

ՀՀ ԿՐԹՈՒԹՅԱՆ, ԳԻՏՈՒԹՅԱՆ, ՄՇԱԿՈՒՅԹԻ ԵՎ ՍՊՈՐՏԻ
ՆԱԽԱՐԱՐՈՒԹՅՈՒՆ
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ

ՀԱՅՐԱՊԵՏՅԱՆ ՀԱՅԿ ՀՄԱՅԱԿԻ

ՀՈՂԱԿՈՇՏԵՐԻ ՌՈՏՈՐԱՅԻՆ ՄԱՆՐԻՉՈՎ ԿԱՐՏՈՖԻԼԱՀԱՆԻ ՄՇԱԿՈՒՄ ԵՎ
ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄ

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

Ս Ե Ղ Մ Ա Գ Ի Ր

ԵՐԵՎԱՆ - 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ, КУЛЬТУРЫ И СПОРТА
РЕСПУБЛИКИ АРМЕНИЯ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ

АЙРАПЕТЯН ГАЙК АМАЯКОВИЧ

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЯ С
РОТОРНЫМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕМ КОМКОВ ПОЧВЫ

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 - 2021

Ատենախոսության թեման հաստատվել է Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի գիտական խորհրդում

Գիտական ղեկավար՝

տ.գ.դ. Ա.Պ. ԹԱՐՎԵՐԴՅԱՆ

Պաշտոնական ընդդիմախոսներ՝

տ.գ.դ. Պ.Ա. ՏՈՆԱՊԵՏՅԱՆ

տ.գ.թ. Հ.Դ. ՄԿՐՏՅԱՆ

Առաջատար կազմակերպություն՝ ՀՀ Շահումյանի «Ագրոսպասարկում» ԲԲԸ

Ատենախոսության պաշտպանությունը կայանալու է 2021թ.-ի նոյեմբերի 05-ին ժամը 14⁰⁰-ին Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանում գործող ՀՀ ԲՈԿ-ի 033 մասնագիտական խորհրդի նիստում, հասցեն՝ 0009, ք. Երևան, Տերյան 74 (II մասնաշենք, 209 խարան):

Ատենախոսությանը կարելի է ծանոթանալ ՀԱԱԸ գիտական գրադարանում:

Սեղմագիրն առաքված է 2021թ. սեպտեմբերի 17-ին:

Մասնագիտական խորհրդի գիտական քարտուղար,
սեխնիկական գիտությունների դոկտոր՝

Ա.Կ. ՄԻՐՅԱՆ

Тема диссертации утверждена на ученом совете Национального аграрного университета Армении

Научный руководитель:

д.т.н. А.П. ТАРВЕРДЯН

Официальные оппоненты:

д.т.н. П.А. ТОНАПЕТЯН

к.т.н. А.Д. МКРТЧЯН

Ведущая организация: ОАО Шаумянский «Агросервис» РА

Защита диссертации состоится 05-го ноября 2021г. в 14⁰⁰ часов на заседании специализированного совета 033 ВАК РА при Национальном аграрном университете Армении по адресу 0009, г. Ереван, Теряна 74 (II корпус, 209 аудитория).

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке НАУА.

Автореферат разослан 17-го сентября 2021г.

Ученый секретарь специализированного совета,
доктор технических наук

А.К. АМИРЯН

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Թեմայի արդիականությունը: Կարտոֆիլահավաք մեքենաների կառուցվածքում օգտագործվող պասիվ ոտոացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչները բավարար արդյունավետություն չեն ապահովում: Ագրեգատի շարժման ընթացքում հողի հետ դրանց կոշտամանրիչների կառչման շնորհիվ գլորման հետևանքով առաջացող դինամիկական ուժերը կոշտերի լիարժեք մանրացման համար բավարար չեն: Մեր կողմից կատարված ուսունասիրություններով պարզվել է, որ նշված կոշտամանրիչներին ներհատուկ են որոշակի թերություններ՝ չի իրականացվում կոշտերի լիակատար մանրացում և մարգաթմբերի վերին շերտի հողի ու կոշտերի լիարժեք տեղափոխում միջմարգային տարածություն, չի իրականացվում պալարների ամբողջական զատում և բերքի կորուստների լիարժեք կանխում: Հետևաբար հիմնախնդիրը խորը տեսական ու գիտափորձական հետազոտությունների և լուծման կարիք ունի:

Աշխատանքի նպատակը և հետազոտության խնդիրները:

Ատենախոսական աշխատանքի նպատակն է՝ կարտոֆիլահավաք մեքենաների տեխնոլոգիական գործընթացի բարելավման նպատակով դրանց ոտոացիոն կոշտամանրիչների աշխատանքի հետազոտումը, կառուցվածքի մշակումը, պարամետրերի ու աշխատանքի օպտիմալ ռեժիմի հիմնավորումը:

Վերը շարադրվածին համապատասխան ատենախոսական աշխատանքի առջև դրված են հետևյալ խնդիրները.

1. Ուսումնասիրել պասիվ ոտոացիոն կոշտամանրիչի աշխատանքը, վերհանել հիմնական թերությունները և նախանշել դրանց վերացման ուղղությունները:

2. Հետազոտել ակտիվ ոտտորային կոշտամանրիչով կոշտերի մանրացման և դեպի մարգամիջյան տարածություն հողի մասնակի տեղափոխման տեխնոլոգիական գործընթացի բնույթը և որոշել դրա կարևորագույն պարամետրերը:

3. Որոնել ակտիվ ոտտորային կոշտամանրիչի աշխատանքային օրգանների բանեցման համար շարժահաղորդ մեխանիզմի ռացիոնալ տարբերակ, որոշել դրա կառուցվածքային ու տեխնոլոգիական պարամետրերը և հիմնավորել աշխատանքային ռեժիմը:

4. Դաշտային պայմաններում հետազոտել ակտիվ ոտտորային կոշտամանրիչի աշխատանքը և ճշտել հիմնական կինեմատիկական ու երկրաչափական պարամետրերը: Հետազոտել և հիմնավորել ակտիվ ոտտորային կոշտամանրիչով համալրված կարտոֆիլահավաք մեքենայի աշխատանքի օպտիմալ ռեժիմները և որոշել ագրոտեխնիկական, էներգետիկական և տեխնիկաշահագործական ու տնտեսական արդյունավետության գնահատման ցուցանիշները:

Հետազոտության օբյեկտները: Գիտափորձնական հետազոտությունները կատարվել են Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի «Ավտոտրակտորների և գյուղատնտեսական մեքենաների» ու «Կիրառական մեխանիկայի և գրաֆիկայի» ամբիոնների լաբորատորիաներում: Հետազոտության օբյեկտ են հանդիսացել լաբորատոր փորձարկումների ժամանակ՝ հողային խրամատը, էլեկտրական ու մեխանիկական հաղորդակով կահավորված կառավարվող սայլակը, առաջարկված նոր ռոտորային կոշտամանրիչը, փորձարկվող կոշտամանրիչ մատներ, ստատիկական և դինամիկական չափաբերման կայանքը, իսկ դաշտային փորձարկումների գիտափորձերը կատարվել են կարտոֆիլի բերքահավաքի ժամանակ 2019 թ հոկտեմբերին, Գեղարքունիքի մարզի Հացառատ գյուղի դաշտերում, որի ժամանակ հետազոտության օբյեկտ են հանդիսացել կարտոֆիլահանը՝ KTH-2B ագրեգատավորված 1,4 դասի տրակտորի հետ և ռոտորային կոշտամանրիչն ու կարտոֆիլի դաշտը:

Հետազոտության մեթոդները: Տեսական հետազոտությունները կատարվել են օգտագործելով ֆիզիկայի, տեսական մեխանիկայի, մաթեմատիկայի և նյութերի դիմադրության հիմնարար դրույթները:

Գիտափորձերի արդյունքները մշակվել են գիտափորձերի պլանավորման և մաթեմատիկական վիճակագրության մեթոդներով:

Գիտական նորույթը: Նախագծվել և պատրաստվել է կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչ և ընտրվել է հաղորդակի մեխանիզմի լավագույն տարբերակը՝ պարագիտային աստելիտներով քառօղակ պլանետարային մեխանիզմ: Հաշվարկվել են ռոտորային կոշտամանրիչի շարժահաղորդ թմբուկի հողակառչիչ թիակների քանակը՝ ըստ հողի ճաքի պայմանի: Որոշվել են կոշտամանրիչ մատների երկրաչափական ձևը: Սահմանվել է ռոտորների պտտման հավասարաչափության պայմանը: Լաբորատոր գիտափորձերի միջոցով ճշգրտվել են առաջարկվող կոշտամանրիչի պարամետրերը, մասնավորապես կոշտամանրիչի անկյունային և համընթաց տեղաշարժի արագություններն ու դրանց օպտիմալ հարաբերակցությունը:

Աշխատանքի գործնական նշանակությունը և արդյունքների իրացումը: Տեսական և գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների հիման վրա նախագծվել և պատրաստվել է կարտոֆիլահանի վրա տեղակայվող ինքնաշարժաբերվող ռոտորային կոշտամանրիչ:

Արտադրական պայմաններում կատարված փորձերը ցույց են տվել, որ նպատակահարմար է առաջարկվող ռոտորային կոշտամանրիչը տեղակայել ՀՀ ֆերմերային տնտեսություններում մինչ օրս լայնորեն օգտագործվող KTH-2B բազային կարտոֆիլահան մեքենայի վրա: Գիտափորձնական հետազոտությունները ցույց տվեցին, որ այս դեպքում կարտոֆիլահանի ժամային արտադրողականությունը բազայինի համեմատ (0,36 հա/ժ) բարձրանում է 55,6 %-ով և կազմում 0,56 հա/ժ:

Այսպիսով, առաջարկվող ռոտորային կոշտամանրիչով համալրված կարտոֆիլահանի տարեկան տնտեսական արդյունավետությունը կազմում է 808679,2 դրամ, իսկ 1 հա-ի հաշվով՝ 7220,3 դրամ, շահութաբերությունը՝ 24,55%, իսկ ներդրման ծախսերի փոխհատուցման ժամկետը՝ 2,5 ամիս կամ մոտավորապես բերքահավքի երկու սեզոն:

Աշխատանքի ապրոբացիան: Ատենախոսական աշխատանքի հիմնական դրույթները զեկուցվել և հավանության են արժանացել «Ավտոտրակտորների և գյուղատնտեսական մեքենաների» ամբիոնի սեմինար խորհրդակցություններում (2016-2020թթ.) և ընդլայնված նիստում (2021թ.):

Հրատարակված աշխատանքները: Հետազոտությունների տեսական և գործնական արդյունքները հրատարակվել են 9 գիտական հոդվածներում: Ստացվել է ՀՀ գյուտի մեկ արտոնագիր (№3359A, Երևան 2020 թ.) և օգտակար մոդելի երեք արտոնագրեր (№543U, Երևան 2019 թ., №547U, Երևան 2019 թ., №569U, Երևան 2019 թ.):

Աշխատանքի կառուցվածքը և ծավալը: Ատենախոսության ծավալը կազմում է 137 էջ, բաղկացած է ներածությունից, 5 գլուխներից, եզրակացություններից և առաջարկություններից, հավելվածներից, 137 անուն գրականության ցանկից, ընդգրկում է 7 աղյուսակ և 36 նկար:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ներածությունում շարադրված է ատենախոսական թեմայի արդիականությունը և ներկայացված են պաշտպանության ներկայացվող հիմնական դրույթները:

Առաջին բաժնում շարադրված է հարցի դրվածքը և հետազոտության խնդիրները: Կատարվել է կարտոֆիլահան մեքենաներին վերաբերող գիտատեխնիկական գրականության վերլուծություն: Ուսումնասիրվել է կարտոֆիլահան մեքենաների և դրանց բանող մասերի հիմնական տեսակները, դրանց բանվորական օրգանների տեխնոլոգիական սխեմաները: Տրվել է գոյություն ունեցող կարտոֆիլահան մեքենաների համեմատական գնահատականը, նախանշվել են կարտոֆիլահան մեքենաների կառուցվածքի կատարելագործման ուղղությունները:

Գրական ակնարկի վերլուծության արդյունքում ձևավորվել են հետազոտության նպատակը և խնդիրները:

Երկրորդ բաժնում ներկայացված է կարտոֆիլահանի ռոտորային մանրիչի սխեմայի մշակումը, հիմնավորումը և կառուցվածքը: Կոշտամանրիչի շարժաբերի ընտրության նպատակով նախկինում փորձ է արվել օգտագործել տանող, տարվող և տարվող-շարժաբեր սկզբունքով գործող կառուցվածքներ:

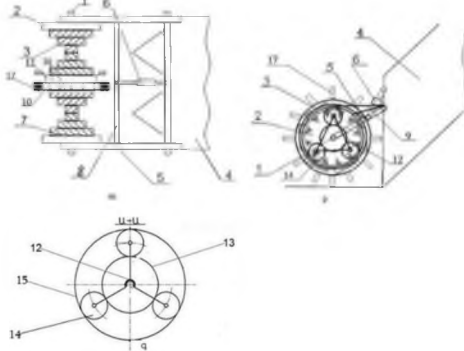
Նշված շարժաբերների կինեմատիկական, ուժային ու տեխնոլոգիական վերլուծության արդյունքում պարզվել է, որ լավագույնը տարվող-շարժաբեր

սկզբունքն է: Որպես շարժաբեր ընտրվել է պլանետար մեխանիզմ՝ համալրված հողակառչիչ թիակներով (նկ.1): Կոշտամանրիչն ունի հետևյալ կառուցվածքը:

Կոշտամանրիչի լիսեռի (1) վրա՝ դրա կենտրոնական մասում տեղադրված շարժաբեր թմբուկն (16), որն ունի շարժաբեր պլանետար մեխանիզմ (11), անիվ (10) և դրան ամրակցված ըստ խորության կարգավորվող հողակառչիչ թիակներ (17) (նկ.1):

Պլանետար մեխանիզմն ունի լիսեռի (1) վրա նստեցված արեգակնանիվ (13), տարիչ (12) իր սատելիտներով (14) և պսականիվ (15), տարիչը կոշտ միակցված է անիվին (10), իսկ պսականիվն անշարժ է:

Սարքն աշխատում է հետևյալ կերպ՝ կարտոֆիլահանի (4) առաջընթացի ժամանակ հողի մեջ մտնող հողակառչիչ թիակների (17) դիմադրության շնորհիվ անիվը (10) պտտվելով իր հետ միասին պտտեցնում է տարիչին (12): Տարիչն (12) իր հերթին $i > 1$ փոխանցման թվով պտտեցնում է արեգակնանիվին՝ (13) իր պտտման ուղղությամբ: Արդյունքում արեգակնանիվը (13) լիսեռի (1) օգնությամբ կոշտամանրիչին պտտեցնում է ավելի մեծ պտուտաթվերով, որն այդպիսով վեր է ածվում ինքնաշարժաբերվող ռոտորային ակտիվ աշխատանքային օրգանի:



Նկ. 1 Պլանետար մեխանիզմով ինքնաշարժաբերվող կոշտամանրիչի սխեման. ա) կոշտամանրիչի պրոֆիլ պրոյեկցիան, բ) կոշտամանրիչի հորիզոնական պրոյեկցիան, գ) պլանետար մեխանիզմի պրոֆիլ պրոյեկցիան՝ Ա-Ա կտրվածքով:

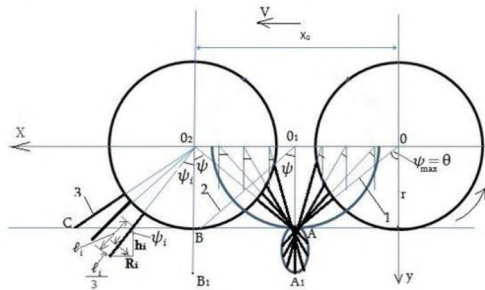
Կոշտամանրիչի աշխատանքի արդյունքում, մեծանում են բանվորական օրգաններով (3) հողակոշտերին հարվածի և հողի կողատեղափոխման դինամիկական ուժը, ինչը նպաստում է մարգաթմբի մակերևույթի կոշտերի ամբողջական փխրեցմանը և հողի կողհեռացմանը:

Կարտոֆիլահան մեքենաների հետ համալրվող ռոտորային կոշտամանրիչի հողակառչիչ թիակներով շարժահաղորդ մեխանիզմի հիմնական պարամետրերն են. հողակառչիչ թիակի լայնությունը՝ b, երկարությունը՝ l, թմբուկի վրա

տեղակայվող կառչիչ թիակների քանակը՝ z , և օղագոտու վրա հարևան կառչիչների միջև կազմված անկյունը՝ θ : Առաջադրված տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացման համար անհրաժեշտ է, որ կարտոֆիլահանի հրման ուժի ազդեցության տակ՝ շարժահաղորդ թմբուկի վրա առաջացող պտտող մոմենտը, ապահովի կոշտամանրիչի ռոտորի բավարար պտուտաթվեր՝ անիվի նվազագույն աստիճանի և կոշտերի լիարժեք մանրացում:

Ակնհայտ է, որ շարժաբեր թմբուկի վրա առաջացող պտտական մոմենտի մեծությունը կախված է հողի հետ միաժամանակ փոխազդող հողակառչիչ թիակների զուամարային դիմադրությունից՝ $\sum R_i$, և թմբուկի քարշակման դիմադրության ուժից՝ $P = fG$, որտեղ f -ը թմբուկի քարշակման դիմադրության գործակիցն է, G -ն՝ թմբուկի ծանրության ուժը:

Հողակառչիչ թիակների դիմադրության մոմենտի որոշման համար դիտարկենք դրա սայրի շարժման հետազիծը (նկ. 2):



Նկ. 2 Հողակառչիչ թիակի դիմադրության մակերեսի որոշման սխեմա:

Ընդունենք, որ առաջին կառչիչի սայրը երբ հասնում է գետնին (OA դիրք), կառչիչն ուղղաձիգի հետ կազմում է $\psi_{max} = \theta$ անկյուն: Ակնհայտ է, որ կարտոֆիլահանի մեքենան V_0 արագությամբ շարժվելիս t ժամանակում թմբուկի պտտման O կենտրոնը կանցնի $X_0 = OO_2 = V_0 t = 2rt \psi_{max}$ ճանապարհ (r -ը թմբուկի օղագոտու շառավիղն է), որի ընթացքում հողակառչիչ թիակի սայրն աստիճանաբար կխորանա՝ մինչև առավելագույն խորության ($h = \ell$) հասնելը (O_1A_1 դիրք), երկրորդ հողակառչիչ թիակի սայրը կհավի գետնին (O_1B): Այնուհետև առաջինի խորությունը կպակասի և այն հողից դուրս կգա (O_2A դիրք), իսկ երկրորդ կառչիչը կհասնի առավելագույն խորության (O_2B_1 դիրք):

i -րդ դիրքի համար հողակառչիչ թիակի դիմադրության մակերեսը կլինի՝ $F_i = b \ell_i$, որտեղ b -ն հողակառչիչ թիակի լայնությունն է, ℓ_i -ն՝ դիմադրություն ցույց տվող մասի (խորացված մասի) երկարությունը՝ ψ_i անկյան և h_i խորության դեպքում:

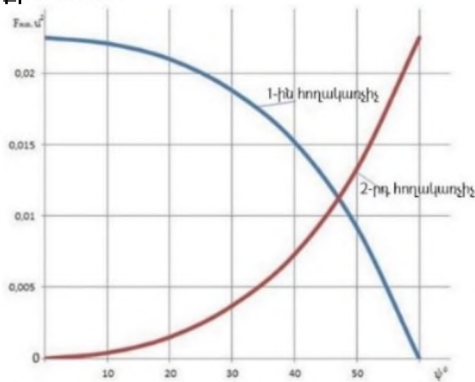
$$\ell_i = \frac{h_i}{\cos \psi_i} = \frac{Y_{A1} - Y_A}{\cos \psi_i}, Y_D = (r + \ell) \cos \psi_i, Y_A = r, h_i = (r + \ell) \cos \psi_i - r:$$

Տեղադրելով h -ի արժեքը և որոշ ձևափոխություններ կատարելուց հետո կստանանք՝

$$F_i = b(\ell + r \left(1 - \frac{1}{\cos \psi_i}\right)), \text{ մ}^2: \quad (1)$$

Նկ. 3-ում բերված է հողակառչիչ թիակի դիմադրության մակերեսի փոփոխության գրաֆիկը $\psi_i = 60^\circ$, $h=15$ մ, $b=15$ մ արժեքների դեպքում:

Երկու գծապատկերների համադրությունից պարզվում է, որ ψ անկյան փոփոխության արդյունքում որքանով ավելանում է առաջին հողակառչիչ թիակի գումարային դիմադրության մակերեսը, նույնքանով էլ պակասում է երկրորդ հողակառչիչ թիակինը և հակառակը, հետևաբար՝ ցանկացած դիրքում երկու կառչիչների գումարային դիմադրության մակերեսը կմնա անփոփոխ և հավասար առավելագույն արժեքին՝ bh_{\max} :



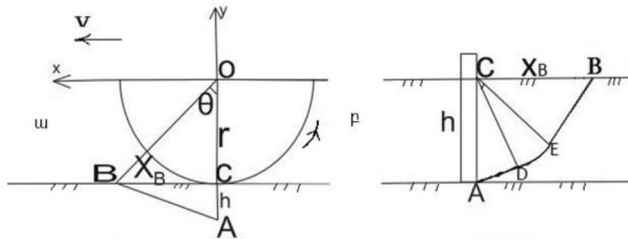
Նկ. 3 Հողակառչիչ թիակի դիմադրության մակերեսի փոփոխության գրաֆիկը կախված ψ անկյունից՝ 0-20 տիրույթում, $\psi_{\max} = \theta$:

Երկրորդ բաժնում ներկայացված է նաև կարտոֆիլահանի ինքնաշարժաբերվող ռոտորային կոշտամանրիչի տեխնոլոգիական պարամետրերի հիմնավորումը:

Ռոտորային կոշտամանրիչի շարժահաղորդ մեխանիզմի կարևորագույն պարամետրերից են հողակառչիչ թիակների քանակը, երկարությունը և թմբուկի շրջագծով դրանց իրարից ունեցած հեռավորությունը, որը բնութագրվում է հարակից երկու հողակառչիչ թիակների կազմած θ անկյունով (նկ. 4 ա):

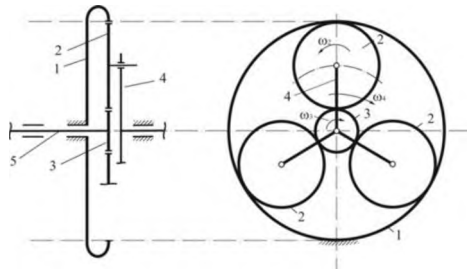
Հողակառչիչ թիակների նվազագույն քանակի որոշման համար օգտվենք թմբուկի ելքային դիրքից, որում առաջին հողակառչիչ թիակը C կետում հասնում է առավելագույն խորության՝ h , իսկ հաջորդ հողակառչիչ թիակի սայրը հավում է հողին B կետում: Ընդ որում X_B հեռավորությունը հորիզոնական ուղղությամբ հողակառչիչ թիակի և հողի փոխազդեցության հետևանքով հողի դեֆորմացիայի առավելագույն չափն է հողի մակերևույթի վրա (նկ. 4 բ): Օգտվելով նկ. 4-ում

պատկերված սխեմայից կարող ենք գրել՝ $\operatorname{tg}\theta = \frac{X_B}{r}$, որտեղից՝ $\theta = \operatorname{arctg} \frac{X_B}{r}$,
 հետևաբար հողակառչիչ թիակների քանակը կլինի՝ $Z = \frac{360^\circ}{\operatorname{arctg} \frac{X_B}{r}}$:



Նկ. 4. Հողակառչիչ թիակների նվազագույն քանակի հաշվարկային սխեմաներ

Երրորդ բաժնում դիտարկվել է կարտոֆիլահանի ինքնաշարժաբերվող ոտտորային կոշտամանրիչի կառուցվածքի տեսական հիմնավորումը և կատարվել է դրա բանոդ օրգանների երկրաչափական ու կինեմատիկական օպտիմալ պարամետրերի հիմնավորումը:



Նկ. 5 Քառօղակ պլանետարային մեխանիզմի սխեման:

Կարտոֆիլահանի առաջարկվող կոշտամանրիչի հողակառչիչ թիակներով անվից ոտտորներին պտտական շարժում հաղորդելու նպատակով, ուսումնասիրությունների ու վերլուծությունների արդյունքում, ընտրված է քառօղակ պլանետարային մեխանիզմ՝ ներքին կառչումով, պարագիտային աստամանավով (նկ. 5): Կոշտամանրիչի արդյունավետ աշխատանքը մեծ չափով պայմանավորված է պլանետար մեխանիզմի ճիշտ ընտրությամբ և երկրաչափական ու կինեմատիկական օպտիմալ պարամետրերի որոշմամբ: Մեխանիզմի կարևոր պարամետրը փոխանցման թիվն է: Փոխանցման հարաբերակցությունը տանող 4-րդ օղակից դեպի 3-րդ աստամանիվ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$\omega_3 = \omega_4 \left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right), \quad (2)$$

որտեղ Z_1 -ը և Z_3 -ը 1-ին և 3-րդ ատամնանիվների ատամնաթվերն են:

Հողակոշտերի արդյունավետ մանրացման և դրանց շուրջ 9-10 մ/վ արագությամբ շարժման համար, փոխանցման թիվը պետք է լինի 8-ից մեծ, նախնական հաշվարկներով պարզվել է, որ նպատակահարմար է ընտրել 8,2:

Փոխանցման թիվը 3-րդ օղակից դեպի 1-ը, տարիչի անշարժության դեպքում, կլինի.

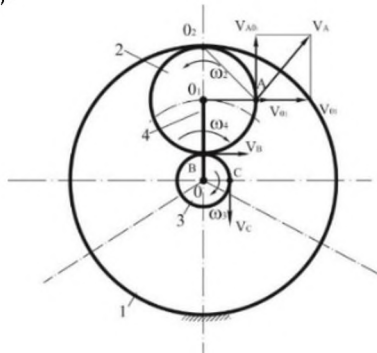
$$i_{31}^{(4)} = 1 - 8,2 = -7,2 \text{ կամ } i_{31}^{(4)} = -\frac{Z_1}{Z_3} = -7,2, Z_1 = 7,2Z_3: \quad (3)$$

Համառանցքության պայմանից՝

$$Z_2 = \frac{Z_1 - Z_3}{2} = 3,1 \cdot Z_3 \quad (4)$$

(3)-ից և (4)-ից կստանանք. $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{7,2Z_3}{3Z_3} = 2,4$, 1-ին անշարժ պսականիվի Z_1 ատամնաթիվը անհրաժեշտ է ընտրել այնպես, որ բացառվեն ատամների ենթակտրման և ինտերֆերենցիայի երևույթները: Հաշվի առնելով այդ պայմանները ստացել ենք $Z_1=105$, $Z_2=45$ և $Z_3=15$: Մեխանիզմի հավաքման, սատելիտների հարևանության և փոխանցման համառանցքության պայմաններից, որոշվել է սատելիտների թիվը՝ $K=3$:

Մեխանիզմի կինեմատիկական և դինամիկական վերլուծության համար անհրաժեշտ է որոշել ատամնանիվների բաժանարար շրջանագծերի շառավիղները (ատամնանիվների մոդուլը ընդունենք $m=10$), կստանանք՝ $r_1 = \frac{mZ_1}{2} = \frac{10 \cdot 105}{2} = 525$ մմ, $r_2 = \frac{mZ_2}{2} = \frac{10 \cdot 45}{2} = 225$ մմ, $r_3 = \frac{mZ_3}{2} = \frac{10 \cdot 15}{2} = 75$ մմ: Մեխանիզմի ուժային վերլուծության համար անհրաժեշտ է որոշել օղակների բնութագրական կետերի արագությունները: Քննարկվող խնդրում հայտնի են ատամնանիվների բաժանարար շրջանագծերի շառավիղները՝ r_1 , r_2 , r_3 և տարիչի անկյունային արագությունը ω_4 , անհրաժեշտ է որոշել՝ արեգակնային 3 անվի անկյունային արագությունը՝ ω_3 , սատելիտի ակնթարթային արագությունը և A, B, C կետերի արագությունները (նկ. 6):



Նկ. 6 Պլանետարային մեխանիզմի բնութագրական կետերի արագությունների որոշման սխեման:

Կինենատրիկական վերլուծության արդյունքում ստացել ենք.

$$\omega_2 = \frac{V_{01}}{o_1 o_2} = \frac{\omega_4(r_2+r_3)}{r_2}, \quad \omega_3 = \frac{V_B}{r_3} = \frac{\omega_2 \cdot 2r_3}{r_3}, \quad V_A = \omega_2 \cdot O_2 A = \omega_2 \cdot r_2 \sqrt{2}, \quad V_B = \omega_2 \cdot 2r_2, \\ V_C = \omega_3 \cdot r_3 = \frac{\omega_2 \cdot 2r_2 r_3}{r_3} = \omega_2 \cdot 2r_2: \quad (5)$$

Առաջարկվող մեխանիզմի կինետիկ էներգիայի արտահայտությունը ունի հետևյալ տեսքը.

$$W = W_4 + 3W_2 + W_3 \quad (6)$$

որտեղ W_4 -ը տարիչի կինետիկ էներգիան է $W_4 = \frac{I_4 \omega_4^2}{2}$: W_2 -ը՝ սատելիտի կինետիկ էներգիան է, $W_2 = \frac{I_2 \omega_2^2}{2} + \frac{m_2 V_{01}^2}{2}$, W_3 -ը արեգակնանիվի կինետիկ էներգիան, $W_3 = \frac{I_3 \omega_3^2}{2}$:

Բերման օղակին բերված կինետիկ էներգիան ունի հետևյալ տեսքը.

$$W = \frac{I^* \omega_3^2}{2}, \quad (7)$$

որտեղ I^* -ը մեխանիզմի բերված իներցիայի մոմենտն է:

Տեղադրելով արժեքները (6)-ում, որոշ ձևավափոխություններից հետո, բերված իներցիայի մոմենտի համար կստանանք.

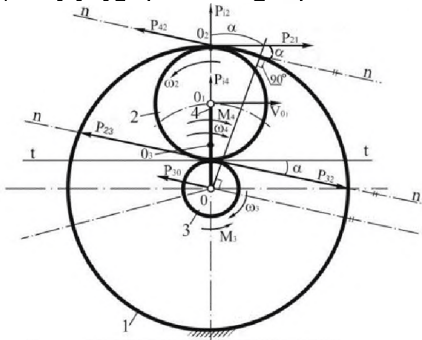
$$I^* = I_3 + 3I_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_3}\right)^2 + 3m_2(r_2 + r_3)^2 \left(\frac{\omega_4}{\omega_3}\right)^2 + I_4 \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_3}\right)^2: \quad (8)$$

Վերլուծության խնդիրը հանգում է՝ տարիչին, հետևաբար և հաղորդակային կառչող անվին կիրառվող M_3 -ին հավասարակշռող M_4 մոմենտի որոշմանը (նկ. 7):

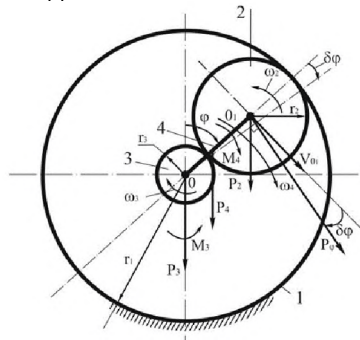
Օգտվելով մեխանիզմի դինամիկական վերլուծության հայտնի դրույթներից M_4 -ի համար ստացել ենք.

$$M_4 = \left[\frac{M_3}{r_1} \left(\frac{1}{\cos \alpha} + 1 \right) - 3m_2 \omega_4^2 (r_3 + r_2) \right] \cdot (r_3 + 2r_2) \cos \alpha:$$

Հողակառչիչ տանող անվից (տարիչից) M_4 մոմենտը կիրառված է տարիչին 4, որը պտտվելով շարժման մեջ է դնում սատելիտներին:



Նկ. 7 Պլանետարային մեխանիզմի ուժային վերլուծության սխեման:



Նկ. 8 Պլանետարային մեխանիզմի տարիչի անկյունային արագացման որոշման սխեման:

Մեխանիզմի, ինչպես նաև կոշտամանրման դինամիկական վերլուծության համար անհրաժեշտ է որշել տարիչի անկյունային արագացումը: Տարիչի կշիռը՝ P_4 , սատելիտինը՝ P_2 , արեգակնանիվինը՝ P_3 (նկ. 8):

Մեխանիզմի ցանկացած օղակի դիրք որոշվում է φ ընդհանրացված կորորդինատով, որի համար Լագրանժի հավասարումն ունի հետևյալ տեսքը.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial W}{\partial \varphi} = P_{\varphi}: \quad (9)$$

P_{φ} ընդհանրացված ուժի համար ստացել ենք հետևյալ արտահայտությունը.

$$P_{\varphi} = \frac{1}{2} [2M_4 + (P_4 + 2P_2) \cdot (r_3 + r_2) \sin \varphi]: \quad (10)$$

Ամբողջ մեխանիզմի կինետիկ էներգիան բերված 4-րդ օղակի պտտման առանցքին ունի հետևյալ տեսքը.

$$W = \frac{1}{12g} [(2P_4 + 27P_2)(r_2 + r_3)^2 + 3P_3(r_1 + r_3)^2] \cdot (\dot{\varphi})^2: \quad (11)$$

Կինետիկ էներգիայի մասնակի ածանցյալը ըստ ընդհանրացված արագության ($\dot{\varphi}$) կլինի:

$$\frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{6g} [(2P_4 + 27P_2)(r_2 + r_3)^2 + 3P_3(r_1 + r_3)^2] \cdot \dot{\varphi}: \quad (12)$$

Ստացված արդյունքը ածանցենք ըստ ժամանակի կստանանք.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{6g} [(2P_4 + 27P_2)(r_2 + r_3)^2 + 3P_3(r_1 + r_3)^2] \cdot \ddot{\varphi}: \quad (13)$$

Տեղադրելով Լագրանժի (9) հավասարման մեջ (10) ու (13) արտահայտությունները և նկատի առնելով, որ $\frac{\partial W}{\partial \varphi} = 0$ (կինետիկ էներգիան ըստ (11)-ի կախված չէ ընդհանրացված φ կորորդինատից) կստանանք մեխանիզմի շարժման դիֆերենցիալ հավասարումը φ ընդհանրացված կորորդինատի համար.

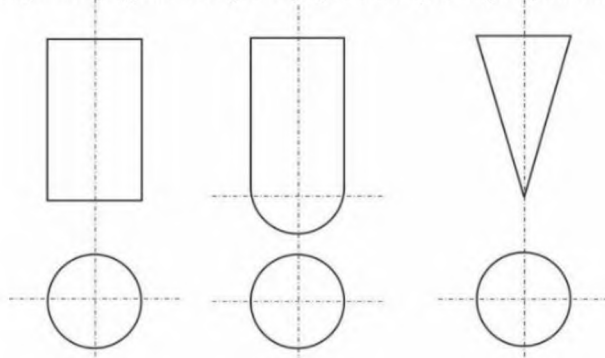
$\frac{1}{6g} [(2P_4 + 27P_2)(r_2 + r_3)^2 + 3P_3(r_1 + r_3)^2] \cdot \ddot{\varphi} = \frac{1}{2} [2M_4 + (P_4 + 2P_2)(r_3 + r_2) \sin \varphi]$, որտեղից որոշում ենք տարիչի որոնելի անկյունային արագացումը $\ddot{\varphi}$.

$$\ddot{\varphi} = 3g \frac{[2M_4 + (P_4 + 2P_2)(r_3 + r_2) \sin \varphi]}{[(2P_4 + 27P_2)(r_2 + r_3)^2 + 3P_3(r_1 + r_3)^2]}: \quad (14)$$

(14) արտահայտությունից հետևում է չափազանց կարևոր եզրակացություն՝ կարտոֆիլահանի մանրիչ ռոտորների հավասարաչափ պտտման համար անհրաժեշտ է, որ $M_4 = -\frac{(P_4 + 2P_2)(r_3 + r_2) \sin \varphi}{2}$: Այս պայմանն է թելադրում շարժահաղորդ անվի օղագոտու վրա հողակառչիչների քանակն ու չափերը:

Հաշվի առնելով այս պայմանը, հիմք ընդունելով լաբորատոր փորձերի արդյունքները, սահմանվել է, որ կից կառչիչների միջև եղած շրջագծային հեռավորությունը պետք է մեծ լինի 0,17 մ-ից (տանող անվի օղագոտու շառավիղը 0,525 մ, կառչիչի երկարությունը 0,1մ): Այդ դեպքում կառչիչների թիվը 20 է: Ուստի հարևան կառչիչների շառավիղները կկազմեն 18° կենտրոնական անկյան, օղագոտու վրա կտեղակայվի 20 կառչիչ, հողի հետ միաժամանակ կառչման մեջ կլինեն 3 կառչիչներ և շարժման ընթացքում կառչման դիմադրություն առաջացնող մակերեսը գործնականում կմնա հաստատուն:

Առաջարկված կոշտամանրիչի համար նախատեսվել են երեք ձևի մատներ՝ գլանաձև հարթ ճակատով, գլանաձև կիսագնդաձև ճակատով և կոնաձև (նկ. 9):



Նկ. 9. Կարտոֆիլահանի կոշտամանրիչի փորձարկվող մատների սխեմաները:

Տարբեր ձևի մանրիչ մատների փորձարկումը պայմանավորված է լավագույն տարրերակի ընտրությամբ, որի դեպքում հողակոշտերի հնարավոր մեծ չափով մանրացումը կգուգակցվի քարշային դիմադրության նվազագույն արժեքի հետ:

Քննարկենք առաջադրված տարրերակները առանձին-առանձին, այնուհետև համեմատենք արդյունքներն ըստ խրման կոշտամանրման դիմադրության ուժի:

1. Հարթ ճակատով գլանային կոշտամանրիչ.

Ակնհայտ է, որ խնդրի տեսական լուծման դեպքում նախ անհրաժեշտ է կատարել որոշ ընդունելություններ և ձևավորել հաշվարկային սխեմա: Ընդունենք, որ կոշտամանրիչը բացարձակ կոշտ գլան է և v_0 արագությամբ, որը ուղղահայաց է գլանի առանցքին, հարվածում է հողի կիսատարածության հարթությանը: Որոշենք գլանի ներխրման օրինաչափությունը հողային միջավայր ընդունելով, որ վերջինը պլաստիկ սեղմվող միջավայր է:

Փորձերը ցույց են տվել, որ հողային միջավայրը հարվածից հետո ենթարկվում է ալիքային շարժման գլանի հարվածային մակերևույթի կիսատարածքի ծավալում, հողի մնացած ծավալը գործնականում մնում է հանգիստ վիճակում:

Հողի (հողակոշտի) այդ շարժումը ներխրվող գլանային մակերևույթի և հարվածային ալիքի միջև նկարագրվում է հետևյալ հավասարումով

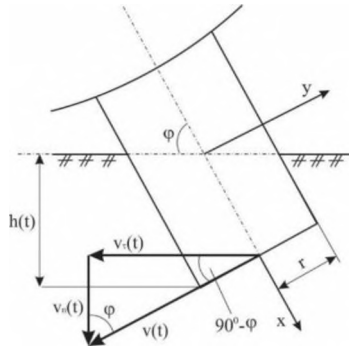
$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{dv}{dx} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (15)$$

որտեղ x -ը գլանային մակերևույթի առանցքի և հողի հարթության հատման կետից սկիզբ առնող կոորդինատն է (նկ. 10),

ρ -ն՝ հողազանգվածի խտությունը:

p -ն՝ գլանի և հողի փոխազդեցության գոտում, ճնշումը:

v -ն՝ գլանի ճակատային հատույթի (կամ հողի մասնիկների) արագությունը:



Նկ. 10. Գլանային կոշտամանրիչի ներխրման հաշվարկային սխեման:

(15) Հավասարման լուծման արդյունքում կոշտամանրիչի և հողային միջավայրի փոխազդեցության ուժի և հողակոշտերի շարտման արագության համար տեսցել ենք հետևյալ արտահայտությունները.

$$P = \frac{\pi r^2 \rho_0}{1-k} \left[(\dot{h})^2 + \ddot{h} h \right] : \quad (16)$$

Քանի որ $\dot{h} = v_n(t)$, հողակոշտերի շարտման արագության $v_r(t)$ համար, ըստ նկար 10-ի, կունենանք՝

$$v_r(t) = v_0 t g \varphi e^{-\frac{\lambda h}{M}} :$$

որտեղ r -ը գլանի ճակատային հատույթի շառավիղն է, ρ_0 -ն հողային միջավայրի նախնական խտությունն է, K -ն գործակից է $K = \frac{\rho_0}{\rho}$, h -ը գլանի հողային միջավայրում ներխրման ընթացիկ չափն է, $\lambda = \frac{\rho_0 \pi r^2}{1-k}$, M -ը կոշտամանրիչի բերված զանգվածն է, V_0 -ն կոշտամանրիչի ճակատային հատույթի գծային արագությունն է:

2. Կոշտամանրիչ մատի իրանը գլանային է, իսկ ճակատային մասը կիսագունդ է այս տարբերակի դեպքում.

$$P = \frac{1}{2} \rho_0 v^2 \pi r^2 \left(1 - \frac{k}{2} \right) : \quad (17)$$

$$v_r = v_0 t g \varphi e^{-\frac{8M}{5\pi r^2 \rho_0 \left(1 - \frac{k}{2} \right)}} : \quad (18)$$

3. Կոշտամանրիչ մասը կոնաձև է. P ուժի արտահայտությունը ունի հետևյալ տեսքը.

$$P = \frac{\pi \rho_0 c t g^2 \beta}{1-k} \left\{ v^2 h^2 - \dot{v}(t) \frac{h^3}{3} \right\} : \quad (19)$$

Հողակոշտերի արագության համար կունենանք՝

$$v_r = v_0 t g \varphi e^{-\frac{\pi \rho_0 h^3 c t g^2 \beta}{3M(1-k)}} :$$

Փորձարկվող մեքենայի հիմնական երկրաչափական ու կինեմատիկական պարամետրերի հաշվառումով բանող օրգանի ներխրման դիմադրության ուժի և հողակոշտերի շարժման արագության տեսական արժեքները ներկայացված են ստորև:

Ելակետային տվյալներ. Կարտոֆիլահանի տեխնոլոգիական արագությունը՝ 1,2 մ/վ, տանող անվի շառավիղը՝ 0.2 մ, կոշտամանրիչ ռոտորի պտտման հաճախությունը՝ $\omega_1=4,88$ վ⁻¹, պլանետար մեխանիզմի փոխանցման թիվը՝ 8,2, կոշտամանրիչ ռոտորի բանվորական օրգանների պտտման միջին շառավիղը՝ $R_2 = 0,18$ մ, պտտման հաճախությունը՝ 39,04 վ⁻¹, բանվորական օրգանի շրջագծային արագությունը՝ 7,027 մ/վ, $k=0,4 \div 0,75$, $r=0,015$ մ, $\rho_0 = 1200$ կգ/մ³, $M=0,45$ կգ, $\varphi = 60^\circ$ (միջանկյալ դիրքի համար):

1. Գլանային հարթ ճակատով կոշտամանրիչի դեպքում $P= 24,34$ Ն, $v_r = 9,76$ մ/վ: 2. Գլանային կիսագնդաձև ճակատով կոշտամանրիչի դեպքում՝ $P= 15,03$ Ն, $v_r = 9,73$ մ/վ: 3. Կոնաձև գլխիկով կոշտամանրիչի դեպքում՝ $P= 8,91$ Ն, $v_r = 9,63$ մ/վ:

Հորորող բաժնում բերված են գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծությունը և գիտափորձնական հետազոտությունների կատարման մեթոդիկան, հետազոտության օբյեկտները:

Տեսական հետազոտությունների արդյունքների հավաստիության ստուգման և ռոտորային կոշտամանրիչի աշխատանքային ռեժիմի ու պարամետրերի ճշգրտման նպատակով մեր կողմից կատարվել են լաբորատոր և դաշտային փորձարկումներ:

Լաբորատոր փորձերի համար օբյեկտներ են հանդիսացել հողային խրամատը, էլեկտրական ու մեխանիկական հաղորդակով կահավորված կառավարվող սայլակը և ռոտորային կոշտամանրիչը, փորձարկվող կոշտամանրիչ մատներ, ստատիկական և դինամիկական չափաբերման կայանքը, իսկ դաշտային փորձարկումների ժամանակ՝ կարտոֆիլահանը՝ KTH-2B ագրեգատավորված 1,4 դասի տրակտորի հետ և ռոտորային կոշտամանրիչն ու կարտոֆիլի դաշտը:

Փորձերի ընթացքում չափվել է հողի խոնավությունը, կշռվել են խոշոր կոշտերը և մաղված զանգվածը:

Լաբորատոր փորձարկումների նպատակն է եղել նաև հիմնավորել ռոտորային կոշտամանրիչով համալրված կարտոֆիլահանի արդյունավետությունը, ինչը կախված է, ինչպես հայտնի է, կարտոֆիլահանի շարժման արագությունից: Վերջինս հիմնավորվում է՝ կախված կոշտամանրիչի այն սահմանային անկյունային արագությունից, որի դեպքում զատման հանգույցին փոխանցվող կոշտերի քանակը և պալարահողախառն զանգվածը նվազագույնն է:

Փորձերի ընթացքում կիրառվել են անալոգա-թվային գրանցման սարքեր, մասնատրապես, TRA-50K մոդելի ոլորող մոմենտի որոշման դիմադրության տենզոմիչ, որի միջոցով ստացված անալոգային ազդակները գրանցվել են նորագույն բազմաալիքային Zet-210 տիպի անալոգաթվային փոխարկիչով: Տենզոմիչից ստացված անալոգային ազդակներն ուժեղացվել են 1000 անգամ Zet-

410 ուժեղարարով, որը թվայինի է փոխարկվել Zet-210 անալոգային փոխարկիչով: Zet-210-ը փոխարկված թվային տեղեկատվությունը փոխանցել է համակարգչին՝ USB ինտերֆեյսի օգնությամբ (նկ. 11): Կոշտամանրիչ սարքի կոշտամանրիչ մատների դիմարության ուժի, կինեմատիկական պարամետրերի և չափերի, ինչպես նաև հողակառչիչ թիակների քանակի որոշման համար անհրաժեշտ է եղել կատարել TRA-50K սարքի չափաբերում:



Նկ. 11 Կոշտամանրիչի լաբորատոր փորձարկման կայանքի ընդհանուր տեսքը:

Չափաբերումը կատարվել է հայտնի մեթոդիկայով: Հիմք ընդունելով տեսական հետազոտությունների արդյուքները, որոշ մոտավորությամբ կարող ենք սահմանել, որ մեկ կիսալիսեռին կիրառված տեսական առավելագույն մոմենտը M -ը չի գերազանցում 70 Նմ -ը, ($M=r \cdot P \cdot m \cdot n$, որտեղ՝ $r=0,18\text{մ}$ կոշտամանրիչի սկավառակների միջին շառավիղն է, $P=24\text{Ն}$, մեկ կոշտամանրիչ մատին կիրառված առավելագույն դիմադրության ուժն է, m -ը՝ միաժամանակ հողի մեջ լրիվ ներխուժված մեկ սկավառակի կոշտամանրիչ մատների քանակն է, n -ը կոշտամանրիչի սկավառակների քանակը):

Ըստ ոլորող մոմենտի այդ արժեքի ընտրել ենք չափաբերման ընթացքում կիրառվող ուժի (P) մեծությունը և ուժի կիրառման բազուկի երկարությունը:

Լաբորատոր փորձարկումների արդյունքների մի շարք մոդալ արդյունքներ բերված են աղյուսակ 1-ում:

Աղյուսակում բերված տվյալներից հետևում է, որ կոշտամանրիչի համընթաց շարժման, հետևաբար և շարժաբերի անկյունային արագության ավելացումը $30 \div 60\%$ -ով բերում է դիմադրության մոմենտի, հետևաբար և ուժի ավելացման $10 \div 15\%$ -ով: Աղյուսակից հետևում է ուշագրավ եզրակացություն՝ տեսական հաշվարկներով ստացված դիմադրության ուժերը, երեք տարբեր կոշտամանրիչ մատների համար, հարաբերում են իրար, մոտավորապես այնպես, ինչպես փորձով ստացված դիմադրության մոմենտները:

$$\frac{P_1}{P_2} = 1,6, \frac{P_2}{P_3} = 1,6, \frac{P_1}{P_3} = 2,28, \frac{M_1}{M_2} = 1,56, \frac{M_2}{M_3} = 1,46, \frac{M_1}{M_3} = 2,28:$$

Կոշտամանրիչի կիսալիսեռի դինամիկական ոլորող մոմենտի արժեքները

Կոշտամանրիչի համընթաց շարժման արագությունը, մ/վ	Փխրիչ մատի ձևը	Գրանցող սարքի թղթային կրիչի վրա առավելագույն օրդինատը Δ_{max} , մմ	Մեկ կողմի կիսալիսեռի դինամիկական ոլորող մոմենտը M, Ն.մ
1,0	1	13,6	105,6
	2	8,7	67,5
	3	6,0	46,3
1,3	1	14,5	112,0
	2	9,2	70,8
	3	6,4	49,4
1,6	1	15,4	118,5
	2	9,7	74,7
	3	7,0	53,2

Լաբորատոր գիտափորձերն անց են կացվել Հայաստանի Ազգային Ազրարային Համալսարանի «Ավտոտրակտորների և գյուղատնտեսական մեքենաների ամբիոն»-ի լաբորատորիայի հողային խրամատում, ռոտորային կոշտամանրիչով համալրված սայլակի 0,6-1,4 մ/վ արագությամբ համընթաց շարժման պայմաններում: Լաբորատոր գիտափորձերն իրականացվել են մեր կողմից մշակված, ինչպես նաև բազմաթիվ փորձարկումներով հաստատված մեթոդիկայով:

Լաբորատոր գիտափորձերի արդյունքները բերված են աղյուսակ 2-ում:

Կոշտերի քանակը՝ կոշտամանրիչի տարբեր անկյունային արագությունների և հողատիպերի դեպքում:

Հողատիպը	Կոշտամանրիչի անկյունային արագությունը՝ ω , վ ⁻¹	15մմ-ից մեծ կոշտերի քանակը K կգ/մ ²
Թեթև կավավազային	4,3	4.96
	4,9	4.11
	5,6	3.14
	7,1	1.63
Ծանր կավավազային	4,4	3.41
	5,1	2,81
	6,4	2,11
	8.00	1,41

Լաբորատոր գիտափորձերի արդյունքում, որոշվել է կոշտամանրիչի անկյունային արագության՝ ω -ի օպտիմալ արժեքը, որին համապատասխանում է կոշտերի քանակի՝ K , նվազագույն ցանկալի արժեք (աղ. 2):

Օգտվելով գիտափորձերի պլանավորման տեսության մեթոդներից, մասնավորապես, նվազագույն քառակուսիների մեթոդից, նկարագրելու համար մշակվել են գիտափորձնական հետազոտության արդյունքում ստացված տվյալները: Որպես օպտիմալացման պարամետրի՝ (կոշտերի քանակի) K , նկարագրման ֆունկցիա, որը կախված է ազդող գործոն ընտրված ω -ից, կիրառենք միագործոն ռեգրեսիոն հավասարում հետևյալ տեսքով՝

$$y = ax^b : \quad (20)$$

Արտահայտություն (20)-ը կբնութագրի կոշտերի քանակի K փոփոխությունը կոշտամանրիչի տարբեր անկյունային արագությունների ω և հողատիպերի դեպքում (թեթև կավավազային, ծանր կավավազային): Արտահայտություն (20)-ի մեջ նշանակելով $y=K$, $x = \omega$, կստանանք (21)-ը՝

$$K = a\omega^b : \quad (21)$$

Լոգարիթմելով (21) արտահայտությունը կստանանք (22) արտահայտությունը:

$$\ln y = \ln a + b \ln x : \quad (22)$$

Նշանակելով (22) արտահայտության մեջ $\ln y = Y$, $\ln a = A$, $\ln x = X$ կունենանք հետևյալ արտահայտությունը՝

$$Y = A + bX : \quad (23)$$

Օգտվելով նվազագույն քառակուսիների մեթոդից, որոշենք ստացված կանոնական հավասարման A և b պարամետրերը: Այդ նպատակով կազմենք հետևյալ հավասարումը՝

$$S = \sum_{i=1}^N [Y - (A + bX)]^2 \rightarrow \min : \quad (24)$$

Կատարելով (24) հավասարման մասնակի դիֆերենցում՝ ըստ A և b -ի, ինչպես նաև կատարելով հանրահաշվական գործողություններ կստանանք.

$$\frac{\partial S}{\partial A} = \sum_{i=1}^N [y^2 - 2y(A + bX) + (A + bX)^2] = 0, \quad (25)$$

$$\frac{\partial S}{\partial b} = \sum_{i=1}^N [y^2 - 2y(A + bX) + A^2 + 2AbX + b^2X^2] = 0, \quad (26)$$

$$\frac{\partial S}{\partial A} = \sum_{i=1}^N [-2y + 2A + 2bX] = 0, \quad (27)$$

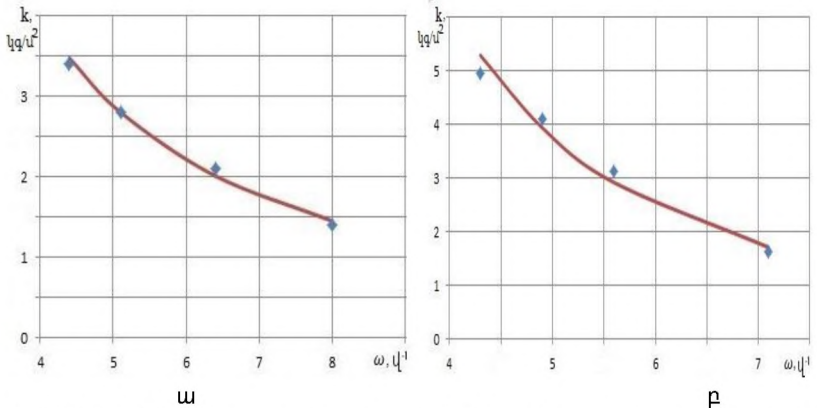
$$\frac{\partial S}{\partial b} = \sum_{i=1}^N [-2YX + 2AX + 2bX^2] = 0, \quad (28)$$

$$\begin{cases} NA + b \sum X = \sum Y \\ A \sum X + b \sum X^2 = \sum YX \end{cases} : \quad (29)$$

Որտեղ՝ N -ը փորձերի քանակն է՝ $N=4$:

Լուծելով ստացված (29) համակարգը տեղադրման մեթոդով՝ գտնում ենք A -ն և b -ն: Թեթև կավավազային հողատիպի համար՝ $A=4,95$, $b=-2,25$, իսկ ծանր կավավազային հողատիպի համար՝ $A=3,41$, $b=-1,41$: Այնուհետև, հաշվի առնելով, որ $a=e^A$ և տեղադրելով դրանք (21) արտահայտության մեջ, ինչպես նաև օգտվելով

արդյուսակ 2-ից կարող ենք կառուցել $k=f(\omega)$ ֆունկցիայի փորձնական կորերը (նկ. 12):



Նկ. 12 15 մմ-ից մեծ կոշտերի քանակի կախվածությունը ռոտորային կոշտամանրիչի անկյունային արագությունից՝ տարբեր հողատիպերի համար
ա-թեթև կավավազային, բ-ծանր կավավազային

Գրաֆիկների (նկ. 12) արդյունքների վերլուծությունից պարզվում է, որ սայլակի արագության մեծացումը որն էլ իր հերթին բերում է կոշտամանրիչի անկյունային արագության մեծացմանը, նպաստում է 15 մմ-ից մեծ կոշտերի քանակի նվազեցմանը: Վերլուծության արդյունքները ցույց են տալիս նաև, որ սայլակի նվազագույն շահագործական արագությունը պետք է մեծ լինի 1,2 մ/վ-ից: Նկ.12-ից միաժամանակ երևում է, որ 15 մմ-ից մեծ կոշտերի քանակն ավելի շատ է ծանր կավավազային հողերում: Կոշտամանրիչի պտույտների մեծացումը երկու ընտրված հողատեսքերում էլ տալիս է դրական արդյունք, սակայն կոշտամանրիչի կիրառման արդյունավետությունը ավելի ցայտուն զգացվում է ծանր կավավազային հողերում: Միաժամանակ պարզվել է, որ սայլակի $\omega=8$ վ⁻¹ անկյունային արագության դեպքում 1մ² մակերեսի վրա կոշտերի քանակը (K , կգ/մ²) կոշտամանրիչի անցումից հետո թեթև և ծանր կավավազային հողերում գրեթե հավասարվում են:

Դաշտային գիտափորձերը կատարվել են կարտոֆիլի բերքահավաքի ժամանակ 2019 թ հոկտեմբերին, Գեղարքունիքի մարզի Հացառատ գյուղի դաշտերում:

Առաջարկված ռոտորային կոշտամանրիչի փորձնական նմուշը տեղակայվել է KTH-25 կարտոֆիլահան մեքենայի առջևի մասում, ագրեգատավորումը կատարվել է MT3-82 անվավոր տրակտորով: Դաշտային գիտափորձերն իրականացվել են ինքնաշարժաբերվող կոշտամանրիչի փորձնական նմուշով համալրված կարտոֆիլահան ագրեգատի $V=0.6-1.4$ մ/վրկ արագություններով համընթաց շարժման դեպքում: Դաշտային գիտափորձեր իրականացնելու համար կարտոֆիլի ցանքատարածքից ընտրվել է համապատասխան հատված, որը

համապատասխանում է դաշտային գիտափորձերին ներկայացվող պահանջներին, որոնցից առանձնացվել են հետևյալները.

- դաշտի թեքությունը չի գերազանցում 2%-ը,
- հողի տեսակը՝ ծանր կավավազային,
- հողի խոնավությունը չի գերազանցում 14%-ը:

Դաշտային գիտափորձերի ժամանակ կարտոֆիլահան ագրեգատի տարբեր արագությունների դեպքում որոշվել են վերջնարդյունք հանդիսացող հետևյալ ցուցանիշները.

1. Կարտոֆիլահան ագրեգատի անցումից հետո 1 մ² մակերեսի վրա 15մմ-ից մեծ կոշտերի զանգվածը՝ P: 2. Կարտոֆիլահան ագրեգատի անցումից հետո 1 մ² մակերեսով հողի տակ մնացած կարտոֆիլի զանգվածը՝ N, որը հայտնաբերվում է միայն բանվորների լրացուցիչ միջամտությունից հետո: Նախքան նշված ցուցանիշների որոշելը դաշտային փորձարկումների ժամանակ ճշտվել են թիակավոր շարժաբեր անվի թիակների օպտիմալ չափերը և քանակը: Պարզվել է, որ կոշտամանրման տեխնոլոգիական գործընթացը լիարժեք իրականացնելու համար անրաժեշտ է շարժաբեր անվի վրա տեղակայել 16x15 սմ չափսի 10 հողակառչիչ՝ հարակից կառչիչների միջև պահպանելով 36⁰–ի անկյուն:

Դաշտային գիտափորձերի արդյունքները բերված են աղ. 3-ում:

Աղյուսակ 3

Դաշտային գիտափորձերի արդյունքներ:

Հողատիպը	Ակտիվ գործողության ունիվերսալ կոշտամանրիչով համալրված կարտոֆիլահան ագրեգատի արագություն (V) մ/վ	15մմ-ից մեծ կոշտերի զանգվածը (P) 1մ ² մակերեսի վրա կգ/մ ²	Հողի տակ մնացած կարտոֆիլի զանգվածը (N) կգ/մ ²
Ծանր կավավազային	0.65	3.7	0.1
	0.92	3.1	0.08
	1.33	2.4	0.065
	1.41	1.6	0.05
Միջինը կոշտամանրիչով	1.07	2.70	0.074
Ստուգողական (առանց կոշտամանրիչի)	1.14	4.3	1.2

Հինգերորդ բաժնում ներկայացված է ռոտորային կոշտամանրիչով համալրված կարտոֆիլահան մեքենայի տնտեսական արդյունավետության հիմնավորումը: Նախագծված և առաջարկված մեքենայի տարեկան տնտեսական արդյունավետությունը որոշվել է գոյություն ունեցող բազային KTH-25 կարտոֆիլահան մեքենայի համեմատությամբ, որը մինչև օրս լայնորեն կիրառվում է ՀՀ ֆերմերային տնտեսություններում: Տարեկան տնտեսական արդյունավետությունը ստացվում է հողի կոշտերի տակից պալարները փնտրելու և հանելու համար ծախսվող աշխատաժամանակի կրճատումից, բերքի կորստի նվազեցումով, ագրեգատի աշխատանքային արագության ավելացումով և լրացուցիչ աշխատաժամաստանների նվազեցումով: Կարտոֆիլահան մեքենայի կառուցվածքում ռոտորային կոշտամանրիչի կիրառումից տնտեսության տարեկան շահույթը կազմում է 862 759,2 դրամ:

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

1. Կարտոֆիլահավաք տեխնիկային նվիրված գիտական գրականության վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ չնայած աշխարհի շատ երկրներում, դրանց կատարելագործմանն ու զարգացմանն ուղղված միջոցառումների շարքում նպաստավոր հողային պայմանների համար նկատվում է ինքնագնաց կոմբայնների ներդրման որոշակի տենդենց, այնուամենայնիվ ծանր հողային պայմանների համար ինչը յուրահատուկ է մեր հանրապետությանը, առաջնությունը տրվում է կարտոֆիլաքանդիչ մեքենաների տեխնոլոգիական գործընթացի բարելավման ուղղությամբ տարվող աշխատանքներին, մասնավորապես, կարտոֆիլի գատման գործընթացի որակի և արդյունավետության բարձրացմանը:
2. Կարտոֆիլի բերքահավաքի տեխնոլոգիայի և մեքենայացման միջոցների կատարելագործման այլընտրանքային և կարևոր ուղղություն է համարվում քանդող աշխատանքային օրգանով պալարահողային զանգվածի մատուցման չափը սահմանափակող և կոշտերի նախնական մանրացմանը նպաստող ռոտացիոն աշխատանքային օրգանի նախագծումը, սակայն այդ նպատակով ստեղծված պասիվ ռոտացիոն կոշտամանրիչ աշխատանքային օրգանը լիարժեք չի բավարարում ներկայացվող ագրոտեխնիկական պահանջներին և լրացուցիչ հետազոտմանն ու կատարելագործման կարիք ունի:
3. Կարտոֆիլի հավաքման որակի և արդյունավետության բարձրացման նպատակով տեխնոլոգիական գործընթացի սկզբում պալարահողախառն զանգվածի վրա ռոտորային սկավառակավոր, դրանց և խոփերի համադրմամբ և այլ աշխատանքային օրգաններով ակտիվ դեֆորմացիայի ենթարկող գործողության մեթոդի կիրառումը՝ հողի որոշակի մասի միաժամանակյա նախնական գտումը, բերում է ոչ միայն կառուցվածքային բարդությունների և էներգետիկական ծախսերի ավելացման, այլև լիարժեք չի իրականացվում գատման գործընթացը հատկապես ծանր հողային պայմաններում:

4. Պալարահողախառն զանգվածի քանդման և զատիչ աշխատանքային օրգանների կառուցվածքային բազմազանությունը վկայում է, որ դրանց կատարելագործման ուղղությամբ տարված աշխատանքները լիարժեք արդյունք չեն տվել, անբավարար են մշակված այդ օրգանների ձևը և մշակող միջավայրի վրա դրանց ազդեցության տեխնոլոգիական գործընթացը, ինչը հանգեցնում է այլընտրանքային ուղղությամբ հետազոտական աշխատանքների իրականացման անհրաժեշտությանը:

5. Կարտոֆիլաքանդիչ մեքենաների կառուցվածքում օգտագործվող պասիվ ռոտացիոն կոշտամանրիչ-փոխակրիչները բավարար արդյունավետություն չեն ապահովում, քանի որ ագրեգատի շարժման ընթացքում հողի հետ դրանց կոշտամանրիչների կառչման շնորհիվ գլորման հետևանքով առաջացող դինամիկական ուժերը կոշտերի լիարժեք մանրացման համար բավարար չեն:

6. Պալարահողազանգվածի զատման աստիճանի բարձրացման նպատակով կոշտերի վրա ազդող դինամիկական ուժերը մեծացնելու լավագույն ուղին աշխատանքային օրգանի պտուտաթվերի բարձրացումն է՝ կոշտամանրիչի կառուցվածքում պլանետար մեխանիզմով հողակառչիչ թիակներով թմբուկի տեղակայման շնորհիվ վերածելով դրան ակտիվ ռոտորային կոշտամանրիչի, դրա հետ կապված անհրաժեշտ է նաև հետազոտել և ճշգրտել կոշտամանրիչ մատների ու ձևի երկրաչափական և կինեմատիկական պարամետրերի օպտիմալ արժեքները:

7. Ռոտորային կոշտամանրիչի շարժահաղորդ թմբուկի հողակառչիչ թիակների քանակը՝ հաշվարկված ըստ հողի ճաքի պայմանի (θ անկյան առավելագույն մեծության), կոշտամանրիչին անհրաժեշտ պտտական շարժում հաղորդելու և կոշտերի մանրացման դինամիկական ուժեր ապահովելու համար բավարար չէ, անհրաժեշտ է, որպեսզի հողի հետ միաժամանակ ակրկման մեջ գտնվող հողակառչիչների նվազագույն գումարային դիմադրության մակերեսը, լինի 0,063 մ²:

8. Հողի մեջ խորացմանը զուգահեռ հողակառչիչ թիակների միջև կազմված անկյունը θ-ն մեծանում է, անհրաժեշտ քանակը՝ նվազում, $h=10$ սմ-ից հետո նկատվում է այդ քանակի կայունացում: Ռոտորային կոշտամանրիչի տեխնոլոգիական գործընթացը լիարժեք իրականացնելու համար անհրաժեշտ է պլանետարային շարժահաղորդ մեխանիզմի թմբուկի վրա տեղակայել 16x15 սմ չափսի նվազագույնը 10 հողակառչիչ թիակներ: Հողառչիչ թիակների միջև կազմված անկյունը θ պետք է լինի ոչ ավել 36°-ից:

9. Կոշտամանրիչ մատների երկրաչափական ձևը չի ազդում հողակոշտերի շարժման արագության վրա և կինեմատիկական պարամետրերի նույնականության պայմաններում գրեթե հաստատուն է, իսկ դրա ներխրման ու հողակոշտերի մանրացման դիմադրության ուժը զգալիորեն փոխվում է. նվազագույն արժեք ստացվում է կոնաձև գլխիկով կոշտամանրիչի դեպքում:

10. Ռոտորային կոշտամանրիչի ինքնաշարժաբերվող հաղորդակի մեխանիզմի լավագույն տարբերակը պարագիտային սատելիտներով քառօղակ պլանետարային

մեխանիզմն է, որի փոխանցման թիվը հողակառչիչ թիակներով տանող անվից (տարիչից) դեպի աշխատանքային ռոտորներ պետք է ապահովի հողակոշտերի շարտման արագությունը՝ 9-10 մ/վ (քննարկվող դեպքում մեխանիզմի i փոխանցման թիվը ընտրված է 8,2):

11. Մեխանիզմի կինեմատիկական և դինամիկական վերլուծության արդյունքում ստացվել են տեսական արտահայտություններ, որոնք հնարավորություն են տալիս որոշելու ռոտորների դինամոլոգիայի M_3 մոմենտը և դրան հավասարակշռող կառչիչանվից տարիչին փոխանցվող անհրաժեշտ՝ M_4 մոմենտը: Սահմանվել է բանվորական ռոտորների պտտման հավասարաչափության պայմանը, ըստ որի տարիչի անկյունային արագացումը պետք է լինի զրո կամ ունենա դրան շատ մոտ արժեք: Այդ պայմանից որոշվում են մեխանիզմի ատամնանիվների և տարիչի անհրաժեշտ զանգվածները:

12. Շարժաբերող կառչիչանվի հավասարաչափ պտտման և տեղապտույտի բացառման պայմաններից որոշվել և դաշտային փորձարկումով հաստատվել է, որ տեխնոլոգիական գործընթացը լիարժեք իրականացնելու համար անվի օդագոտու վրա հողակառչիչ թիակների անհրաժեշտ քանակը պետք է լինի՝ 10 հատ, հարակից կառչիչների միջև կազմած անկյունը՝ 36° , հողակառչիչ թիակի չափերը՝ 16x15 սմ:

13. Լաբորատոր գիտափորձերի միջոցով ճշգրտվել են առաջարկվող կոշտամանրիչի օպտիմալ պարամետրերը, մասնավորապես կոշտամանրիչի անկյունային և համընթաց տեղաշարժի արագությունները: Ընդ որում առաջարկվող կոշտամանրիչի արդյունավետության գնահատման համար որպես ցուցանիշ ընտրվել է 1մ^2 մակերեսի վրա 15 մմ-ից մեծ կոշտերի զանգվածը: Հաստատվել է, որ կոշտամանրիչի համընթաց արագության մեծացումը դրական է անդրադառնում կոշտամանրման գործընթացի վրա: Պարզվել է, որ կոշտամանրիչի օպտիմալ համընթաց արագությունը պետք է մեծ լինի $V=1,2$ մ/վ-ից, իսկ ռոտորի անկյունային արագությունը՝ $\omega = 8$ վ⁻¹-ից:

14. Կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչի զատման աստիճանի բարձրացման նպատակով կոշտերի վրա ազդող հարվածի դինամիկական ուժը մեծացնելու լավագույն ուղին աշխատանքային օրգանի շարժահաղորդ մեխանիզմի արագության ճիշտ ընտրությունն է: Կոշտամանրիչի բանվորական օրգանի՝ (կոշտամանրիչ մատների) հարվածի դինամիկական ուժի արդյունավետ ընտրությունն անհրաժեշտ է կատարել ելնելով պալարների անվնաս զատման պայմանից ($P_{\eta_{\text{հն}}}^{\text{սլ}} < 120$ Կգ.ուժ), ըստ որի $P_{\eta_{\text{հն}}}^{\text{կ}}$ -ը տատանվում է 35,60±106,79 Կգ.ուժ սահմաններում, ագրեգատի շարժման 0,4-1,2 մ/վ արագության դեպքում:

15. Գիտափորձնական հետազոտություններով հաստատվել է, որ կարտոֆիլահան մեքենաներով պալարների զատման աստիճանի բարձրացման նպատակով նախագծված ռոտորային կոշտամանրիչն ապահովում է և՛ մակերևույթի կոշտերի լիարժեք մանրացում, և՛ մարգաթմբի մակերևույթի ամբողջ հողաշերտի հեռացումը, իսկ դրա կառուցվածքային բարելավման, շնորհիվ

բացառվում են ագրեգատի հարկադիր կանգառները, բարձրանում է արտադրողականությունը, նվազում է ներգատարությունը և մետաղատարությունը: 16. Նախագծված ինքնաշարժաբեվող ռոտորային կոշտամանրիչով համալրված կարտոֆիլահանի տարեկան տնտեսական արդյունավետությունը կազմում է շուրջ 862 000 դրամ, իսկ մեկ հեկտարի հաշվով՝ 7220,3 դրամ/հա, շահութաբերությունը՝ 24,55%, կոշտամանրիչի ներդրման ծախսերի փոխհատուցման ժամկետը՝ 2,5 ամիս:

Ատենախոսության հիմնական դրույթները հրատարակված են հեղինակի հետևյալ տպագիր աշխատանքներում

Հոդվածներ

- 1.Թարվերդյան Ա.Պ., Եսոյան Ա.Մ., Հայրապետյան Հ.Հ., Միքայելյան Գ.Մ. Դաշտային պայմաններում կարտոֆիլահան մեքենայի ինքնաշարժաբեվող կոշտամանրիչի գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծություն, Ագրոգիտություն և տեխնոլոգիա, № (3)71, ՀԱԱՀ, Երևան, 2020, էջ 21-25:
- 2.Թարվերդյան Ա.Պ., Պապյան Ս.Խ., Եսոյան Ա.Մ., Հայրապետյան Հ.Հ. Կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչ-փոխակրիչի շարժաբեռի կինեմատիկական-երկրաչափական պարամետրերի տեսությունը և հաշվարկը, Ագրոգիտություն և տեխնոլոգիա, №2 (66), ՀԱԱՀ, Երևան, 2019, էջ 6-10:
- 3.Հայրապետյան Հ.Հ. Ռոտորային կոշտամանրիչի ուժային վերլուծությունն ըստ կարտոֆիլահան մեքենայի արագության, Ագրոգիտություն և տեխնոլոգիա, № 3 (67), ՀԱԱՀ, Երևան, 2019, էջ 18-21:
- 4.Հայրապետյան Հ.Հ. Կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչի անկյունային արագության կախվածությունը հողակոշտերի քանակից, Ագրոգիտություն և տեխնոլոգիա, № 2 (66), ՀԱԱՀ, Երևան, 2019, էջ 16-19:
- 5.Պապյան Ս. Խ. , Եսոյան Ա. Մ., Հայրապետյան Հ. Հ., Միքայելյան Գ.Մ. , Կարտոֆիլահան մեքենայի կոշտամանրիչի տնտեսական արդյունավետության հիմնավորումը, Ագրոգիտություն և տեխնոլոգիա, № 3 (67), ՀԱԱՀ, Երևան, 2019, էջ 42-45:
- 6.Papayan S., Esayan A., Hayrapetyan H., Galstyan V. Justification of the rotor clod crusher drive parameters in the potato-digger, Bulletin NAUA №3 (63), Yerevan, 2018, pp. 45-49:
- 7.Tarverdyan A.P., Hayrapetyan H.H. Kinematic and dynamic study of the rotary crusher transmission gear in the potato digger, Agriscience and technology, NAUA №4 (68), Yerevan, 2019, pp. 16-22:
- 8.Tarverdyan A.P., Hayrapetyan H.H. Theoretical justification of optimal geometric and kinematic parameters in moving parts of clod-crusher in potato harvester, Agriscience and technology, NAUA №4 (68), Yerevan, 2019, pp. 23-28,:
- 9.Tarverdyan A.P., Yesoyan A.M., Altunyan A.V., Hayrapetyan H.H. Analysis of the research and experimental study results in the self-driving clod-crusher of the potato digger, Agriscience and technology, NAUA №2 (70), Yerevan, 2020, pp. 29-34:

Արտոնագրեր

- 1.Թարվերդյան Ա.Պ., Եսոյան Ա.Մ., Մարիկյան Ս.Ս., Հայրապետյան Հ.Հ. «Կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչ», ՀՀ գյուտի արտոնագիր №3359, 2020թ.:
- 2.Թարվերդյան Ա.Պ., Հայրապետյան Հ.Հ., Ալթունյան Ա.Վ. «Կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչ», ՀՀ օգտակար մոդելի արտոնագիր №543Ս, 2019թ.:
- 3.Հայրապետյան Հ.Հ., «Կարտոֆիլահանի ռոտորային կոշտամանրիչ», ՀՀ օգտակար մոդելի արտոնագիր №547Ս, 2019թ.:
- 4.Պապյան Ս.Խ, Եսոյան Ա.Մ, Հայրապետյան Հ.Հ, «Կարտոֆիլահանի ակտիվ ռոտորային կոշտամանրիչ», ՀՀ օգտակար մոդելի արտոնագիր №569Ս, 2019թ.:

Айрапетян Гайк Амаякович

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЯ С РОТОРНЫМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕМ КОМКОВ ПОЧВЫ

РЕЗЮМЕ

Пассивные ротационные конвейерные комкоизмельчители, используемые в структуре картофелеуборочных машин, не обеспечивают достаточной эффективности, поскольку динамические силы, возникающие в ходе движения агрегата вследствие скатывания благодаря сцеплению их комкоизмельчителей с землей, недостаточны для полноценного измельчения комков. По результатам проведенных нами предварительных исследований установлено, что указанным комкоизмельчителям присущи также иные недостатки: не осуществляются полноценное измельчение комков и полноценный перенос верхнего слоя почвы и комков с грядок на межрядочную территорию, затем – не осуществляется полное отделение клубней и полноценное предотвращение потерь урожая. Следовательно, проблема нуждается в глубоком теоретическом и научно-практическом изучении и разрешении.

По результатам кинематического, силового и технологического анализа существующих трансмиссий установлено, что наилучшим является принцип водило-трансмиссия.

С целью сообщения вращательного движения рабочим роторам от колеса с землещепляющими лопастями предлагаемого комкоизмельчителя картофелекопателя, по результатам исследований и анализа выбран четырехзвенный планетарный механизм с внутренним зацеплением, с паразитными сателлитами.

Установлено, что для эффективного измельчения комков почвы и их отбрасывания со скоростью 9-10 м/сек передаточное число должно быть больше 8; предварительными подсчетами установлено, что целесообразно выбрать 8,2.

По результатам кинематического и динамического анализа получены локальные формулы, дающие возможность определить момент M_3 сопротивления ротора и необходимый момент M_4 , передаваемый на водило от уравновешивающего его сцепляющего колеса. Установлено условие равномерности вращения рабочих роторов, согласно которому, угловое ускорение конвейера должно равняться нулю или быть очень близким к нулю. Этим условием определяются необходимые узлы шестерен и водила механизма. Исходя из условий равномерного вращения и исключения пробуксовывания, определено и в полевых условиях установлено, что для полноценного осуществления технологического процесса на ободу колеса должно быть, как минимум, 10 землещепляющих лопастей, угол между смежными цеплятелями – не более 36° , размеры землещепляющей лопасти – 16х16 мм.

Для предложенного комкоизмельчителя предусмотрены три пальца - с плоскоцилиндрической лицевой частью, с цилиндрической полусферической лицевой частью и конический. Испытание различных типов комкоизмельчающих рабочих органов обусловлено выбором наилучшего варианта, при котором измельчение по возможности крупных комков почвы будет сопряжено с минимальной величиной тягового сопротивления. Для указанных трех комкоизмельчающих рабочих органов теоретическим путем определены силы сопротивления (P) и скорости отбрасывания комков (v_{τ}):

1. При комкоизмельчающем рабочем органе с плоскоцилиндрической лицевой частью: $P=24,34$ Н, $v_{\tau}=9,76$ м/сек; 2. При комкоизмельчающем рабочем органе с цилиндрической полусферической лицевой частью: $P=15,03$ Н, $v_{\tau}=9,73$ м/сек; 3. При рабочем органе с конической головкой: $P=8,91$ Н, $v_{\tau}=9,63$ м/сек очевидно, что целесообразно применять рабочий орган с конической головкой.

С целью проверки достоверности результатов теоретических исследований и уточнения рабочего режима и параметров роторного комкоизмельчителя, нами были проведены лабораторные и полевые испытания.

Путем лабораторных испытаний уточнены оптимальные параметры предлагаемого комкоизмельчителя, в частности – угловая скорость и скорость совпадающего движения комкоизмельчителя. При этом, для оценки эффективности предлагаемого комкоизмельчителя в качестве показателя выбрана масса комков диаметром более 15 мм на 1 м² поверхности. Установлено, что увеличение совпадающей скорости комкоизмельчителя положительно сказывается на процессе комкоизмельчения. Установлено, что оптимальная совпадающая скорость комкоизмельчителя должна превышать 1,2 м/сек, угловая скорость ротора – быть больше 8 с⁻¹.

Для осуществления полевых испытаний из посевных территорий под картофель был отобран соответствующий участок, отвечающий требованиям, предъявляемым к полевым испытаниям. Во время полевых испытаний, при различных скоростях картофелеуборочного агрегата были определены следующие показатели, являющиеся окончательным результатом: после прохода агрегата по 1 м² поверхности масса комков диаметром более 15 мм и остающегося под землей картофеля, не превышает, соответственно, 2,7 кг и 0,074 кг.

Годовая экономическая производительность спроектированной и предложенной машины определена по сравнению с существующей базовой картофелеуборочной машиной КТН-26. Экономическая эффективность обеспечивается сокращением рабочего времени, расходуемого на поиск клубней под комьями почвы и на извлечение их оттуда, снижением степени потери урожая, увеличением рабочей скорости агрегата и сокращением дополнительных рабочих затрат. Годовая экономическая прибыль от применения роторного комкоизмельчителя составляет более 862 000 драмов.

**DESIGN AND JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS IN THE POTATO
HARVESTER WITH ROTARY CLOD-CRUSHER
SUMMARY**

The passive rotary clod-crushers-conveyors constituting the structure of potato harvesting machines don't provide sufficient efficiency, since during the movement of the aggregate the dynamic forces resulted from the clod crusher clinging into the soil are not sufficient for the complete crushing of the soil clods due to its rolling motion. The preliminary research conducted by our research group has disclosed that there are also other disadvantages in the mentioned clod-crushers: first, they fail to implement complete clod crushing and full transfer of the upper seedbed soil layer and clods into the inter-bed space, then, no thorough tubers separation and yield loss prevention is ever implemented. Thus, the mentioned problem requires in-depth theoretical and scientific-experimental study and relevant solutions.

In the result of kinematic, force and technological analyses conducted for the existing driving actuators, it has been found out that those working on the traction-driven principle, are the best variants.

In the result of the conducted studies and analyses four-ring planetary gearset with internal teeth and parasite satellites has been identified and selected in order to transmit rotary movement to the working rotors from the clod-crusher's wheel with ground engaging bars.

It has been found out that for the efficient crushing of soil clods and their throwing at a speed of about 9-10 m/s, the transmission number should be larger than 8; upon the preliminary calculations the relevant number has been estimated as 8.2.

The kinematic and dynamic analyses of the mechanism (gear) have resulted in some theoretical expressions, which enable to determine the resistance M_3 moment of the rotors and the needed balancing M_4 moment transmitted from the annular wheel to the traction wheel. The condition of rotation equality for the working rotors have been set up, according to which the angular acceleration of the traction wheel should be zero or have a value very close to zero. Per that condition the required masses of toothed wheels of the gear and the traction wheel are determined. Upon the conditions of uniform rotation of the propelling annular wheel and skidding ejection it has been determined and proved through the field experiments that in order to completely implement the technological procedure, minimum required number of the grouser bars on the wheel rim should be 10, the angle of the adjacent grousers should make no more than 36° and the sizes of grouser bars - 16×15 cm.

Three finger types have been designed for the recommended clod crusher: cylindrical with a flat facade, cylindrical with hemispheric facade and conical. Testing of different types of crushing fingers would promote identification of the best variant in case of which crushing of possibly large amount of soil clods will simultaneously lead to the minimum value of the traction resistance. For the mentioned three types of clod crushing fingers the resistance forces (P) and throwing speed (v_τ) of the soil clods have been determined. 1. In case of the clod crushing finger with a flat facade $P=24.34$ N, $v_\tau=9.76$ m/s. 2. For the cylindrical finger with hemispheric facade $P=15.03$ N, $v_\tau=9.73$ m/s. 3. For conical finger $P=8.91$ N, $v_\tau=9.63$ m/s. It is obvious that using the conical finger is rather feasible.

Laboratory and field trials have been conducted to check the reliability of theoretical research results and to adjust the working mode and parameters of the rotary clod-crusher.

Via laboratory research trials the optimal parameters of the recommended clod-crusher have been specified, particularly the velocities of its angular and forward movements. Besides, for the efficiency evaluation of the recommended clod-crusher the mass of clods larger than 15 mm per 1 m² land area has been chosen as an indicator. It has been proved that the increase of the clod-crusher's forward velocity exerts a positive effect on the clod crushing process. So, it has been confirmed that the optimal forward velocity of the clod-crusher should be more than 1.2 m/s and the rotor's angular velocity – more than 8 s⁻¹.

For field experiments appropriate experimental plot from the potato field has been selected, which complies with the requirements for such kind of trials. Throughout the field experiments the following indicators, viewed as final outcomes, in case of different velocities of the potato harvesting unit, have been determined: the clod mass with the size of more than 15 mm per 1 m² land area and the potato mass left underground after the aggregate (unit) pass have been determined, which don't exceed 2.7 kg and 0.074 kg respectively.

The annual economic efficiency of the recommended newly designed machine has been determined against that of recorded in the existing KTN-2B primary potato digger. Economic efficiency is ensured due to the reduction of labour time spent on the search and removal of the tubers from underneath of the soil clods, upon the reduction of the yield loss, as well as via the increase of aggregate's working speed and reduction of additional labor costs. In case of applying the mentioned rotary clod-crusher the annual economic profit makes about 862 000 AMD.