

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ

ՄԱԹԵՎՈՍՅԱՆ ԱՆԻ ԱՆԴՐԱՆԻԿԻ

ԲԱՐՁՐ ԶՏՄԱՆ աստիճանով կարտոֆիլ սիանի կառուցվածքի մշակում եվ բանող օրգանի պարամետրերի հիմնավորում

Ե.20.01-«Գյուղատնտեսական արտադրության մեքենայացում և մեքենաներ» մասնագիտությամբ տեխնիկական գիտությունների թեկնածուի գիտական աստիճանի հայցման ատենախոսության

Ս Ե Ղ Մ Ա Գ Ի Ր

ԵՐԵՎԱՆ-2018

НАЦИОНАЛЬНЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ

МАТЕВОСЯН АНИ АНДРАНИКОВНА

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЯ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ОЧИСТКИ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.20.01-«Механизация сельскохозяйственного производства и машины»

ЕРЕВАН-2018

Ատենախոսության թեման հաստատվել է Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի գիտական խորհրդի կողմից

Գիտական ղեկավար՝ տ.գ.դ., պրոֆեսոր Ա. Մ. Եսոյան

Պաշտոնական ընդդիմախոսներ՝ տ.գ.դ., դոցենտ Զ. Թ. Զակոբյան

տ.գ.թ., դոցենտ Ս. Խ. Պապյան

Առաջատար կազմակերպչունն՝ ԶԶ Ծահուկյանի «Ագրոսպասարկուն» ԲԲԸ:

Պաշտպանողունը կայանալու է 2018թ.–ի մարտի 2-ին, ժամը 14⁰⁰-ին, Զայաստանի ազգային ագրարային համալսարանում գործող 033 մասնագիտական խորհրդում: Հասցեն՝ 0009, ք. Երևան, Տերյան 74:

Ատենախոսողանը կարելի է ծանոթանալ ՀԱՍՀ-ի գրադարանում: Սեղմագիրն առաքվել է 2018թ-ի հունվարի 26-ին: Մասնագիտական խորհրդի գիտական քարտուղար, տ.գ.դ., պրոֆեսոր՝ Ա. Կ. Ամիրյան

Тема диссертации утверждена ученым советом Национального аграрного университета Армении

Научный руководитель: д.т.н., профессор А. М. Есоян

Официальные оппоненты: д.т.н., доцент О. Т. Акопян

к.т.н., доцент С. Х. Папян

Ведущая организация: ОАО Шаумянский «Агросервис» РА.

Защита диссертации состоится 2-го марта 2018г. в 14⁰⁰ на заседании специализированного совета 033 при Национальном аграрном университете Армении по адресу: 0009, г. Ереван, ул. Теряна 74.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НАУА.

Автореферат разослан 26-го января 2018 г.

Ученый секретарь специализированного совета,

д.т.н., профессор

А. К. Амирян

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒ Դ ԲՆՈՒ ԹԱԳԻՐԸ

ԹԵՄԱՅԻ ԱՐԴԻԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ: Կարտոֆիլի բերքահավաքի ժամանակ միևնույն ալ կիրառվող կոշտաքարդիջները չեն ապահովում

պալ արահանման գործընթացի անհրաժեշտ տեխնոլոգիական որակ: Կարտոֆիլահան մեքենային մատուցվում է մարգարաբլի ամբողջ պալ արահողազանգվածը, որի հետևանքով մեքենան գերբեռնվում է, վատանում է պալ արների գտման գործընթացը, նվազում է մեքենայի արտադրողականությանը, մեծանում է ներգետնի կծախերը:

Հայաստանի կարտոֆիլաբուծական տնտեսությանը և ներքին ֆերմերները կարիք ունեն ՅՅ գյուղատնտեսական հողային և պայմաններին համապատասխան, աշխատունակ կարտոֆիլահան տեխնիկայի: Սույն ատենախոսական աշխատանքով նպատակ է դրված դիտարկվող խնդիրը լուծելու կարտոֆիլահան մեքենայի նոր կառուցվածքի կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգանի մշակման միջոցով: Կոշտամանրիչ-փոխակրիչը կկատարի կոշտերի ավելի ինտենսիվ մանրում, կիրականացնի հողապալարային զանգվածի լիարժեք գտում հողային զանգվածից, կապահովի բերքահավաքի անհրաժեշտ տեխնոլոգիական որակ: Նման բանող օրգանի ստեղծումը հանդիսանում է գյուղատնտեսական արտադրության կարևորագույն հիմնախնդիրներից, որով և պայմանավորված է թեմայի արդիականությանը, գիտաարտադրական նշանակությանը:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՆՊՏԱԿԸ ԵՎ ՀԵՏԱՆՈՏՈՒԹՅԱՆ ԽՆԴԻՆԵՐԸ:

Աշխատանքի նպատակն է կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգանի տեխնոլոգիական սխեմայի և համապատասխան նախագծի մշակում, դրանց հիման վրա բարձր տեխնոլոգիական որակ ասպահովող կարտոֆիլահանի արտադրական փորձամուշի պատրաստում և գիտափորձնական հետազոտությանը և ներքին կազմակերպում:

Այս նպատակն իրականացնելու համար առաջ են քաշվել հետազոտությանը և ներքին ալ խնդիրները.

1. Հիմնավորել ՅՅ ծանր հողային պայմաններում կարտոֆիլահան մեքենայի ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգանի կիրառման անհրաժեշտությանը:
2. Մշակել կոշտամանրիչ-փոխակրիչի տեխնոլոգիական սխեման և կառուցվածքի նախագիծը:
3. Մշակել կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեսությունը:
4. Հիմնավորել կոշտամանրիչ-փոխակրիչի երկրաչափական ձևը, կիսեմատիկական և ուժային պարամետրերի օպտիմալարժեքները:
5. Մշակել ծանր հողային պայմաններում աշխատող կարտոֆիլահան մեքենայի բանող օրգանի էսքիզային նախագիծը և պատրաստել փորձամուշի:
6. Կատարել փորձամուշի գիտափորձնական հետազոտությանը և ներքին:
7. Իրականացնել հաշվարկված պարամետրերով պատրաստված բանող օրգանի արտադրական փորձարկումները և ճշգրտել տեսակական հետազոտությանը և ներքին օրինաչափությանը:
8. Կատարել կոշտամանրիչ-փոխակրիչով կարտոֆիլահան մեքենայի տարեկան տնտեսական արդյունավետությանը և հիմնավորում:

ՀԵՏԱՆՈՏՈՒԹՅԱՆ ՕԲՅԵԿՏՆԵՐԸ ԵՎ ՄԵԹՈԴԸ: Գիտափորձնական հետազոտությանը և ներքին օբյեկտներն են.

1. KTH-26 մակնիշի կարտոֆիլ անանք՝ համալրված դինամիկական սկզբունքով աշխատող ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչով,
2. MT3-82 տրակտոր,
3. Ձեռլի կարտոֆիլ ասորտով կարտոֆիլի տնկարաշտրմարգաթմբերով:

Գիտափորձնական հետազոտության ներքին իրականացվել են 40 տարի մարզի Յրագրանի տարածաշրջանի Աղավնածոր գյուղի կարտոֆիլացան տարածքում: Գիտափորձերի անցկացման ժամանակաշրջանը համապատասխանեցվել է բերքահավաքի աշխատանքների հետ (սեպտեմբեր ամսվա վերջ, հոկտեմբեր ամսվա սկիզբ):

Տեսական հետազոտության ներքին կատարվել են օգտագործելով ֆիզիկայի, տեսական մեխանիկայի, մաթեմատիկայի և նյութերի դիմադրունքի անհիմնական օրենքները:

Գիտափորձերի արդյունքները մշակվել են գիտափորձերի պլանավորման և մաթեմատիկական վիճակագրության մեթոդներով:

ԳԻՏԱԿԱՆ ԱՌՈՒՅՈՒՄ: Կարտոֆիլի բերքահավաքի գործընթացի ուսումնասիրման արդյունքում մշակվել է կարտոֆիլահան մեքենայի կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգանի կառուցվածքի նախագծման և պարամետրերի հիմնավորման մաթեմատիկական մոդելը:

Մշակվել է ՀՀ կարտոֆիլացան շրջանների ծանր հողային պայմաններում աշխատող կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգան, որով համալրվել է կարտոֆիլահան մեքենան: Ծահագործական պայմանները հաշվի առնելով որոշվել է բանող օրգանի երկրաչափական ձևը և պարամետրերը: Բանող օրգանը տեղակայվում է խփերից առաջ և ընդգրկում է պլարամարգի ողջ պրոֆիլը՝ ապահովելով անկորուստ բերքահավաք: Կարտոֆիլահան մեքենան, ընդունելով ավելի քիչ պլարահողային զանգված, ապահովում է պլարների լիարժեք գոտում, արդյունքում մեծանանում է ագրեգատի արտադրողականությունը և նվազում են էներգետիկ ծախսերը: Կարտոֆիլահան մեքենայի դինամիկական սկզբունքով աշխատող թեքադիր դանակներով ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի կիրառումով ապահովվում է պլարահողային զանգվածի մինչև 96% գոտում, նախկին 85%-ի փոխարեն:

ԱՇԽԱՏԱՆԵՒ ԳՈՐԾՆԱԿԱՆ ԼԵՆԱԿՈՒԹՅՈՒՆ ԵՎ ԱՐՅՈՒՆՆԵՐԻ

ԻՐԱՏՈՒՄ: Տեսական և գիտափորձնական հետազոտության ներքին արդյունքում նախագծվել և պատրաստվել է կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգան: Արտադրական փորձարկումների արդյունքում հաստատվել է կոշտամանրիչ-փոխակրիչով համալրված կարտոֆիլահան մեքենայի տարեկան տնտեսական արդյունավետության մինչև 735 665 դրամ, որը թույլ է տալիս երաշխավորել առաջարկված բանող օրգանի խմբաբանակի արտադրության:

Մշակված հաշվարկի տեսության և գիտափորձնական հետազոտության ներքին արդյունքները կարելի է օգտագործել տեխնոլոգիայես նմանատիպ մեքենաների մշակման նպատակով:

ԱՇԽԱՏԱՆԵՒ ՓՈՐՁԱԳՆԱՀԱՏՈՒՄ: Առենախոսության հիմնական դրոյթները գեկուցվել և քննարկվել են Հայաստանի ազգային ազդարային համալսարանում կայացած «Պարենային անվտանգության և կենսաբազմազանության հիմնախնդիրները» (2013թ.), «Սննդի անվտանգության և պարենային ապահովվածության անվտանգության հիմնախնդիրները» (2014թ.) և «Սննդամթերքի անվտանգության և որակի ապահովման հիմնախնդիրները» (2016թ.) միջազգային գիտաժողովներում, «Գյուղատնտեսական մեքենաներ» ամբիոնի սեմինար խորհրդակցության ներքին (2013-2017թթ.) և ընդլայնված նիստում (2017թ.):

ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ

ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԻ

ՀՐԱՏԱՐԱԿՈՒՄԸ:

Ատենախոսու թյան հիմնական դրույթները հրատարակվել են 6 հոդվածներում: Ստացվել է ՀՀ գյուղատնտեսական արտոնագիր (№2866A, Երևան 2014 թ.):

ԱՇԽԱՏԱՆԵՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ԾԱԿԱԼԸ: Ատենախոսու թյունը բաղկացած է ներածույթ ունից, 5 բաժիններից, ընդհանուր եզրակացու թյուններից և առաջարկու թյուններից, գրական թյան ցանկից և հավելվածից: Աշխատանքի ընդհանուր ծավալը կազմում է 165 Էջ, այդ թվում հիմնական տեքստը 146 Էջ, 46 նկար և 12 աղյուսակ: Գրական թյան ցանկն ընդգրկում է 110 անուն, որից 90-ը՝ օտար լեզվով: Հավելվածներում բերված են հետազոտության ներդրումը արդյունքների ներդրման ակտը, տեղեկանքը և ՀՀ արտոնագիրը:

ԱՇԽԱՏԱՆԵՐԻ ԲՈՎԱՆՆԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ

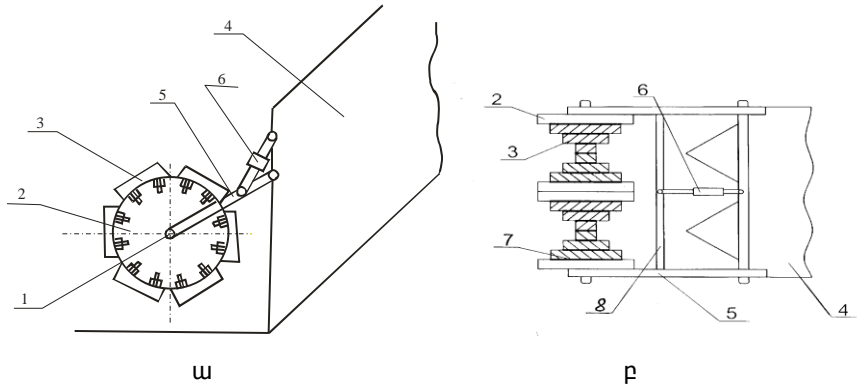
Ներածույթ ունում 2 արտդրված է թեմայի արդիականությունը և պաշտպանության ներկայացված հիմնական դրույթները:

Առաջին բաժնում ներկայացված է հարցի դրվածքը և հետազոտության խնդիրները: Կատարվել է կարտոֆիլի բերքահավաքի մեքենաների վերաբերող գիտատեխնիկական գրականության վերլուծություն: Ուսումնասիրվել է կարտոֆիլի անհատական մեքենաների և գործիքների հիմնական տեսակները, դրանց բանվորական օրգանների տեխնոլոգիական սխեմաները: Տրվել է կարտոֆիլի բերքահավաքի գոյություն ունեցող մեքենաների համեմատական գնահատականը, նախանշվել են կարտոֆիլի անհատական մեքենաների կառուցվածքի կատարելագործման ուղղությունները: Գրական ակնարկի արդյունքում ձևավորվել են հետազոտության նպատակը և խնդիրները:

Երկրորդ բաժնում ներկայացված է մշակված կոշտամանրիչ-փոխակրիչի սկզբունքային սխեման և կոշտամանրիչ-փոխակրիչով համալրված կարտոֆիլի անհատական մեքենայի տեսական հետազոտության ներդրումը արդյունքները: Կարտոֆիլի անհատական կոշտամանրիչ-փոխակրիչը բաղկացած է սնունդ (1), որի վրա նստած են տարբեր տրամագծերի օղագոտիներով ճոտորներ (2), որոնց վրա մեքենայի շարժման ուղղության նկատմամբ թեք տեղադրված են կիսաշերտփառի պանվորական օրգաններ, հողուրագներ (3): Ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչը կարտոֆիլի անհատական (4) միանում է հողակապուղի ծակներով (5), որոնք իրար միացված են հորիզոնական ձողով (8): Կոշտամանրիչ-փոխակրիչի դիրքը մակերևույթի նկատմամբ կարգավորվում է կարգավորիչ հարմարանքով (6): Օղագոտիները տարանջատված են տափօղակներով (7) (նկ.1):

Ագրեգատի շարժման ընթացքում կարտոֆիլի անհատական (4) հետ միասին ճոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչը շարժվում է համընթաց արագության և գլորվում:

Թեքարդի կիսաշերտփառի պանվորական օրգաններն (3) աշխատանքի ընթացքում կատարում են բարդ շարժում (պտտական և համընթաց), որի արդյունքում դրանց շարժման հետագիծը ստացվում է ցիկլոիդա, որը նախատում է մարգարմբի մակերևույթի կոշտների փխրեցմանը: Մեքենայի շարժման ուղղությամբ թեք դիրքի շնորհիվ մարգարմբի մակերևույթի փխրեցված զանգվածն անընդհատ հոսքով տեղափոխվում է միջմարգարի նստածույթ ուն և կանխարգելում կարտոֆիլի անհատական մեքենայի գերբեռնումը:



Նկ.1. Մշակված կոշտամանրիչ-փոխակրիչի ընդհանուր տեսքը.
 ա- կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պրոֆիլ պրոյեկցիան,
 բ- կոշտամանրիչ-փոխակրիչի հորիզոնական պրոյեկցիան:

Կոշտամանրիչ-փոխակրիչի աշխատանքային գործընթացը ընթանում է այնպես, որ տաշեղը կտրվելուց հետո հնարավորինս առավելագույն չափով հրվի դեպի ետև մինչև կտրման վերջը ապահովի հողի հարաբերական տեղաշարժ դանակի բանոդ մակերևույթի վրայով:

Ընդունված մեթոդիկայով ցիկլոիդի հավասարման դիֆերենցման միջոցով դանակի շարժման հողամուկախոտային զանգվածի կտրման բացարձակ արագությանը՝ V_{α} -ն որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$V_{\alpha} = V\sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \sin \alpha + 1}: \quad (1)$$

Օգտվելով սխեմայից (նկ.2) ստացվել է դանակի տեղակայման օպտիմալ անկյան (γ) մեծության հաշվարկային բանաձևը.

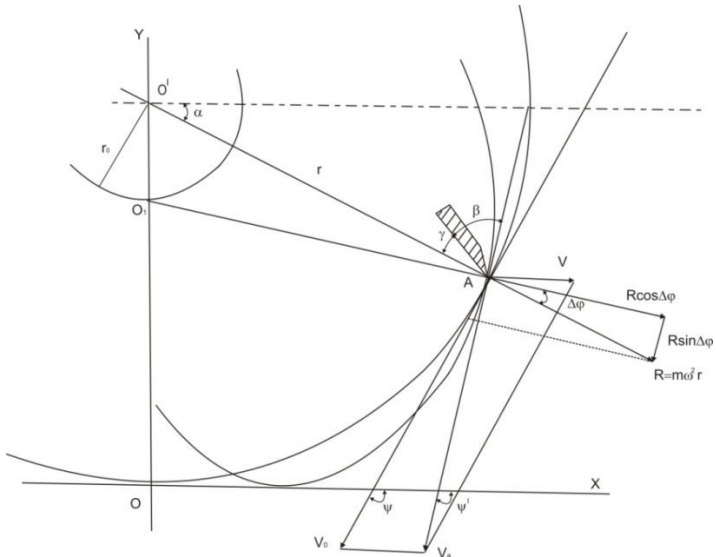
$$\gamma > \varphi - \left(\arctg \frac{\lambda \cos \alpha_0}{\lambda \sin \alpha_0 - 1} - 90 + \alpha_0 \right): \quad (2)$$

Տեղակայման անկյան նվազագույն արժեքը հաշվարկելու համար օգտագործվել է հետևյալ բանաձևը.

$$\gamma_{\min} = \frac{\pi}{2} - \arctg \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}, \quad (3)$$

որը կհետևադրվի ակնարամետրի $\lambda = 2,5$ արժեքի համար կլինի՝

$$\gamma_{\min} = 90 - \arctg \frac{1}{\sqrt{2,5^2 - 1}} = 90 - 23,6 \approx 66^{\circ}:$$



Նկ.2. Դանակի տեղակայման անկյան հաշվարկային սխեմա:

Կոշտամանրիչի պարամետրերի հիմնավորման γ անկյան օպտիմալ արժեքի որոշումը անհրաժեշտ, սակայն դեռևս բավարարչէ: Բավարար պայմանը առաջադրում է դանակի տեղակայման համար հիմնավորել երկրորդ պարամետրը, ապահովել ու միաժամանակ երկու պայման՝ տաշեղի թեք-շեղ սահունով կտրում և տաշեղի շարտում միջմարգային տարածք: Դանակի տեղակայման պայմանով ապահովում է սահունով կտրում, որով իրականացվում է տաշեղի շարտում ագրեգատի շարժման ուղղությամբ՝ դեպի ետ, մինչդեռ անհրաժեշտ է, որ պալարաբնի վրայից հողային տաշեղը կտրվելուց հետո շարտվի միջմարգային տարածք (նկ.3):

Օգտվելով տաշեղի թռիչքի հանրահայտ հավասարումներից.

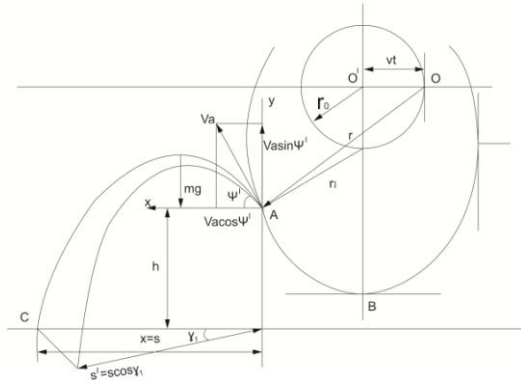
$$\begin{cases} m\ddot{x} = 0 \\ m\ddot{y} = -mg, \end{cases}$$

և կրկնակի ինտեգրելուց ստացվում է հավասարումների հետևյալ համակարգը.

$$\begin{aligned} x &= V_a t \cos \psi' \\ y &= -\frac{gt^2}{2} + V_a t \sin \psi': \end{aligned} \quad (4)$$

Հաշվի առնելով $y = h$ պայմանը՝ (4) համակարգից ստանում ենք տաշեղի շարտման հեռավորությունը.

$$X = S = \frac{V_a \cos \psi'}{g} (V_a \sin \psi' + \sqrt{V_a^2 \sin^2 \psi' - gh}): \quad (5)$$



Նկ.3. Չողային տաշ եղի թռիչքի հետազոտության հաշվարկային սխեմա:

Տաշ եղի S հեռավորության թռիչք ապահովող բացարձակ արագության մեծությունը համաձայն (1)-ի ստացվում է.

$$V_a = V \sqrt{3^2 - 2 \cdot 3 \cdot 0,9 + 1} = 2,14V, \quad (6)$$

որտեղ V -ն ագրեգատի շարժման արագությունն է:

Այսպիսով, (5) հավասարումը կընդունի հետևյալ հաշվարկային տեսքը.

$$S = 0,23V(V + \sqrt{V^2 - 4,3h}):$$

Դանակի հարվածի հետևանքով հողակեղևի շարժման արագացման հաշվարկի նպատակով օգտվել ենք արագացման շոշափող W_z և նորմալ W_n բաղադրիչների որոշման հայտնի արտահայտություններին.

$$\begin{cases} W_z = W \sin \psi' \\ W_n = W \cos \psi' \end{cases} \quad (7)$$

Ստացել ենք արագացումների բաղադրիչների վերջնահաշվարկի հետևյալ հավասարումները.

$$\begin{cases} W_z = \omega^2 r \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \sin \alpha}}, \\ W_n = \omega^2 r \frac{\sin \alpha - \lambda}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \sin \alpha}} \end{cases} \quad (8)$$

Օգտվելով նկ.4-ից՝ որոշվել է երկու հարևան դանակների միջև հեռավորությունը՝ $AB = \frac{2Rz}{z}$, որտեղ z -ը դանակների քանակն է գլանվակի պերիմետրի վրա, R -ը՝ դանակների պտտման ծայրակետի շառավիղը:

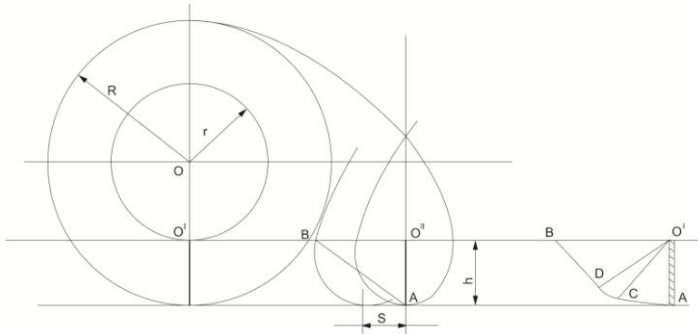
Իրական հաշվարկի համար դանակների հեռավորությունը միմյանցից պետք է լինի.

$$AB \geq \sqrt{h^2 + (2,5h)^2}, \text{ կամ} \\ AB \geq 2,69h: \quad (9)$$

Օգտվելով (9) արտահայտություններից դանակների քանակը օղագոտու վրակլինի.

$$Z = \frac{2\pi R}{2,69h} \approx 2,33 \frac{R}{h}: \quad (10)$$

Մեր կողմից մշակված բանող օրգանի գլանվակի շառավիղը փոփոխական է՝ $r = 13 \div 28$ սմ (ընդունենք $r = 20$ սմ): Յետևաբար՝ $R = r + h = 20 + 12 = 32$ սմ, ($h = 3 \div 12$ սմ): Կստանանք՝ $Z = 2,33 \frac{R}{h} = 2,33 \frac{32}{12} = 6,2$ հատ: Ուստի, դանակների քանակը կլինի՝ $Z \approx 6$ հատ:



Նկ. 4. ա-Գլանվակի վրադանակների հեռավորության հաշվարկային սխեմա, բ-հողի սահքի հարթությունների ուղղություններին որոշման սխեմա:

Երկրորդ բաժնում ներկայացված է նաև կարտոֆիլահան մեքենայի ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի դիսամիկան:

Անդրադառնալով կոշտամանրիչի դիսամիկայի մշակման խնդիրներին նշենք, որ հետազոտությունների հիմքում, որպես մուտքային կարևոր պարամետր պետք է ընտրել պալարի մեխանիկական հատկությունները, ամենից առաջ ամրությունը: Կոշտամանրիչի գործողությունը պետք է լինի այնպիսին, որ կոշտը փշովի, իսկ պալարը մնա անվնաս: Կոշտամանրիչի բանող օրգանի փոխադրեցությունը հողի հետ կարելի է ընդունել դիսամիկական բնույթի հարվածային:

Կոշտամանրիչ-փոխակրիչի դիսամիկայի ենթաբաժնի հետազոտությունը կատարել ենք օգտվելով Վ. Դ. Գորյաչկինի և Ս. Ն. Կիսելևի տեսություններից:

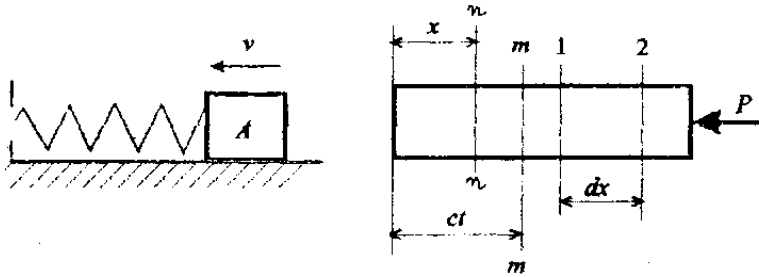
Հողը պայմանականորեն ընդունելով որպես զսպանակ՝ A մարմնով (դանակով) հարվածելով սկզբի գալարների սեղմվածությունը առած գական դեֆորմացիայի արագությունը հաղորդվում է հաջորդ գալարներին, այդ ընթացքում հարվածը շարունակվում է այնքան, մինչև որ գալարների սեղմվածությունը կհասնի հետարանին: Դրանից հետո բնականաբար զսպանակը (հողը) ընդարձակվում է և սկսվում են դրա տատանումները (նկ.5):

Բնական արար, կոշտ հողային պայմաններում առաձգական դեֆորմացիային հաջորդում է պլաստիկ դեֆորմացիան:

Յարվածի V արագությունը որոշվում է (ըստ Ս. Ն. Կիսելևիչի և Ա. Ի. Պանովի).

$$V = \omega a = 2\pi \frac{a}{T}, \quad (11)$$

որտեղ ω -ն տատանման հաճախականությունն է, T -ն՝ տատանման պարբերությունը, a -ն տատանման ամպլիտուդը:



Նկ. 5. Առաձգական մարմնի հարվածի սխեմա:

Տաշեղի դեֆորմացիայի դինամիկական բաղադրիչը.

$$P_{\text{շեղ}} = V_{\text{շեղ}} \rho C_{\text{շեղ}} a_{\text{շեղ}} b_{\text{շեղ}}:$$

Ստացված հավասարման մեջ տեղադրենք հարվածի արագության (տաշեղի կտրման արագության) արժեքը ($V_{\text{շեղ}} = V_{\alpha}$), կստանանք.

$$P_{\text{շեղ}} = V \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \sin \alpha + 1} \rho C_{\text{շեղ}} a_{\text{շեղ}} b_{\text{շեղ}}, \quad \text{կգ. ու ժ:} \quad (12)$$

Այս հավասարման $\rho C_{\text{շեղ}} a_{\text{շեղ}} b_{\text{շեղ}}$ անդամը իրենից ներկայացնում է տաշեղի այն զանգվածի մեծությունը m (կգ./վ), որն ընդունում է հարվածը միավոր ժամանակում:

Այսպիսով, ստացվել է դինամիկական ուժի փոփոխության օրինաչափությունը՝ կախված ագրեգատի շարժման արագությունից, կիսեմատիկական ցուցիչից, հողի խտությունից, հողային տաշեղի ընդլայնական հատվածքի չափերից և հողում պլաստիկ դեֆորմացիայի տարածման արագությունից: Մաթեմատիկական մոդելի վերլուծությունից պարզ է, որ շնորհիվ տաշեղի հաստության փոփոխության ($a_{\text{շեղ}}$ -ն 0-ից հասնում է \max արժեքի, այնուհետև նորից դառնում է 0), 0-90°-ի սահմաններում դինամիկական ուժի աճը ավելի ինտենսիվ է, քան դասակը հողից դուրս գալուց հետո:

Ընդունելով $\lambda = 2,5$, $V = 1$ մ/վրկ, $\rho = 1200$ կգ/մ³, $C_{\text{շեղ}} = 7$ մ/վրկ, $a_{\text{շեղ}} = 0,07$ մ, $b_{\text{շեղ}} = 0,03$ ՝ կստանանք $P_{\text{շեղ}} = 40,4$ կգ. ու ժ: Իրականում կոշտ շարժման հարվածի ուժը $P_{\text{շեղ}}^{\text{կ}} = 20$ կգ. ու ժ է, իսկ պլաստիկ անվնաս հարվածի ուժը՝ $P_{\text{շեղ}}^{\text{պլ}} = 120$ կգ. ու ժ: Յավարկներով ստացված $P_{\text{շեղ}}$ ուժը միանգամայն բավարարում է կոշտերը շարժելու և պլաստիկ վնասելու պայմանին:

Երրորդ բաժնում մշակվել է գիտափորձնական հետազոտությունների ծրագիրը և մեթոդիկան:

Լաբորատոր գիտափորձերը անց են կացվել 3 այս տանի ազգային ազդարային համալսարանի Գյուղատնտեսական մեքենաների ամբիոնի Լաբորատորիայի հողային խրամատում: Լաբորատոր գիտափորձերի օբյեկտներ են հանդիսացել.

- Ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչը՝ համալրված ընթացքի տարբեր խորուխյան մշակման թիակներով,
- հողային խրամատը իր կառավարման վահանակով (նկ. 6):



Նկ. 6. Հողային խրամատի ընդհանուր տեսքը.

1-ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչ, 2-հողային խրամատ, 3-կառավարման վահանակ, 4-չափիչ տեղեկատու համակարգ:

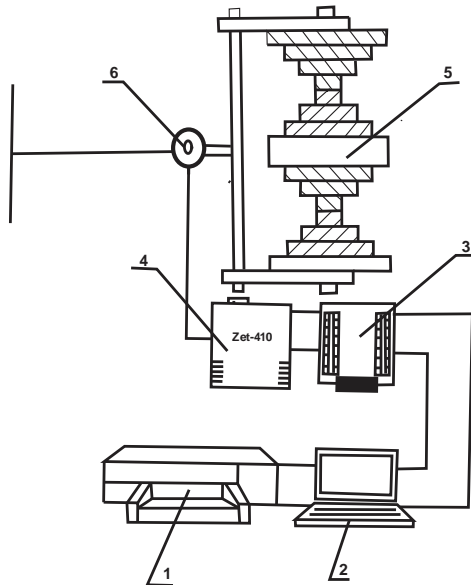
Լաբորատոր գիտափորձերի մեթոդիկան հետևյալն է. նախապատրաստվել է հողային խրամատի հողը: Թմբերը ձևավորվել են կարտոֆիլի դաշտի մարգաթմբին մոտ պարամետրերով: Թմբի լայնությունը կառուցվել է 70սմ, բարձրությունը՝ 25սմ, թմբի գագաթի լայնությունը՝ 12սմ չափերով, միջշարքային հեռավորությունը՝ 65սմ: Խրամատի միջին կավալագային հողը մինչև մարգաթմբերի ձևավորումը փորվել է, մշակվել բահով և փխրեցվել: Թումբը թողնվել է մի քանի օր, այնուհետև ոռոգվել է: Ձևավորվել է որոշակի ամրություն ամբ կեղևաշերտ:

Լաբորատոր գիտափորձերի հաջորդ փուլն ուղղված է բանող օրգանի քարշային դիմադրության որոշմանը: Կատարվել է ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի քարշային դիմադրության չափում տեսզոմետրական եղանակով (նկ.7):

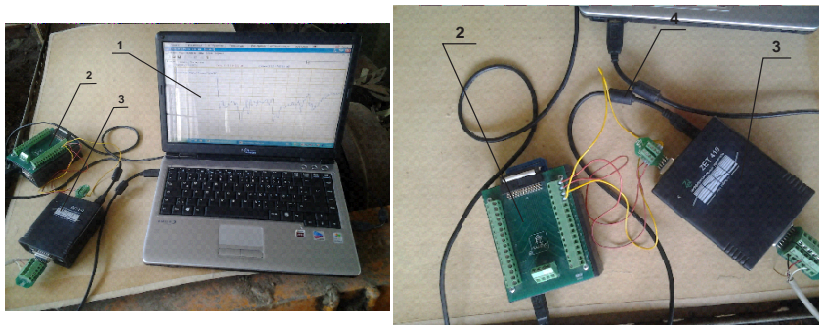
Zet-210 անալոգաթվային փոխարկիչի և Zet-410 ուժեղարարի ընդհանուր տեսքերը բերված են նկար 8-ում:

Դաշտային գիտափորձնական հետազոտության ունենալը կատարվել են Կոտայքի մարզի Հրազդանի տարածաշրջանի Աղավնաձոր գյուղի

Ծանր հողային պայմաններով կավավազային և կավային հողատիպերով կարտոֆիլի ցանքատարածություններում:

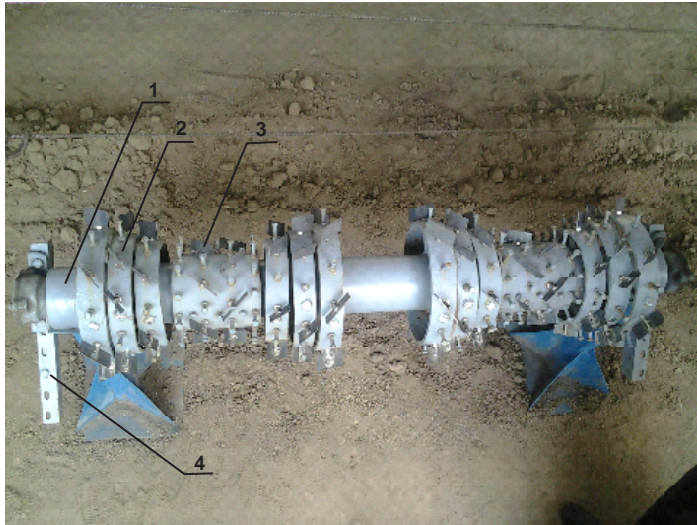


Նկ. 7. Քարշային դիմադրություն ունեցող մանջափիջ տեղեկատու համակարգի սխեման.
 1-տպիչ, 2-համակարգիչ, 3- Zet-210 անալոգաթվային փոխարկիչ, 4- Zet-410 ուժեղարար, 5-ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխարկիչ, 6-տեղագոյացիչ:



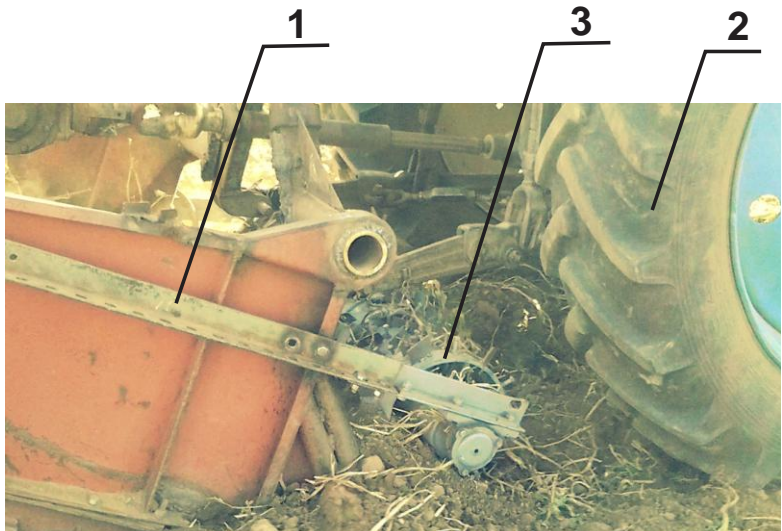
Նկ. 8. Չափիչ տեղեկատու համակարգի ընդհանուր տեսքը.
 1-համակարգիչ, 2-Zet-210 անալոգաթվային փոխարկիչ, 3-Zet-410 ուժեղարար, 4- USB ինտերֆեյս:

Կարտոֆիլաբանդիչ մեքենայի կառուցվածքում կիրառվող դինամիկական սկզբունքով աշխատող ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի ընդհանուր տեսքը բերված է նկար 9-ում:



Նկ. 9. Կոշտամանրիչ-փոխակրիչի ընդհանուր տեսքը.
 1-սննի, 2-օղագոտի, 3-դանակ, 4-լծակ՝ կարտոֆիլահան մեքենային միանալու համար:

Նկար 10-ում պատկերված է կարտոֆիլահան մեքենան դաշտային փորձարկումների ընթացքում համալրված ռոտացիոն կոշտամանրիչով:



Նկ. 10. Ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչ ով համալրված կարտոֆիլահան մեքենան դաշտային փորձարկու մեների ժամանակ. 1-KTH-25 կարտոֆիլահան մեքենա, 2-MT3-82 տրակտոր, 3-ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչ:

Կարտոֆիլահան մեքենայի կառուցվածքում կոշտամանրիչ-փոխակրիչի կիրառումը նպաստում է կոշտերի մանրմանը և նվազագույն կորուստներով բերքահավաքին: Նկար 11-ի առում պատկերված է խոշոր կոշտերով պատված դաշտի մակերևույթը կարտոֆիլահան մեքենայի անցումից հետո, իսկ 11-ի բ-ում՝ մանր կոշտերով ծածկված կարտոֆիլացան դաշտի մակերևույթը կոշտամանրիչ-փոխակրիչ ով համալրված կարտոֆիլահան մեքենայի անցումից հետո: Երկրորդ դեպքում դրական արդյունքն ակնհայտ է՝ կոշտերը մանրված են և կոդիեռացված:



Նկ. 11. Կարտոֆիլի փորձադաշտի քանդված պալարահողային զանգվածի ընդհանուր տեսքը. ա-խոշոր կոշտերով պատված փորձադաշտի տեսքը, բ-մանր կոշտերով պատված փորձադաշտի տեսքը:

Չորրորդ բաժնում կատարվել է գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծություն:

Կարտոֆիլահան մեքենաների աշխատանքի գնահատման կարևոր ցուցանիշներից է պալարների հողից ջնկման արդյունավետությունը:

Գիտափորձերի նպատակն է որոշել ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագության (ω) և մեքենայի շարժման արագության (V) ազդեցությունը պալարները հողից ջնկման աստիճանի (μ) վրա:

Գիտափորձերը կատարվել են գիտափորձերի պլանավորման մեթոդով, կիրառվել է Կոնո 2 մատրիցան:

Որպես անկախ գործոններ ընտրվել են ազդեցատի շարժման արագությունը (V , մ/վրկ) և ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագությունը (ω , վրկ⁻¹), իսկ որպես

օպտիմալացման պարամետր՝ պալարները հողից ջրկման աստիճանը (μ , %):

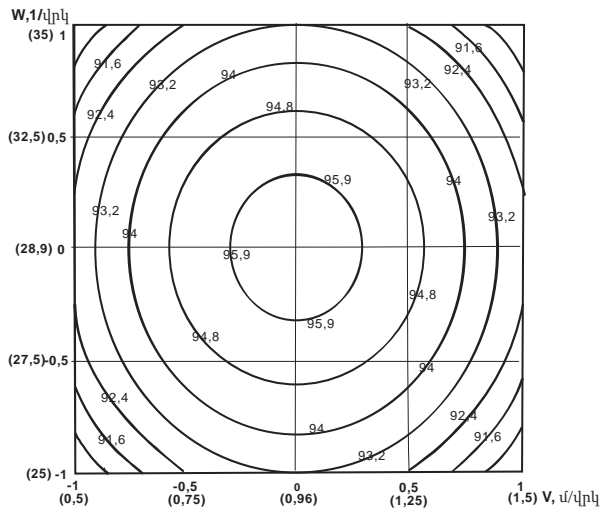
Ստացված տվյալների հիման վրա ռեգրեսիոն հավասարման տեսքով կազմվել է հետևյալ էմպիրիկ կախվածությունը.

$$F(X) = 95,73 - 0,59X_1 - 1,19X_2 - 3,31X_1^2 - 2,76X_2^2: \quad (13)$$

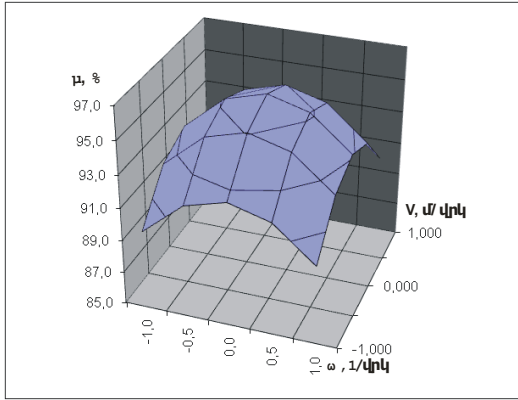
Որոշակի ձևափոխություններին հետո որոնելի հավասարումը ստանում է հետևյալ կանոնական տեսքը.

$$\mu = 95,9 - 3,31X_1^2 - 2,76X_2^2: \quad (14)$$

Օգտագործելով ստացված (13) հավասարումը՝ կառուցվել է պալարները հողից ջրկման աստիճանի փոփոխության գրաֆիկների խումբը (նկ.12) և արձագանքների մակերևույթը (նկ.13) կախված ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագություններից և մեքենայի շարժման արագություններից:



Նկ.12. Պալարները հողից ջրկման աստիճանի փոփոխության գրաֆիկների խումբ՝ կախված ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագություններից և մեքենայի շարժման արագություններից:

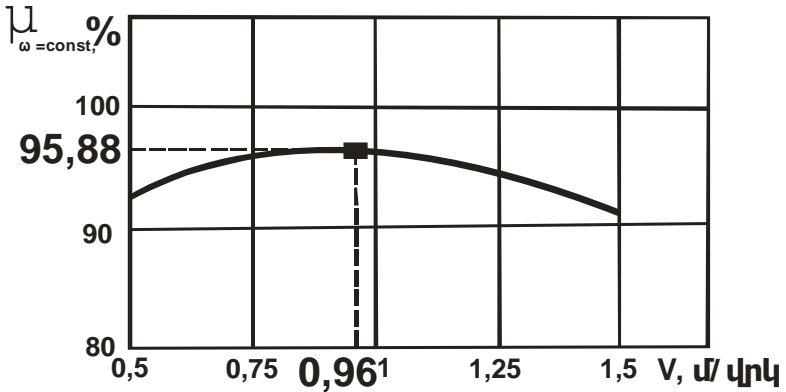


Նկ.13. Պալ արևերը հողից ջրկման աստիճանի փոփոխության արձագանքների մակերևույթ՝ կախված ռոտացիոն կոշտամանրիչ - փոխակրիչի պտտման անկյունային արագությունից և մեքենայի շարժման արագությունից:

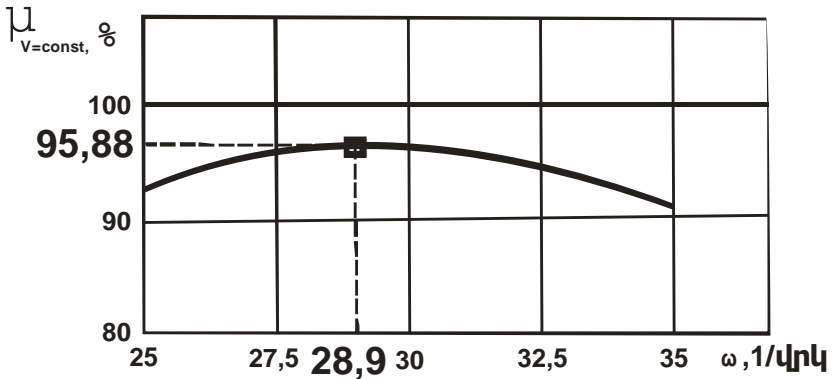
Ստացվել են հետազոտվող պարամետրերի հետևյալ օպտիմալ արժեքները.

- մեքենայի շարժման արագությունը՝ $V = 0,96$ մ/վրկ,
- ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագությունը՝ $\omega = 28,9$ վրկ⁻¹:

Հաստատուն թողնելով ուսումնասիրվող գործոնների օպտիմալ արժեքներից մեկը՝ կազմվել է պալ արևերը հողից ջրկման աստիճանի փոփոխման գրաֆիկները (նկ. 14 և 15):



Նկ. 14. Պալ արևերը հողից ջրկման աստիճանի փոփոխությանը՝ կախված մեքենայի շարժման արագությունից (V), ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագության $\omega = 28,9$ վրկ⁻¹ օպտիմալ արժեքի դեպքում:



Նկ.15. Պալարները հողից ջոկման աստիճանի փոփոխության և նրա կախված ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագության (ω), մեքենայի շարժման արագության $V = 0,96$ մ/վրկ օպտիմալ արժեքի դեպքում:

Այս պիստոլ, համաձայն տեսական և գիտափորձնական հետազոտության և ներքին արդյունքների, կարտոֆիլահան մեքենայի բանող օրգանի՝ ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագության և մեքենայի շարժման արագության արժեքների օպտիմալ տիրույթը սահմանվում է համապատասխան արժեքներով 27,5÷32,5 վրկ⁻¹ և 0,75÷1,25 մ/վրկ արժեքներով, իսկ հետազոտվող պարամետրերի օպտիմալ արժեքները՝ $\omega = 28,9$ վրկ⁻¹, $V = 0,96$ մ/վրկ: Ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պարամետրերի նշված արժեքների դեպքում պալարները հողից ջոկման աստիճանը ունենում է առավելագույն արժեք՝ $\mu_5 = 95,88\%$: Նշված տիրույթներից շեղումը հանգեցնում է պալարները հողից ջոկման աստիճանի (μ) էական նվազման: Ընտրված տիրույթները ամբողջությամբ բավարարում են և նպաստակա արմար են պրակտիկ աշխատանքում կիրառման համար:

Յինգերոոթ բաժնում

բերված է կոշտամանրիչ-փոխակրիչով համալրված կարտոֆիլահան մեքենայի տնտեսական արդյունավետության հիմնավորումը:

Առաջարկված մեքենայի տարեկան տնտեսական արդյունավետությանը որոշվել է գոյության և ունեցող բազային KTH-25 կարտոֆիլահան մեքենայի համեմատությամբ, որը մինչև օրս լայնորեն կիրառվում է ՀՀ տարածքային տնտեսության և ներքին:

Տարեկան տնտեսական արդյունավետությանը ստացվում է բերքի կորուստի նվազեցումով, ագրեգատի աշխատանքային արագության ավելացումով և լրացուցիչ աշխատանքային նվազեցումով:

Կարտոֆիլահան մեքենայի կառուցվածքում կոշտամանրիչ-փոխակրիչի կիրառումից տնտեսության տարեկան շահույթը կազմում է 735 665 դրամ:

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

Կարտոֆիլի մեքենայացված բերքահավաքի տեխնիկական միջոցների ծանր հողային պայմաններում աշխատելու հիմնահարցի լուծման տեսական-գիտափորձնական հետազոտության շրջանների վերլուծությանը թույլ է տալիս հանգելու հետևյալ ընդհանուր եզրակացությանն և առաջարկությանն:

1. Տեսական-գիտափորձնական հետազոտության և արտադրական փորձարկումների շրջանների ընդհանրացման ու վերլուծության հիման վրա հաստատված է կարտոֆիլահավաք տեխնիկայի պալարահողային զանգվածի զտման հանգույցի կառուցվածքային վերակառուցման անհրաժեշտությունը:
2. Տեսականորեն հիմնավորվել և գիտափորձերով հաստատվել է, որ ժամանակակից կարտոֆիլահավաք տեխնիկան նախատեսված է տորֆային և թեթև կարգի հողատիպերում աշխատելու համար: Ծանր հողային պայմաններում աշխատող ժամանակակից տեխնիկական միջոցները չեն ապահովում պալարահաման գործընթացի անհրաժեշտ տեխնոլոգիական որակ: Կարտոֆիլահան մեքենային է մատուցվում մարգարմբի ամբողջ պալարահողային զանգվածը, որի հետևանքով մեքենան գերբեռնվում է, վատանում է պալարների զտման գործընթացը, նվազում են մեքենայի արագությանը և արտադրողականությանը, մեծանում են էներգետիկ ծախսերը:

3. Տեսակական հետազոտություններով բացահայտվեց, որ ծանր հողային պայմաններում աշխատող խոփաէլևատորային համակարգը պետք է համալրվի դինամիկական հարվածապալարամարգաչարքի կեղևաչարդիչով: Դինամիկական սկզբունքով աշխատող կոշտամանրիչ-փոխակրիչ բանող օրգանը պետք է տեղակայվի կարտոֆիլահան մեքենայի խոփերից առաջ և ընդգրկի պալարաքնիամբողջ պրոֆիլը: Պալարների մեխանիկական վնասման աստիճանի նվազման և կոշտաչարդման ինտենսիվություն բարձրացման համար անհրաժեշտ է կոշտամանրիչ-փոխակրիչը նախագծելիս հաշվի առնել պալարամարգի և պալարաքնի երկրաչափական ձևերը, չափերը, ինչպես նաև պալարի և կոշտի ամրությունները:
4. Կոշտամանրիչ-փոխակրիչի օղագոտիների վրա մեքենայի շարժման ուղղություն և կատամբ թեք դիրքով տեղակայված են դանակներ, որոնց շարժման հետագիծը ստացվում է ցիկլոիդա: Դա նպաստում է մարգաթմբի մակերևույթի կոշտների փխրեցմանը: Մեքենայի շարժման ուղղությամբ դանակների թեք դիրքի շնորհիվ մարգաթմբի մակերևույթի փխրեցված զանգվածը՝ կեղևաչարդին աստիճանաբար տեղափոխվում է միջմարգային տարածություն և ամբողջությամբ չի մտնում գոտան հանգույց:
5. Դանակի տեղակայման անկյան հաշվարկային մեծության վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ ռոտորի պտտման անկյան տիրույթում դանակի օպտիմալ դիրքը կախված է միայն կինեմատիկական պարամետրից, որը տարվող ռոտորի դեպքում փոփոխվում է $0=1$ սահմաններում, տանողի դեպքում՝ $1=16$:
6. Հաստատվել է, որ կոշտերի վրա ազդող դինամիկական ուժի մեծությունը կախված է ագրեգատի շարժման արագությունից, կինեմատիկական ցուցիչից, հողի խտությունից, հողային տաքեղի ընդլայնական հատվածքի չափերից և հողում պլաստիկ դեֆորմացիայի տարածման արագությունից: Մաթեմատիկական մոդելի վերլուծությունից ակնհայտ է, որ շնորհիվ տաքեղի հաստության փոփոխության, ռոտորի պտտման $0-90^\circ$ սահմաններում դինամիկական ուժի աճը ավելի ինտենսիվ է, քան դանակը հողից դուրս գալուց հետո:
7. Գիտափորձնական հետազոտություններով հաստատվել է, որ Հայաստանի Հանրապետության Կոտայքի մարզի Հրազդանի տարածաշրջանում լայնորեն ներդրված կարտոֆիլի Ջելլի սորտի բերքահավաքի լավագույն տեխնոլոգիական որակ ապահովում է հողի բացարձակ խոնավության մինչև 27% արժեքների դեպքում:
8. Համաձայն տեսական և գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների, կարտոֆիլահան

մեքենայի բանող օրգանի՝ ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագության և մեքենայի շարժման արագության արժեքների օպտիմալ տիրույթը տառանվում է համապատասխանաբար $27,5=32,5$ վրկ⁻¹ և $0,75=1,25$ մ/վրկ սահմաններում:

9. Գիտափորձերի պլանավորման մեթոդով կատարված հետազոտության արդյունքներով ստացված ռեգրեսիոն հավասարումով ստացվել է ընտրված անկախ գործոնների հետևյալ օպտիմալ արժեքները՝ ագրեգատի շարժման արագությանը $V = 0,96$ մ/վրկ և ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պտտման անկյունային արագությանը $\omega = 28,9$ վրկ⁻¹: Նշված արժեքների դեպքում օպտիմալ ացման պարամետրը՝ պալարները հողից ջոկման աստիճանի առավելագույն արժեքը $\mu_5 = 95,88\%$ է:
10. Կարտոֆիլահան մեքենայի դինամիկական սկզբունքով աշխատող թեքադիր դանակներով ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի կիրառումով փոխակրիչի վրա ապահովվում է գրեթե 96% պալարահողային զանգվածի գտում, նախկին 85%-ի փոխարեն:
11. Արտադրական փորձարկումների արդյունքում հաստատվել է կոշտամանրիչ-փոխակրիչով համալրված կարտոֆիլահան մեքենայի տարեկան տնտեսական արդյունավետությանը, որը կազմում է **735 665 դրամ**:

Ատենախոսության հիմնական դրույթները հրատարակվել են հեղինակի հետևյալ տպագիր աշխատանքներում.

1. Գրիգորյան Շ. Մ., Եսոյան Ա. Մ., Մաթևոսյան Ա. Ա., Ալավերդյան Մ. Ա. Կարտոֆիլահանի դինամիկական սկզբունքով աշխատող կոշտամանրիչի կիրառման կանոնները: - Материалы международной научной конференции по проблемам продовольственной обеспеченности и биоразнообразия, Ереван, НАУА, 2014.- С. 39-44.
2. Եսոյան Ա. Մ., Միքայելյան Գ. Մ., Մաթևոսյան Ա. Ա., Կարտոֆիլահանի կոշտաքարդիչի պարամետրերի հիմնավորում: Ագրոգիտությանը, 2011, թիվ 5-6, էջ 310-313:
3. Եսոյան Ա. Մ., Միքայելյան Գ. Մ., Մաթևոսյան Ա. Ա. Կարտոֆիլահանների տեխնոլոգիական ցուցանիշների կախվածությունը արտաքին գործոններից: Արցախի պետական համալսարան, Գիտական տեղեկագիր, 2012, թիվ 2, էջ 57-63:
4. Եսոյան Ա. Մ., Մաթևոսյան Ա. Ա., Ալավերդյան Մ. Ա. Կարտոֆիլահանի ռոտացիոն կոշտաքարդիչ: ՀՀ Արտոնագիր № 2866 А, Երևան, 2014, 6 էջ:

5. Եսոյան Ա. Մ., Բազիկյան Է. Ն., Մաթևոսյան Ա. Ա., Մկրտչյան Յ. Դ. Ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեղեյությունը: Տեղեկատվական տեխնոլոգիաներ և կառավարում, 2015, էջ 102-110:
6. Մաթևոսյան Ա. Ա. Կարտոֆիլաբանդիչի ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչի դինամիկան:- Материалы международной научной конференции, посвященной проблемам безопасности пищевых продуктов и продовольственной обеспеченности, Ереван, НАУА, 2015.- С. 162-168.
7. Մաթևոսյան Ա. Ա. Կոշտամանրիչ-փոխակրիչի գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծությունը:- Материалы международной научной конференции, посвященной проблемам обеспечения безопасности и качества пищевых продуктов, Ереван, НАУА, 2017.- С. 57-60.

МАТЕВОСЯН АНИ
РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
РАБОЧЕГО ОРГАНА КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЯ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ
ОЧИСТКИ

РЕЗЮМЕ

Почвенно-климатические условия территорий, возделывающих картофель, в Республике Армения характеризуются сухим климатом и тяжелой плотностью почвы. В период уборки урожая, количество клубней в почво-клубневой массе, на лемехах составляет незначительную долю, остальная-большая крупно-твердая масса с высокой прочностью, вместе с клубнями переносится транспортерами и рассыпается на поверхность почвы. В результате иногда значительная часть клубней заделывается в почве, что приводит к значительному материальному ущербу хозяйству.

Данная диссертационная работа посвящена решению вышеуказанной проблемы уборки картофеля. Разработан рабочий орган комкомизмельчителя-транспортера, которым был укомплектован картофелекопатель, работающий также в тяжелых почвенных условиях. Рабочий орган устанавливается перед лемехами и

копирует профиль грядки. С помощью роторного комкоизмельчителя-транспортера, работающего по динамическому принципу, выполняется наиболее качественное измельчение комков, предотвращая деградацию почвы, обеспечивается полная сепарация почвенно-клубневой массы с высоким технологическим качеством уборки урожая.

Во введении приводится состояние проблемы и представлены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен анализ данных научно-технической литературы по картофелеуборочным машинам. Были изучены основные типы картофелекопателей и технологические схемы их рабочих органов; структурные особенности и качество работы картофелекопателей, разработанных современными учеными; были учтены условия уборки урожая и агротехнические требования. В конце обзора литературы представлены выводы, цель и задачи исследований.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям, в которых представлена теория расчета параметров предлагаемого комкоизмельчителя-транспортера. Представлена принципиальная схема ротационного комкоизмельчителя-транспортера. Выполнены кинематические и динамические исследования рабочего органа. Получены уравнения расчета скорости резания почвы-абсолютной скорости движения ножа и величины оптимального угла установки ножа. По расчетной схеме установлена закономерность полета почвенных комков. Приводятся выражения для расчета расстояния между соседними ножами и количество ножей на ободе. В разделе динамики установлено закономерность изменения динамикой силы удара ножа.

В третьей главе представлены программа, объекты и методика экспериментальных исследований. Изучено математическая обработка результатов экспериментальных исследований. Был проведен методом планирования экспериментов.

В четвертой главе изложены результаты и анализ экспериментальных исследований. Проведенные экспериментальные исследования по методике планирования экспериментов позволили получить реальную взаимосвязь между факторами и параметрами оптимизации. По полученным регрессионными уравнениями построена поверхность отклика, которая дает возможность определять оптимальные параметры, обеспечивающие высокотехнологическое качество уборки урожая, в том числе:

- скорость движения агрегата - $V = 0,96$ м / с,

- угловая скорость вращения комкоизмельчителя-транспортера - $\omega = 28,9$ сек⁻¹.

При указанных параметрах степень сепарации клубней от почвы имеют максимальное значение, составляет - $\mu_5 = 95,88$ %.

Пятая глава посвящена обоснованию годовой экономической эффективности картофелекопателя, укомплектованного комкоизмельчителем – транспортером в размере 735 665 драмов. Такая экономическая эффективность получается за счет уменьшения потери урожая и повышение производительности агрегата.

MATEVOSYAN ANI
DEVELOPMENT OF POTATO HARVESTER STRUCTURE WITH HIGH
DEGREE OF SEPARATION AND SUBSTANTIATION OF ITS WORKING
BODY PARAMETRES

SUMMARY

The soil-climatic conditions of the potato-sowing areas in the Republic of Armenia are characterized by a dry climate and heavy soil density. During harvesting, the created potato amount in soil and potato tubers mass on the soil-digging shares make a very small percent of the total, the rest is a large and rough mass with high strength, the part of which is transported together with tubers by the forwarder and unloaded on the soil surface. As a result, an ample amount of tubers remains under the soil, causing considerable material damage to the economy.

The given thesis is devoted to the solution for the above-noted problem of potato harvesting. A solid-transporting tool has been developed, which equipped the potato digger, working in heavy soil conditions. The tool was placed before the piles and included the total profile of the tubernest. By means of the dynamically-driven rotary crusher-transporter tool a better grinding is performed, preventing land degradation, full separation from the soil and tuber mass is done from the soil mass, and the necessary technological quality of harvesting is ensured.

In the introduction the essence of the investigated problem and substantiation of the thesis topicality are introduced.

Chapter one is concerned with the analysis of the scientific and technical literature on potato harvesting machines. The main types of potato harvesters and tools and their working body technological schemes have been studied. The structural peculiarities and working quality of the potato harvester's dismantling bodies, designed by modern scientists, have been investigated. The conditions and agro-technical requirements

of harvesting have been taken into account. Finally, the purpose and objectives of the research have been formulated.

Chapter two is devoted to theoretical researches, which represents the theoretical principles of the proposed crusher-transporter's estimation. The rotary crusher-transporter scheme is introduced. Kinematic and Dynamic Surveys of the mentioned tool has been performed. The estimation equations for determining the absolute speed of the knife movement and optimal angle values of the knife position were obtained. The estimation schemes for the knife position angle and soil chips flying research have been provided. The equation for determining the distance of the soil chips throwing has been obtained. There are expressions determining the distance between the two adjacent knives and the number of knives on the ring belt. In the dynamic research part the regularity of the change in the knife blow dynamic strength has been determined.

Chapter three introduces the laboratory and field experimental research program, objects and methodology. The regularities of changes in the traction resistance of the working body were investigated. The amount of the crushed and removed lumps after working body application has been studied. The mathematical processing method of the experimental research results is presented.

Chapter four refers to the experimental research results. Their analysis is made. By scientific experimental planning method the conducted scientific experimental researches enabled to obtain real dependencies between optimization parameters and selected independent factors. Through analysis of dependencies got in a form of regression equations, a group of graphics have been obtained that gives the opportunity to determine the optimal factors, providing high-technological quality.

The following optimal values of the researched parameters have been obtained:

- speed of the machine- $V = 0,96$ m / s,
- angular velocity of rotation of the rotary crusher- conveyer- $\omega = 28,9$ sec⁻¹.

In case of the mentioned values, the tubers separation from the soil has the maximal value- $\mu_5 = 95,88$ % .

Chapter five is devoted to substantiation of the annual economic efficiency of a potato-digger, equipped with a crusher-transporter. It is reached by the reduction of the crop loss by increasing the working speed of the aggregate, reducing the time spent on unexpected intervals and additional labour costs. In the structure of the potato harvesting machine after the application of crusher-transporter, the annual revenue of the economy makes **735 665 AMD**.