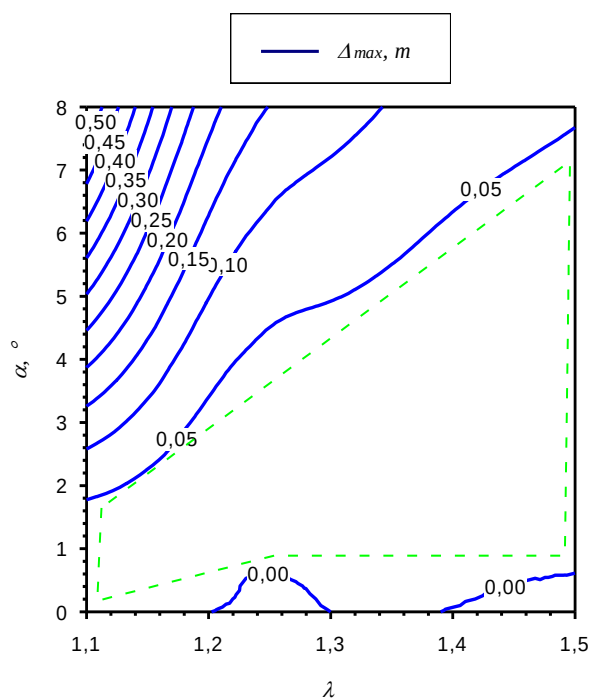
Зависимостта (4.38) описва максималното преместване на контактната точка M . За графично представяне на получените аналитични резултати се провеждат два числени експеримента. В първия се изследва ъгъла ψ , който траекторията на точка M ($n-n$) сключва с ос x , чрез зависимостта (4.34), която е приведена във вида:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\lambda \cdot \cos \alpha - 1} \quad (4.39)$$

Кинематичният коефициент λ се променя в границите от 1,1 до 1,5, а наклонът на транспортъра α от 0 до 10 градуса (0 до 0,175 rad).



Фигура 4.13. Наклон ψ на траекторията на т. M спрямо ос x в зависимост от наклона на транспортъра α и кинематичния коефициент λ при $\psi = \varphi$ и $h_1 = 0,5 \text{ m}$



Фигура 4.14. Максимално преместване на контактната точка M в зависимост от α и λ при $\psi = \varphi$ и $h_1 = 0,5 \text{ m}$.

Във втория числен експеримент се пресмята максималното преместване на контактната точка $\Delta_{\max}$ по (4.38) в зависимост от стойностите на ψ . Резултатите са представени графично на фигури 4.13 и 4.14. Очертани са подходящите области на изменение на стойности на α и λ с прекъснати линии.

Търсят се стойностите на α и λ , при които наклонът на стъблото е най-голям, а преместването на контактната точка най-малко. Това се наблюдава при $\alpha=0^\circ \div 7^\circ$ и $\lambda=1,1 \div 1,5$. В случая преместването на контактната точка е насочено към върха на растението и $\Delta_{max}=0 \div 0,05 \text{ m}$ (фиг. 4.14).

При $\alpha = 0 \div 2^\circ$ кинематичният показател има незначително влияние върху преместването. В интервала от 2° до 7° , с намаляване на α и увеличаване на λ се понижава преместването Δ_{max} , но паралелно с това се понижава и наклона на стъблото φ (фиг. 4.13).

За да се осигури наклон на стъблото към хедера по време на неговото отрязване и минимално преместване на контактната точка M е необходимо $\alpha=4^\circ \div 6^\circ$ и $\lambda=1,3 \div 1,4$. При тези стойности, големината на преместването е $\Delta_{max}=0,045 \text{ m}$, а наклонът на растението е $\varphi=20^\circ$.

4.2.7. Определяне на позицията на ножа

За да попадне отрязаното стъбло в прибиращата машина е необходимо срязването да се извърши, когато то е наклонено към хедера. Това изисква точно позициониране на ножа спрямо точката на началния контакт на растението с палец от подаващите транспортъори (спрямо ос y).

Означаваме координатата на върха на острието на ножа по ос x с x_a' . От фигура 4.9 разглеждаме триъгълниците AOB и $OM_1'M_0'$, за които е в сила:

$$\angle BOA = \angle M_0'OM_1' = \angle \varphi$$

$$\angle OAB = \angle OM_1'M_0' - \text{съответни ъгли.}$$

От това следва, че:

$$\triangle OM_0'M_1' \sim \triangle AOB.$$

$$\frac{x_a'}{x_a} = \frac{y_a}{h_2} \quad (4.40)$$

$$x_a' = \frac{x_a}{y_a} \cdot h_2 = \operatorname{tg} \varphi \cdot h_2 \quad (4.41)$$

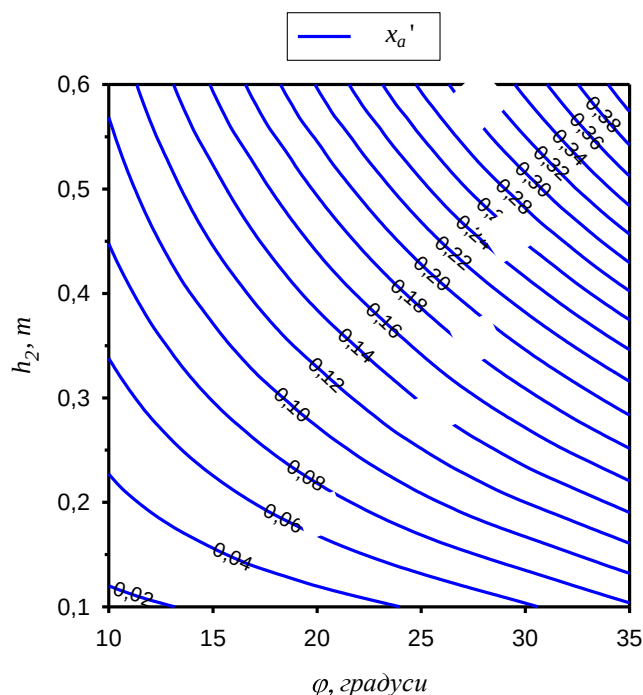
Зависимостта (4.41) определя факторите, от които зависи хоризонталната координата на върха на ножа. Те са височината на острието над почвената повърхност h_2 и наклонът на стъблото в момента на неговото срязване φ .

Провежда се числен експеримент по зависимост (4.41). Получените резултати са представени на фигура 4.15. Вижда се, че увеличаването на наклона на стъблото φ води до нарастване на хоризонталната координата x_a' . При постоянен ъгъл φ , това разстояние нараства с увеличаване на височината на ножа спрямо повърхността на почвата h_2 .

Съвременните неразпиляващи сортове залагат кутийките си на височина над $0,3 \text{ m}$ спрямо повърхността на почвата. За избягване на загуби на семена в кутийки, останали по стърнището е приемливо височината на ножа да е $h_2=0,25 \text{ m}$. При тази стойност се избягват и загубите, породени от неравностите на полето, които предизвикват колебания на височината на срязване на растенията.

От фигура 4.15 е видно, че при $h_2=0,25 \text{ m}$ и $\varphi=20^\circ$ хоризонталната координата на върха на ножа трябва да е $x_a' = 0,083 \text{ m}$. Ако диаметърът на стъблото в зоната на срязване е $0,005 \div 0,02 \text{ m}$ следва да се предвиди променливо позициониране на върха на ножа спрямо точката на начален контакт M . Необходимо е върхът на ножа да е на разстояние от $0,06 \text{ m}$ до $0,10 \text{ m}$ спрямо началната точка на контакта. Освен това,

височината на острието трябва да е достатъчна за осигуряване на срязването на стъбла със споменатия диаметър.



Фигура 4.15. Хоризонталната координата на върха на ножа X'_a в зависимост от височината на ножа h_2 и наклона на стъблото ϕ .

Изводи

За минимизиране на загубите от разпиляване, растенията трябва да се наклоняват над платформа, без това да предизвика значително преместване на контактната точка между стъблото и подаващите транспортъори.

Теоретичното преместване на контактната точка между транспортъорите и стъблото е най-малко и е насочено към върха на растението, когато транспортъорите са разположени хоризонтално. Но при наклоняване стъблото се огъва, което поражда допълнително преместване на контактната точка. То се минимизира когато транспортъорите са наклонени нагоре под малък ъгъл.

Преместването на контактната точка е най-голямо, когато стъблото е перпендикулярно на траекторията на контактната точка. То е със стойност 0,045 m, което се получава при наклон на транспортъора 6°, наклон на стъблото 20° и кинематичен коефициент 1,4.

Резултатите от аналитичните изследвания показват, че предлаганият работен орган трябва да позволява безстепенно изменение на:

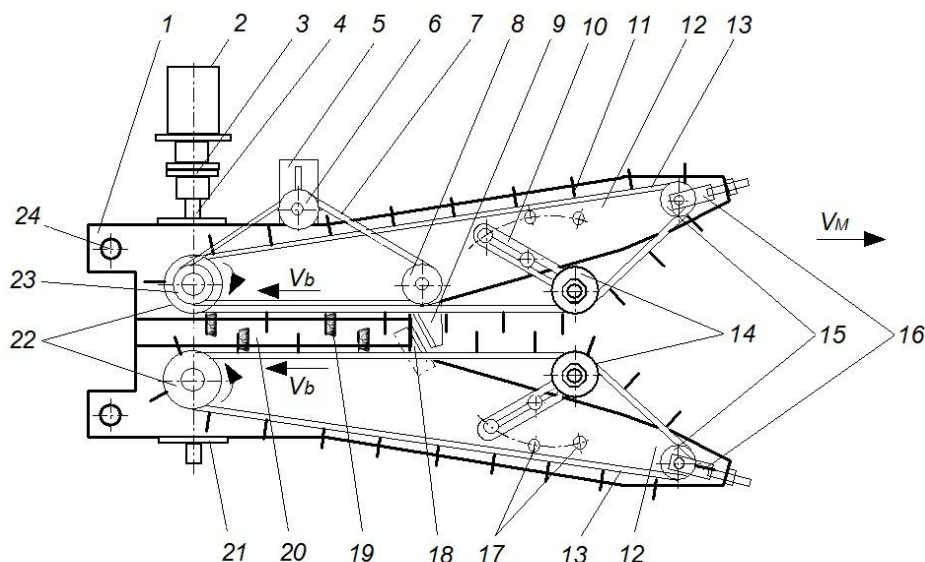
- кинематичния коефициент – от 1 до 1,5;
- наклона на подаващите транспортъори – от 0° до 6°;
- височината на началната точка на контакт на растението с подаващите транспортъори – от 0,3 до 0,6 m;
- разстоянието от върха на ножа до началната точка на контакта на транспортъорите с растението – от 0,06 до 0,10 m.

4.3. Разработване и изследване на работен орган за подаване на сусамови растения в прибираща машина

4.3.1. Устройство и работен процес на работния орган

Съгласно формулираните изисквания е разработен работен орган за механизизирано подаване на сусамови стъбла в прибираща машина. Конструктивното оформление на работния орган е направено съобразно обосноваваните параметри от проведения кинематичен анализ.

Състои се от платформа, върху която надлъжно са разположени две верижно – палцеви предавки, две събирателни колекторни плоскости и режещ апарат.



Фигура 4.16. Схема на работен орган за подаване на сусамови растения в прибираща машина

1 – платформа; 2 – двигател; 3 – съединител; 4 – вал; 5 – планка; 6 – обтягащо колело; 7 – верига за завъртане на ножа; 8, 23 – верижни колела за задвижване на ножа; 9 – нож; 10 – регулираща планка; 11 – палци; 12 – ръкави; 13 – пластинчато – ролкови вериги; 14 – направляващи ролки; 15 – обтягащи верижни колела; 16 – винтови обтегачи; 17 – фиксиращи отвори; 18 – контра на ножа; 19 – метла; 20 – централен улей; 21 – фланцови лагерни тела; 22 – задвижващи верижни колела; 24 – присъединителни отвори.

Задната част на платформата 1 (фиг. 4.16) има формата на правоъгълник, а предната – на равнобедрен трапец, малката основа на който е обща с малката страна на правоъгълника. В правоъгълната част е оформен вдлъбнат улей 20 с ширина $0,04 \div 0,08 \text{ m}$. От трапецовидната част е изрязан по-малък трапец със същата дължина на бедрата, но с по-малки основи. С това се оформят двата правоъгълни ръкава 12, заключващи ъгъл от 15° до 30° с надлъжната ос на платформата. Задната част на платформата завършва с Г образен фланец с отвори 24 за присъединяване на работния орган към рама от хедер на прибираща машина.

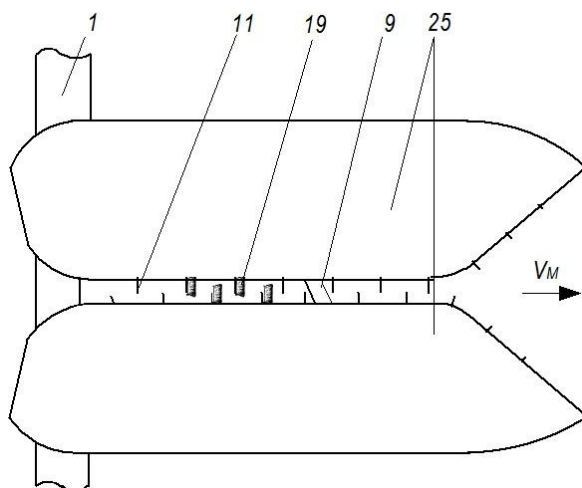
Всяка верижно – палцева предавки е съставена от пластинчато – ролкова верига 13, задвижващо верижно колело 22, обтягащо верижно колело 15 и направляваща ролка 14, закрепена за регулираща планка 10. Съседните участъци от веригите образуват поток, разделен на две зони. Първата зона е приемна и има формата на трапец. В нея се извършва захващането и наклоняването на растенията. Втората е с формата на правоъгълник и изпълнява транспортиращи функции. Дължината на двете зони може да се регулира на три степени. Това се осъществява чрез промяна на положението на

направляващите ролки 14 посредством завъртане на регулиращите планки 10. По този начин се регулира разстоянието от точката на захващане на растението до точката на отрязване на стъблото, а с това и неговия наклон в момента на отрязване. Планките се закрепват към платформата посредством винтове и фиксиращите отвори 17.

По периферията на всяка верига 13 са закрепени палци 11 с дължина 0,04 m и стъпка 0,12 m. При началното монтиране на веригите, палците от едната верига се изместват на половин стъпка спрямо тези от другата. Зад всеки втори палец е закрепен държач, който носи метла 19. Тя е позиционирана под ъгъл 120° спрямо скоростта на веригата и се плъзга по дъното на улея по време на работа.

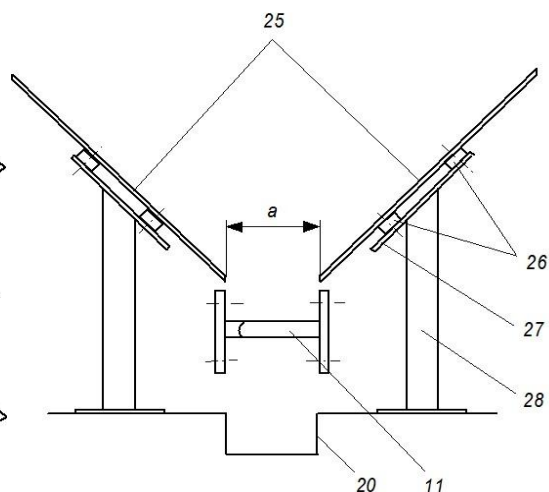
В предния край от правоъгълната част на платформата е монтирана лагерна кутия, в която лагерува валът за задвижване на ротационен дисков нож 9. Задвижването на ножа се осъществява посредством верижна предавка, която е съставена от веригата 7 и зъбните колела 6, 8, и 23. Верижното колело 6 служи за обтягане на веригата 7. Върху долната страна на платформата между правоъгълната и трапецовидната част е монтирана контрата на ножа 18. Тя заедно с дисковия нож 9 формират зона за подпорно рязане.

В задната част на платформата, странично и перпендикулярно на правоъгълната част са монтирани две фланцови лагерни тела 21, в които лагерува валът 4. Той задвижва две конусни зъбни предавки на чиито изходящи валове за закрепени задвижващите верижни колела на верижните предавки и ножа – 22 и 23. Валът 4 се задвижва от хидродвигателя 2 посредством съединителя 3.



Фигура 4.17. Колекторни плоскости на работния орган

1 – греда за присъединяване; 9 – нож, 11 – палци; 19 – четки; 25 – колекторни плоскости.



Фигура 4.18. Присъединяване на колекторните плоскости към платформата на работния орган

11 – палци; 20 – централен улей от платформата; 25 – колекторни плоскости; 26 – греди; 27 – опорни планки; 28 – стойки.

Планките 27 (фиг. 4.18) са по две за всяка точка на присъединяване на колекторните плоскости 25. Едната е закрепена за гредите и носи два симетрично разположени винта. Другата е закрепена за стойката 28 и е с надлъжни канали. Този начин на присъединяване позволява транслационно преместване на двете колекторни плоскости и регулиране на напречното разстояние между долните им ръбове в

интервала от 0,015 *m* до 0,08 *m*. Тази регулировка се налага при промяна на вида, сорта и хабитуса на прибираната култура.

При работа, палците захващат единични сусамови растения и ги наклоняват над платформата до момента на отрязването на стъблата. Отрязаните стъбла полягат върху събирателните плоскости и се плъзгат назад под въздействието на палците. По време на срязването и полагането на стъблата върху колекторните плоскости, част от семената напускат кутийките. Те се улавят от събирателните плоскости и се стичат в централния улей на платформата. В него попадат и къси вегетативни части и кутийки, отчупени от сусамени. Четките поемат тази семенно – стъблена маса и я преместват към прибиращата машина. По този начин улейт се очиства и се предотвратява натрупването на семена и стъблени части в него.



Фигура 4.19. Работният орган, агрегиран към универсален трактор

4.3.2. Качествени показатели на новия работен орган

Те се определят от разпиляването на семена върху почвената повърхност. От теоретичния анализ са определени граничните стойности на кинематичния показател и надлъжния наклон на работния орган, но не и оптималната.

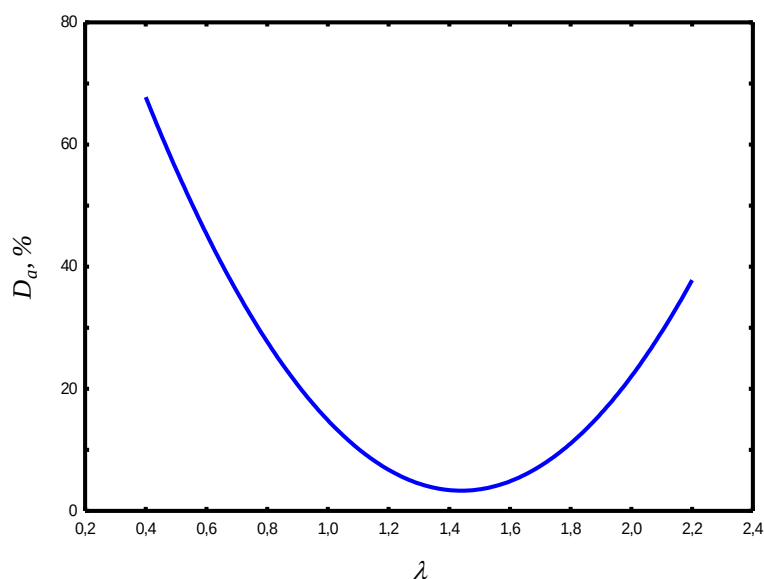
Изменението на разпиляването D_a , в зависимост от кинематичния показател λ , се подчинява на следното регресионно уравнение:

$$D_a = 126,8901 - 171,6734\lambda + 59,625\lambda^2 \quad (4.42)$$

То е с $R^2=0,95$ и $p(F)=0,0128 < 0,05=\alpha$, а неговата графика е представена на фигура 4.20.

Вижда, че при стойности на кинематичния показател $\lambda < 1$ загубите са най-големи и са от 17 до 68 % спрямо биологичния добив. Причината за това е наклоняването на растението по посока на постъпателната скорост на машината. При този кинематичен коефициент освободените от кутийките семена попадат върху полето, вместо върху платформата на машината.

С увеличаване на стойността на кинематичния коефициент загубите постепенно намаляват. Делът на разпилените семена е под 5 % при $\lambda=1,2 \div 1,6$. При $\lambda=1,33$ е постигнат експерименталния минимум за разпиляването, който е $D_a=2,5$ %. С понататъшното увеличаване на λ се наблюдава постепенно нарастване на загубите. При прекалено големи стойности, въздействието на палцевите вериги става агресивно. Придаваните ускорения върху стъблата са твърде големи. Наклоняването е ударно и семената се разпиляват във всички посоки. Периметърът на разпиляването се увеличава и голям процент от семената попадат върху полето вместо върху платформата на работния орган.

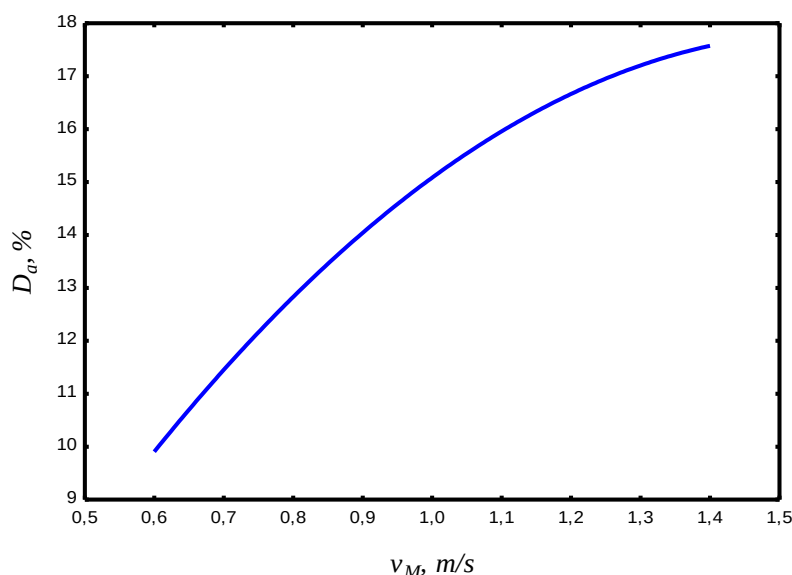


Фигура 4.20. Разпиляване на сусамови семена D_a в зависимост от кинематичния показател λ

Влиянието на постъпателната скорост на изследвания работен орган върху разпиляването се определя за сорт Невена с влажност на семената 8,9 %. Стойността на кинематичния коефициент се поддържа постоянна - $\lambda=1,33$, а управляемият фактор v_M се изменя на три нива в интервала $0,63 \div 1,33 \text{ m/s}$. Получено е следното регресионно уравнение:

$$D_a = -2,9011 + 26,3825.v_M - 8,3981.v_M^2 \quad (5.21)$$

То е с $R^2=0,97$, $p(F)=0,002 < 0,05 = \alpha$. и е визуализирано на фигура 4.21.



Фигура 4.21. Зависимост на дела разпилени семена D_a от скоростта на машината v_M

Видно е, че с увеличаване на постъпателната скорост, загубите от разпиляване нарастват. При постъпателна скорост $v_M=0,63 \text{ m/s}$ ($2,25 \text{ km/h}$), загубите са в порядъка на 10,5 %. С постепенно повишаване на постъпателната скорост загубите нарастват. В рамките на експеримента, най-големите загуби от разпиляване се наблюдават при $v_M=1,33 \text{ m/s}$ ($4,77 \text{ km/h}$) и достигат 17 %.

Сортовите особености, както и условията на провеждане на експеримента оказват съществено влияние върху загубите от разпиляване на сусамови семена. При $v_M=0,63 \text{ m/s}$ и $\lambda=1,33$ делът на загубите от разпиляване при сорт Аида е 2,5 %, а при Невена – 10,5 %. Освен това, при равни други условия, влияние върху разпиляването има и ускорението, придавано върху стъблата при тяхното наклоняване. За сорт Невена то е по-малко със 17,1 % в сравнение с това за сорт Аида.



Фигура 4.22. Работния орган по време на изследването

При постъпателна скорост $v_M = 0,63 \text{ m/s}$, работна широчина $B_p = 0,7 \text{ m}$, часовата производителност на работния орган е $W_h = 0,159 \text{ ha/h}$.

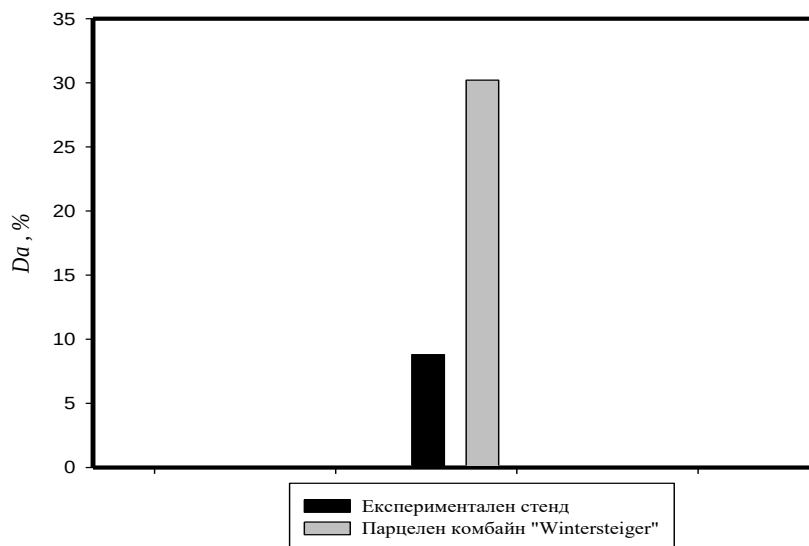
Паралелното изследване на парцелен комбайн Wintersteiger и новия работен орган се извършва с генотип 23 при влажност на семената 8,5 % (фиг. 4.23).



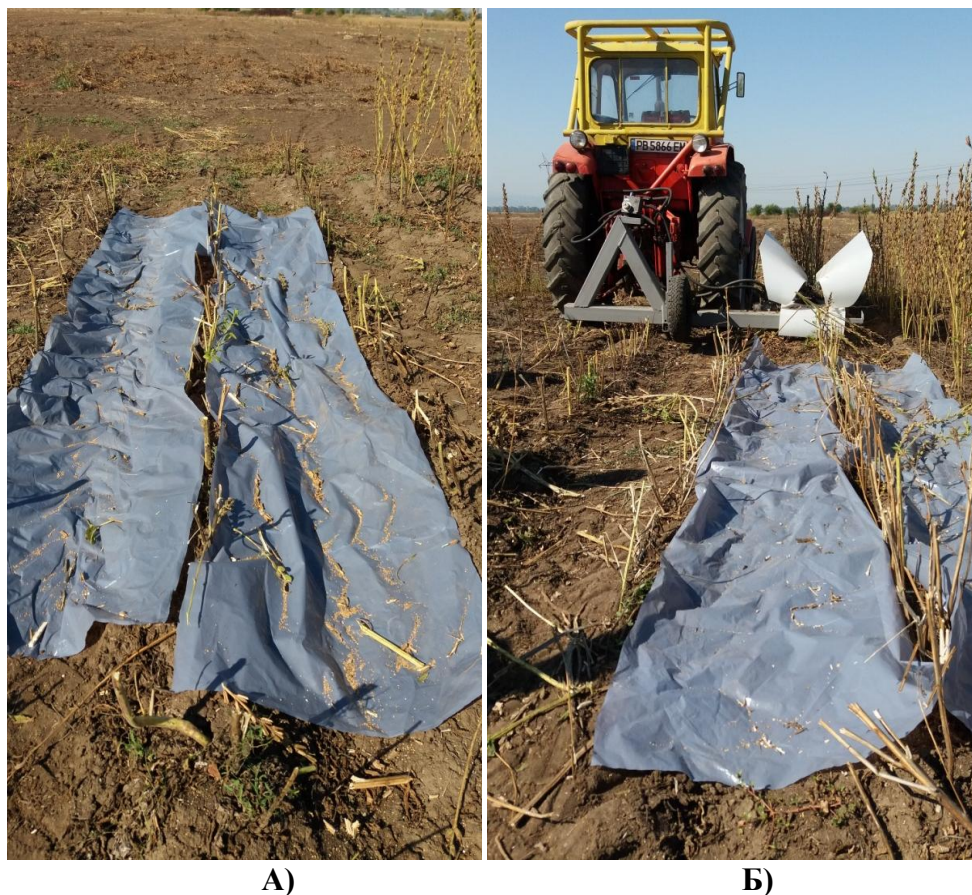
Фигура 4.23. Паралелно изследване на парцелен комбайн Wintersteiger и новия работен орган

Определен е делът на разпилените семена при кинематичен коефициент $\lambda=1,33$ и постъпателна скорост $v_M=1,33 \text{ m/s}$ за двата изследвани обекта. Резултатите от изследването са представени на фигура 4.24. Наблюдава се значителна разлика между

показателите на конвенционалния хедер на зърнокомбайна и работния орган. Делът на разпилените семена от хедера на комбайна е $D_a=30,2\%$, докато при работния орган е $D_a=8,8\%$ и е 3,4 пъти по-малък.



Фигура 4.24. Загуби от парцелен зърнокомбайн Wintersteiger и новия работен орган



Фигура 4.25. Разпиляване на сусамови семена: А - от комбайн “Wintersteiger –Hege 160”; Б – от новия работен орган

Изводи

Сортовите особености и влажността на семената в момента на прибирането влияят значително върху разпиляването от прибиращите машини. При равни условия, сортът „Невена” освобождава по-лесно семената си в сравнение със сорт „Аида” и „Генотип 23. С понижаване на влажността на семената силата, с която семената се задържат от плацентата отслабва.

Разпиляването на сусамови семена (D_a %) от новия работен орган се изменя в широки граници в зависимост от кинематичният коефициент λ . При $\lambda < 1$ то е най-голямо и достига 68 %. С увеличаването на кинематичния коефициент загубите намаляват и при $\lambda = 1,33$ достигат своя минимум, които е $D_a = 2,5$ % за сорт Аида. При нарастване на кинематичния коефициент над тази стойност загубите плавно нарастват, поради увеличаване на ускорението при наклоняване на стъблата.

С повишаване на постъпателната скорост на машината от 0,63 m/s до 1,33 m/s загубите нарастват и достигат $D_a = 17$ %.

От паралелното изследване на комбайн Wentersteiger HEGE - 160 и на разработения работен орган е определено, че делът на разпилените семена от хедера на комбайна е 3,4 пъти по-голям.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Съществуващите работни органи за подаване на стъбла в прибираща машина не удовлетворяват изискванията за прибиране на сусам по отношение на дела на разпилените семена. Те превишават 20 % в технологична зрялост, а в пълна са повисоки. Затова е необходимо разработване и обосноваване на нов работен орган за подаване на сусамови стъбла в прибираща машина.

Синтезирано е ново механично въздействие за подаване на сусамови стъбла в прибираща машина. То включва подвеждане на събирателни плоскости под семедайната зона на растението, странично захващане на стъблото и плавно наклоняване над платформа, отрязване на стъблото и неговото подаване към следващите работни органи. Теоретично обосновани са основните параметри на работен орган за подаване на сусамени стъбла в прибираща машина. За реализиране на синтезираното въздействие е разработен експериментален образец на работен орган за подаване на сусамени стъбла в прибираща машина. Той осигурява минимално преместване на контактната точка между палеца и растението при наклоняване на стъблото към хедера. Споменатото преместване е минимално при наклоняване на транспортъора до 6° и кинематичен коефициент 1,4.

Експериментално е определено, че загуби до 5 %, при наклоняване на единично сусамово стъбло, се постигат при скорост на наклоняване до 1,05 m/s, ускорение до $0,5 \text{ m/s}^2$ и при височина на приложната точка на въздействието 0,6 m за всички изследвани сортове.

За минимизиране на загубите от разпиляване е необходимо работният орган да дава възможност за регулиране на надлъжния наклон на транспортъорите от 0° до 10° , на техния кинематичен коефициент от 1,1 до 1,5, а хоризонталната дистанция от върха на ножа до точката на началния контакт на растението с палеца от 0,05 m до 0,30 m. При тези условия, преместването на контактната точка между палец и растение е по-малко от средната дължина на една кутийка, което намалява риска от заклиняване на палците в централното стъбло по време на неговото наклоняване към хедера.

Разработеният работен орган за подаване на сусамени стъбла в прибираща машина удовлетворява агротехническите изисквания за загуби на семена от разпиляване при постъпателна скорост на машината до 0,63 m/s. Това съответства на часова производителност 0,159 ha/h от всеки прибиран ред.

6. ПРЕПОРЪКИ

Новосъздаденият работен орган подава сусамовите стъбла в прибираща машина с по-малки загуби от съществуващите машини. Неговата технологична схема е приспособима към хабитуса на редица окопни култури, които при узряване разпиляват семената си от леки механични въздействия. Това е предпоставка за провеждане на изследвания за определяне на приложимостта на работния орган за прибиране и на други култури, които разпиляват семената си при узряване, като бобовите.

Работният орган може да се вгради като секция от многоредов хедер за еднофазно прибиране на сусам или като подаващ орган на едноредова прибираща машина за двуфазно прибиране. Голяма част от елементите и възлите на новия работен орган са заимствани от хедера за прибиране на соя, който се произвежда в „МЕТАРЕМ” гр. Павликени. Това е предпоставка за бързо усвояване на неговото производство.

7. ПРИНОСИ

7.1. Теоретични

Обоснована е нова технологична схема на работен орган за подаване на стъбла в прибираща машина чрез странично въздействие.

Изведен е закона за движение на контактната точка между централното стъбло и подаващите транспортёри. Той позволява определяне на основните конструктивни параметри на работния орган.

7.2. Методически

Създадена е експериментална уредба и виртуален инструмент, с които лесно и точно се следят и отчитат скоростта и ускорението на точка от растението при неговото наклоняване.

Разработена е методика за определяне на загубите от разпиляване за култури, които са податливи към освобождаване семената си при леки механични въздействия. Тя позволява определяне на скоростите и ускоренията, които може да се съобщават върху растението, без това да причинява значително разпиляване на семена.

7.3. За практиката

Определени са биомеханичните параметри на сусамовите растения, които влияят върху разпиляването на семена при тяхното подаване в прибираща машина.

Конструиран и изработен е нов експериментален работен орган за подаване на сусамови растения в прибираща машина. Опитно са определени неговите количествени и качествени показатели при подаване в прибираща машина на сусамени стъбла от неразпиляващи сортове. Паралелно са изследвани загубите от разпиляване от хедера на парцелен зърнокомбайн и новия работен орган.

8. ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИСЕРТАЦИЯТА

1. Ishpekova S., Naydenov N., Zaykov R., Stamatov St., Rushev D., 2017. Releasing of seeds by a lateral mechanical impact for feeding sesame stems into harvester. Agricultural Engineering International: CIGR Journal, Vol. 19 (4): 54 - 60, ISSN 1682-1130, Japan, (SJR = 0,26, 2016).

2. Naydenov, N., S. Ishpekova, R. Zaykov, 2016. Opportunities for mechanical feeding of sesame plants in harvesting machine. Proceeding of university of Ruse - 2016, volume 55, book 1.1.

3. Ishpekova S., Naydenov N., Zaykov R. Indicators of a finger device for feeding sesame stems into harvesting machine. Bulgarian Journal of Agricultural Science, (SJR=0,22, 2016).

Summary

FINGER DEVICE FOR FEEDING SESAME STEMS INTO HARVESTING MACHINE

Nayden Kolev Naydenov

The problem with mechanized harvesting of sesame is crucial for maintaining the economic importance of culture in the world. In a series of international meetings on sesame problems, many researchers have been reported that if harvesting of the culture would not be mechanized in the next 25-30 years then its production will drop significantly. In recent years in Bulgaria, along with the selection of suitable varieties into account has been taken the impact of harvesting mechanisms as a reason for scattering of sesame seeds on the field.

Factors, influencing on scattering of the sesame seed, has been determined. The scattering is depending on the acceleration, the height of the impact point, the moisture content and the sesame varieties. The study was carried out with Bulgarians non-scattering sesame varieties Aida, Nevena, genotype 23 and genotype 27. Losses below 5 %, was achieved in an acceleration of 0.5 m/s^2 and a height of the impact point 0.6 m for every sesame varieties.

A theoretical analysis to determine the main kinematic parameters of the finger feeding device has been carried out. It shows that the device has to allow adjustment of the kinematic coefficient between 1.1 and 1.5, the longitudinal angle from 0° to 6° , impact point height from 0.3 m to 0.6 m and the cutter bar position according to the initial point of contact. Based on the theoretical results it was developed a finger device for feeding sesame stem into a harvesting machine. It consists of two finger chain conveyors which tilt sesame stems by lateral mechanical impact over a platform. Then, the stems are cut by a cutter bar and falls on the platform. The device has a longitudinal angle of four degrees. At this angle, the moving of the contact point between a finger and a stem is least during the tilting. This avoids wedging of fingers between sesame capsules and central stem and its bending.

A study to determine the releasing of sesame seed from Bulgarian non-scattering varieties due to the forward velocity v_M and kinematic coefficient λ of the device has been conducted. It was found that least sesame seed losses are achieved in $v_M=0.63 \text{ m/s}$ and $\lambda=1.33$. In this kinematic mode, the device causes up to 2.5 % losses of sesame seed of Aida variety when its moisture content is 9.7 %. A comparative study between the developed device and a header of a plot grain harvester “Wintersteiger” has been conducted. It shows that the device causes 3.4 times less sesame seed losses than the conventional header.

At a forward speed of 0.63 m/s the finger device provides a productivity from 0.159 ha/h per a harvested row.