

**NAMANGAN MUHANDISLIK-QURILISH INSTITUTI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJA BERUVCHI
PhD. 03/30.12.2019.T.90.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

NAMANGAN MUHANDISLIK-QURILISH INSTITUTI

NABIJONOV O‘TKIRBEK ASILBEK O‘G‘LI

**TUPROQQA ISHLOV BERISH MASHINALARI ISHCHI ORGANLARIGA
MAJBURIY TEBRANISHLAR BERISH USULINI ISHLAB CHIQISH**

05.02.02 –Mexanizmlar va mashinalar nazariyasi. Mashinashunoslik va mashina detallari

**TEXNIKA FANLARI BO‘YICHA FALSAFA DOKTORI (PhD)
DISSERTATSIYASI AVTOREFERATI**

NAMANGAN – 2025

**Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi avtoreferati
mundarijasi**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD) по
техническим наукам**

**Contents of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD) on technical
sciences**

Nabijonov O'tkirbek Asilbek o'g'li

Тупроққа ишлов берish mashinalari ishchi organlariga majburiy tebranishlar
berish usulini ishlab chiqish..... 3

Набижонов Ўткирбек Асилбек угли

Разработка способа передачи вынужденных колебаний рабочим
органам почвообрабатывающих машин..... 21

Nabijanov Utkirbek Asilbek ogli

Development of a method of forced vibrations on the working organs
of soil processing machines 39

E'lon qilingan ishlar ro'uxati

Список опубликованных работ
List of published works 43

**NAMANGAN MUHANDISLIK-QURILISH INSTITUTI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJA BERUVCHI
PhD. 03/30.12.2019.T.90.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

NAMANGAN MUHANDISLIK-QURILISH INSTITUTI

NABIJONOV O‘TKIRBEK ASILBEK O‘G‘LI

**TUPROQQA ISHLOV BERISH MASHINALARI ISHCHI ORGANLARIGA
MAJBURIY TEBRANISHLAR BERISH USULINI ISHLAB CHIQISH**

05.02.02 –Mexanizmlar va mashinalar nazariyasi. Mashinashunoslik va mashina detallari

**TEXNIKA FANLARI BO‘YICHA FALSAFA DOKTORI (PhD)
DISSERTATSIYASI AVTOREFERATI**

NAMANGAN – 2025

Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2024.2.PhD/T4668 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Doktorlik dissertatsiyasi Namangan muhandislik-qurilish institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) Ilmiy kengash veb-sahifasi (www.namdtu.uz) va "ZiyoNet" Axborot ta'lim portalida (www.ziynet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar:

Umurzakov Akramjon Xakimovich
texnika fanlari doktori, dotsent

Rasmiy opponentlar:

Djurayev Anvarjon Djurayevich
texnika fanlari doktori, professor

Nematov Erkin Hamrayevich
texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD),
dotsent

Yetakchi tashkilot:

Andijon davlat texnika instituti

Dissertatsiya himoyasi Namangan muhandislik-qurilish instituti huzuridagi PhD.03/30.12.2019.T.90.01 raqamli Ilmiy kengashning 2025-yil "____" _____ soat ____ dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 160103, Namangan, Islom Karimov ko'chasi, 12-uy. Tel.: (+99869) 234-15-23, faks: (+99869) 234-15-23, e-mail: info@namdtu.uz).

Dissertatsiya bilan Namangan muhandislik-qurilish instituti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (_____ raqami bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 160103, Namangan, Islom Karimov ko'chasi, 12-uy. Tel.: (+99869) 234-15-23, faks: (+99869) 234-15-23, e-mail: info@namdtu.uz.).

Dissertatsiya avtoreferati 2025-yil "_____" _____ kuni tarqatildi.
(2025-yil "_____" _____ dagi № _____ raqamli reyestr bayonnomasi).

N.G.Bayboboyev

Ilmiy daraja beradigan ilmiy kengash
raisi, t.f.d., professor

V.M.Turdaliyev

Ilmiy daraja beradigan ilmiy kengash
ilmiy kotibi, t.f.d., professor

A.X.Umurzaqov

Ilmiy daraja beradigan ilmiy kengash
qoshidagi ilmiy seminar raisi, t.f.d., dotsent

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda mashinasozlik sohasini rivojlantirish, xususan, zamonaviy texnika va texnologiyalarni takomillashtirish, yangi konstruksiyalar yaratish hamda samarali texnik echimlarni asoslash, raqobatbardosh mahsulotlarni ishlab chiqarishni oshirish etakchi o‘rinlardan birini egallamoqda. Shu jihatdan, “Bugungi kunda dunyo bo‘yicha qishloq xo‘jaligi ekinlarni etishtirish uchun har yili 1,6 milliard gektar maydonga ekishdan oldin ishlov berilishi”¹ ni hisobga olsak, bu sohaga zamonaviy yondashish zarurligini ko‘rsatadi. Tuproqqa ishlov berish jarayonini modernizatsiyalash va uning samaradorligini oshirish maqsadida ishchi organlarga majburiy tebranish beradigan yangi avlod mexanizmlarni yaratish, ularni hisoblash usullarini ishlab chiqish hamda ishlab chiqarishga joriy etish muhim vazifalardan biri hisoblanadi. Shu sababli, bugungi kunda tuproqqa ishlov beruvchi mashinalarini takomillashtirishda energiya va resurstejamkor vibratsion ishchi organli mexanizmlardan foydalanishga katta e‘tibor qaratilmoqda.

Jahonda yerlarga ekin ekish oldidan sifatli ishlov berishning resurstejamkor texnologiyalari va ularni amalga oshiradigan mashina va qurilmalarning yangi avlod konstruksiyalarini yaratish, mavjudlarini esa ish sifatini oshirish va uning texnik yechimlarini takomillashtirishning ilmiy texnikaviy asoslarini ishlab chiqishga yo‘naltirilgan bir qator maqsadli ilmiy tadqiqot ishlari olib borishni taqazo etmoqda. Ushbu yo‘nalishda, yangi vibratsiyali chizel-kultivator konstruksiyasini ishlab chiqish, hisoblash usullarini rivojlantirish, texnologik ish jarayonini asoslash, uni tuproq bilan o‘zaro ta’sirlashish jarayonida resurstejamkorlikni ta’minlash dolzarb masalalardan hisoblanadi.

Respublikamiz qishloq xo‘jaligi ishlab chiqarishida mehnat va energiya sarfini kamaytirish, resurslarni tejash, qishloq xo‘jaligi ekinlarini ilg‘or texnologiyalar asosida yetishtirish va yuqori ish unumiga ega qishloq xo‘jalik mashinalarini ishlab chiqish yuzasidan keng qamrovli chora-tadbirlar amalga oshirilmoqda, jumladan yerlarni ekishga tayyorlashda kam energiya sarflagan holda belgilangan texnologik jarayonlarni ishonchli va sifatli bajarilishini ta’minlaydigan texnika vositalarini ishlab chiqishga alohida e‘tibor qaratilmoqda. O‘zbekiston Respublikasi qishloq xo‘jaligini rivojlantirishning 2020-2030 yillarga mo‘ljallangan strategiyasida, jumladan, “...qishloq xo‘jaligi va oziq-ovqat tarmog‘ini modernizatsiyalash, diversifikatsiya qilish va barqaror o‘shishini qo‘llab-quvvatlash uchun xususiy investitsiya kapitali oqimini ko‘paytirishni nazarda tutuvchi sohada davlat ishtirokini kamaytirish va investitsiyaviy jozibadorlikni oshirish mexanizmlarini joriy qilish, er va suv resurslaridan oqilona foydalanish, fermer xo‘jaliklarida mehnat unumdorligini oshirish, mahsulot sifatini yaxshilash”² vazifalari alohida belgilab berilgan. Ushbu vazifalarni amalga oshirishda dalalarga

¹ www.fao.org/docrep/018/i1688ri1688r03.pdf.

² O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019 yil 23 oktabrdagi PF-5853- son “O‘zbekiston Respublikasi qishloq xo‘jaligini rivojlantirishning 2020-2030 yillarga mo‘ljallangan strategiyasini tasdiqlash to‘g‘risida” gi Farmoni.

urug' ekishdan oldin tuproqqa sifatli ishlov beradigan mashinalarni texnik va texnologik jihatdan takomillashtirish hisobiga qishloq xo'jaligi ekinlaridan yuqori hosil olish va ularning tannarxini pasaytirish muhim o'rin tutadi.

Mazkur dissertatsiya ishi 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son "2022-2026 yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida"gi Farmonlari, 2019 yil 31 iyuldagi PQ-4410-son "Qishloq xo'jaligi mashinasozligini jadal rivojlantirish, agrar sektorni qishloq xo'jaligi texnikalari bilan ta'minlashni davlat tomonidan qo'llab-quvvatlashga oid chora-tadbirlar to'g'risida"gi Qarori hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot ishi Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining II. "Energetika, energiya va resurstejamkorlik" ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Mexanizmlarni loyihalash, hisoblash, analiz va sintez qilish masalalari ilmiy jihatdan xorijiy va mahalliy olimlar tomonidan turli yo'nalishlarda o'rganilgan. Jumladan, xorijiy olimlardan Jon Kreyg, Mark Uilyam, Vang Vey, L.V.Assur, P.L.Chebishev, P.O.Somov, A.A.Malishev, I.I.Artobolevskiy kabi olimlar, shuningdek, yurtimiz olimlari H.H.Usmonxo'jayev, A.D.Djurayev, G'.Sh.Zokirov, K.A.Karimov, Sh.P.Alimuxamedov, J.Muxamedov, A.X.Umurzaqov, Sh.Sh.Kenjaboyevlar shug'ullanishgan.

Xorijda va Respublikada tuproqqa ishlov beruvchi mashinalarga, xususan ishchi organlarga tebranish berish bo'yicha ham ilmiy izlanishlar olib borilgan. Jumladan, xorijda H.P.Harrison, J.G.Hendrick, A.A.Dubrovskiy, I.I.Burmin, I.I.Bixovskiy, A.M.Nagayka, N.S.Drozdov, S.E.Kutubidze, R.M.Zonnenberg, G.E.Svirskiy, A.A.Povar, P.I.Butanovichyus kabi olimlar tomonidan, yurtimizda esa, A.X.Umurzaqov, A.A.Nasritdinov va boshqa olimlar tomonidan ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilgan.

Ushbu tadqiqotlar natijasida yaratilgan mashina va mexanizmlar ishlab chiqarishning turli sohalarida qo'llanilgan va muayyan ijobiy natijalarga erishilgan. Biroq, Respublikamizda tuproqqa ishlov berish mashinalarining ishchi organlariga majburiy tebranish beruvchi mexanizmning konstruksiyalari hamda ularni hisoblash usulini ishlab chiqish bo'yicha tadqiqotlar yetarlicha o'tkazilmagan.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan oliy ta'lim muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari bilan bog'liqligi.

Dissertatsiya tadqiqoti Namangan viloyati hududiy innovatsiya faoliyati va texnologiyalar transferi markazida 2022-2024 yillarda amalga oshirilgan "AL-5121081266"-sonli "Tuproqqa ishlov beruvchi qishloq xo'jaligi texnikalarining vibratsion mexanika prinsiplariga asoslangan yangi avlod konstruksiyalarini ishlab chiqish" mavzusidagi amaliy loyiha doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi tuproqqa vibratsion ishlov beruvchi mexanizm konstruksiyasini va uning ishchi organlariga majburiy tebranish berish usulini ishlab chiqishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

mavzuga oid adabiyotlar sharhi va patent izlanishlarini olib borish;
vibratsion chizel-kultivatorning yangi konstruktsiyasini ishlab chiqish;
vibratsion mashinaning ishchi organlarini strukturaviy tahlil qilish;
majburiy tebranish hosil qiluvchi mexanizmning kinematik tahlil qilish orqali uning harakat qonunlarini ifodalovchi grafiklarni qurish va vibratorda yuzaga keladigan markazdan qochma kuchni aniqlash imkonini beradigan analitik ifodani olish;

chiqish zvenosi harakatining hisob sxemasi va modelini ishlab chiqish;

dinamik tahlillar yordamida tuproqqa ishlov beruvchi mashinaning dinamik va matematik modellarini tuzish hamda harakat qonuniyatlarini aniqlash;

vibratsion chizel-kultivatorning ishga layoqatliligini va uning asosiy parametrlari orasidagi bog'lanishlarni aniqlash uchun eksperimental tadqiqotlar o'tkazish.

Tadqiqotning ob'ekti sifatida tuproqqa erta bahorda va takroriy ekin ekish oldidan ishlov beradigan chizel-kultivator va uning ishchi organiga majburiy tebranish beruvchi mexanizm olingan.

Tadqiqotning predmeti chizel-kultivator ishchi organlariga majburiy tebranish beruvchi mexanizmning strukturasi, kinematik, dinamik va uning (matematik) modellari, mexanizmning parametrlari, ishlash tamoyillari va ko'rsatkichlari hamda ularning harakat qonunlari va parametrlarining maqbul qiymatlaridan iborat.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot o'tkazish jarayonida umumiy tadqiqot usullaridan, jumladan, nazariy tadqiqotlarda ishlab chiqilgan tebranma ishchi organli kultivatorning geometrik, kinematik va dinamik parametrlarini aniqlashda nazariy mexanika, mexanizmlar nazariyasi va mashina detallarining analitik usullaridan, dinamik masalarni yechishda matematik modellashtirish usullaridan, tajriba-sinovlarini o'tkazishda mashinalarni sinash va tenzometriya usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

ustunlarini o'zaro bog'lovchi balka markaziga o'rnatilgan yo'nalishli inertsiya vibrator bilan jihozlangan va o'z navbatida rezonans effektidan foydalanish imkonini beradigan vibratsion chizel-kultivatorning konstruktsiyasi ishlab chiqilgan;

tuproqqa vibratsion ishlov beruvchi chizel-kultivator tebranuvchi mexanik tizim sifatida qaralib, uni strukturaviy va kinematik tadqiq qilish orqali ortiqcha bog'lanishlarni, geometrik va kinematik parametrlarni aniqlash imkonini beradigan matematik ifodalar ishlab chiqilgan;

tebranuvchi rama harakatini ikki yelkali richag ko'rinishidagi mexanik tizimga keltirilib, uning dinamik modeli chiziqli differentsial tenglamalar olishga imkon bergan va ular asosida vibratsion qurilmaning asosiy parametrlari (prujina bikirligi, tebranish amplitudasi, chastotasi, energiya sarfi) orasidagi funktsiyali bog'lanishlar aniqlangan;

vibratsion ishchi organ bilan tuproqqa ishlov berishda energiya sarfini minimal darajaga tushirish maqsadida tebranishlarda paydo bo'ladigan rezonans

effektidan foydalanish usuli tuproqning turli xil fizik-mexanik xossalarini e'tiborga olgan holda ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

majburiy tebranishlar berish orqali ishchi organlarning tuproqqa ta'sirini ortishi natijasida, tuproqni maydalanish jarayonini yaxshilaydigan va tuproqning strukturasi samaraliroq o'zgartiradigan yangi konstruktsiya ishlab chiqilgan va parametrlarini hisoblashni ilmiy asoslari takomillashtirilgan;

majburiy tebranishlar yordamida tuproqqa ishlov beradigan agregat ishlab chiqilganligi natijasida agregatga yuklanadigan kuch va energiya sarfini kamaytirishga hamda kichik mexanik quvvat bilan ish unimining ortishiga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Tadqiqot natijalarining ishonchliligi izlanishlarning zamonaviy uslub va vositalardan foydalangan holda o'tkazilganligi, vibratsion kultivatorning parametrlarini nazariy jihatdan asoslashda nazariy mexanika va oliy matematika qoidalari asosida bajarilganligi, tajribali tadqiqotlar tenzometrik usullardan foydalanib o'tkazilganligi, vibratsiyali chizel-kultivator sinovlarining ijobiy natijalari va amaliyotda joriy etilganligi bilan asoslanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati tuproqqa ekin ekish oldidan ishlov beradigan tebranma ishchi organli kultivatorning konstruktsiyalari va ularni parametrlarini hisoblash usullari ishlab chiqilganligi, shuningdek, tadqiqot natijalari nazariy hamda tajribaviy izlanishlarga asoslanganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqotlar natijasining amaliy ahamiyati tebranma ishchi organning tuproqni yuza qismlariga oson kirishi, uni yumshatishda tuproqning titilishini yaxshilash va zichligini kamaytirish hamda an'anaviy kultivatorlarga nisbatan tuproq bilan o'zaro ta'sirlashuvni samarali kechishi, bu esa energiyani tejalishiga ya'ni yoqilg'i sarfi pasayishi va ishlash resursining ortishini ta'minlanganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Tuproqqa ishlov berish mashinalari ishchi organlariga majburiy tebranishlar berish usulini ishlab chiqish bo'yicha olingan ilmiy natijalar asosida:

tuproqqa ishlov berish mashinalari ishchi organlariga majburiy tebranish beruvchi chizel-kultivatorga Adliya vazirligi huzuridagi "Intellectual mulk markazi" dan foydali model uchun patent olingan ("Vibratsiyali chizel-kultivator", FAP 2536 - 15.07.2024 y.). Natijada, og'ir mexanik tarkibli tuproqlarga ishlov beradigan chizel-kultivator agregatining konstruksiyani ishlab chiqish imkoniyati yaratilgan;

ishlab chiqilgan og'ir mexanik tarkibli tuproqlarga ishlov beradigan chizel-kultivator Namangan viloyat Chust tumani "Xabibullo Abdullayev" fermer xo'jaligida joriy etilgan (O'zbekiston Respublikasi Qishloq xo'jaligi vazirligi Qishloq xo'jaligida bilim va innovatsiyalar milliy markazining 2024-yil 23-oktabrdagi 05/04-04-529-son ma'lumotnomasi). Natijada, tortishga qarshilik kuchini kamayishi, ish sifatini ortishi, yonilg'i sarfini kamayishi hisobiga qishloq xo'jaligi ekin maydonlarini tayyorlash uchun sarflanadigan xarajatlarni 9-10% gacha kamayishiga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Dissertatsiyaning tadqiqot natijalari 6 ta, jumladan, 4 ta xalqaro va 2 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokama qilingan.

Tadqiqot natijalarining e'lon qilinganligi. Dissertatsiya materiallari yuzasidan 11 ta ilmiy ish chop etilgan, shulardan, O'zbekiston Respublikasi Oliy Attestatsiya komissiyasining dissertatsiyalar asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 4 ta maqola, jumladan, 2 tasi respublika va 2 tasi xorijiy jurnallarda nashr etilgan hamda O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk Markazining 1 ta foydali model uchun patenti olingan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to'rtta bob, umumiy xulosalar, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 115 betni tashkil qiladi.

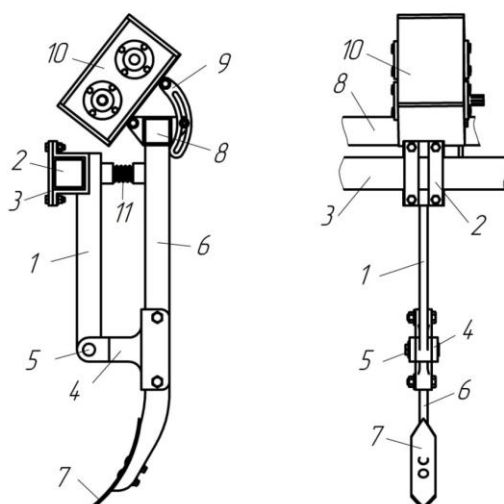
DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Dissertatsiyaning kirish qismida dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati asoslangan, tadqiqot maqsadi va vazifalari shakllantirilgan, tadqiqot ob'yekti va predmeti tavsiflangan, tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mos kelishi ko'rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan, olingan natijalar ishonchliligi asoslangan, olingan natijalarni nazariy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot natijalarini amaliyotga joriy etilishi, chop etilgan ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiya ishining **“Mavzu bo'yicha ilmiy-texnik adabiyotlar va patent materiallar tahlili”** deb nomlangan birinchi bobida tuproqqa ishlov berish mashinalari ishchi organlariga majburiy tebranishlar berish usulini ishlab chiqishni takomillashtirish ustida olib borilgan tadqiqotlarning zamonaviy holati bo'yicha yurtimiz, xorijiy adabiyotlar, internet ma'lumotlari hamda respublika qishloq xo'jaligi mashinalarining rivojlanish tendensiyasi o'rganilgan. Tuproq yuzasiga ishlov berish texnologiyalari, tuproqqa vibratsiyali ishlov berish agregatlari va vibroqo'zg'atuvchilarning konstruktsiyalarining tahlili ko'rib chiqilgan. Tuproqqa mexanik ishlov berish jarayonida tortishga qarshilikni kamaytirish, ishlov berayotgan tuproqning sifatini oshirish uchun, tuproqqa yuzasiga ishlov beruvchi mashinalarning ishchi organlarni takomillashtirish, hamda nazariy va amaliy asoslarini ishlab chiqish kerakligi aniqlangan. Tuproqqa ishlov beruvchi mavjud agregatlarning afzallik va kamchilik taraflari aniqlangan. Tahlil davomida tuproqqa ishlov berish mashinalarini yangi sxemalarini ishlab chiqish yo'llari aniqlangan.

Dissertatsiya ishining **“Majburiy tebranish hosil qiluvchi mexanizmning konstruktiv sxemasini ishlab chiqish va uning kinematik tahlili”** deb nomlangan ikkinchi bobida vibratsion chizel-kultivatorining konstruktiv sxemasi ishlab chiqilgan. Tuproq yuzasiga ishlov beruvchi vibratsion mexanizmning strukturasi va majburiy tebranish hosil qiluvchi inertsiya vibratorning kinematikasi tahlil qilingan. Vibratsion mexanizmning tezligi va tezlanishini analitik usulda aniqlash uchun ifodalar aniqlandi. Tebranuvchi ramaning inertsiya momentini nazariy tadqiq etish bo'yicha o'tkazilgan nazariy tadqiqotlar natijalari olingan.

Patentlar va adabiyotlar bo'yicha o'tkazilgan tahlillar va xulosalar asosida vibratsion chizel-kultivatorning yangi konstruktiv sxemasi ishlab chiqildi (1-rasm). Ushbu konstruksiyaning yangiligi O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk markazi tomonidan e'tirof etildi va unga patent olindi.



- 1- qo'zg'almas ustun; 2- qo'zg'almas rama; 3- ustun qulfi;
 4- mahkamlagich; 5- barmoqli sharnir; 6- yumshatuvchi ustun;
 7- kesuvchi ishchi organ; 8- qo'zg'aluvchan rama;
 9- tebranish yo'nalishini rostlagich;
 10- yo'nalishli inersion vibrator va 11- prujina

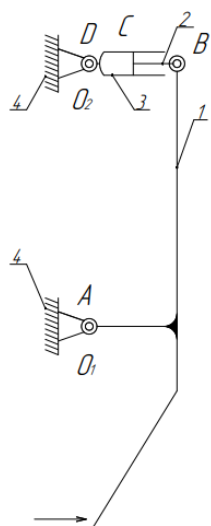
1-rasm. Vibratsion chizel-kultivatorning konstruktiv sxemasi

Vibratsion chizel-kultivator konstruksiyasi quyidagicha ishlaydi: Qurilma ishga tushirilganda kesuvchi ishchi organ 7 ga tuproqdan tushayotgan qarshilik kuchini bir qismi qo'zg'almas ustun 1 ga barmoqli sharnir 5 bilan bog'langan ustun 6 ni ma'lum burchakka burib prujina 11 ni siqib boradi. Tuproqning uvalanishi uchun kerak bo'ladigan kuch prujina 11 da to'planganda kesuvchi ishchi organ 7 tuproqni uvalaydi va shu jarayon davomida qurilmaning xususiy tebranishi sodir bo'ladi. Qo'zg'aluvchi rama 8 yuqorisiga o'rnatilgan vibrator 10 qurilmaning xususiy tebranishiga mos ravishda ustun 6 ni titratadi.

Vibratsion kultivator tuproq yuzasiga ishlov beruvchi mashinaning ishchi organlarini tuproqqa ishlov berish samaradorligini oshirish uchun ishlab chiqilgan bo'lib, bundagi vibratsion harakatlanuvchi ishchi organlar tuproqning yuqori qatlamlarga ishlov beradi hamda analoglarga nisbatan kam energiya sarflaydi.

Mexanizm zvenolarining almashtirish zarurati ko'pincha mexanizmlarning murakkab harakatlarini osonlashtirish yoki belgilangan funktsiyani bajarish uchun oddiyroq tuzilishga ega mexanizmlar yaratish maqsadida amalga oshiriladi. Ushbu jarayon "almashtirilgan mexanizm" deb ataladi.

Ushbu mexanizmni strukturaviy tekshirishda almashtirilgan zvenolardan foydalanildi. Qo'zg'almas rama hamda qo'zg'aluvchi ramani bir-biriga siqiluvchi prujina yordamida bog'langan. Bu prujina o'rniga porshenli shtok va silindr zvenolari o'rnatildi (2-rasm).



1- koromislo, 2- shtok, 3- silindr, 4- stoyka

2-rasm. Almashtirilgan mexanizmning strukturaviy sxemasi

Zvenolarni bunday almashtirilishi biz uchun muhim bo'lgan tebranuvchi ramani va u bilan qo'zg'almas biriktirilgan ishchi organlarni harakat qonuniyatlariga, mexanizmning erkinlik darajasiga ta'sir etmaydi. Bunday almashtirishlardan asosiy maqsad mexanizmdagi ortiqcha bog'lanishlarni aniqlash va ularni mumkin qadar kamaytirishdan iboratdir.

Tuproq yuzasiga ishlov beruvchi vibratsion mexanizmning erkinlik darajasini aniqlash uchun P.L.Chebishev formulasidan foydalanamiz:

$$w = 3n - (2P_5 + P_4 - q_T), \quad (1)$$

bunda n -qo'zg'aluvchi zvenolarlar soni; P_5 - beshinchi sinf (quyi) kinematik juftlar soni; P_4 -to'rtinchi sinf (oliy) kinematik juftlar soni; q_T -tekis mexanizmdagi ortiqcha bog'lanishlar soni.

P.L.Chebishev formulasining asosiy vazifasi mexanizmdagi bog'lanishlar va elementlar orasida uning qanday harakatlanishini aniqlashdir. Shu bilan birga, bu formuladan turli xildagi mexanizmning erkinlik darajasini hisoblashda foydalaniladi.

Yuqoridagi (1) formuladan ortiqcha bog'lanishlarni aniqlasak bo'ladi. Buning uchun mexanizmning erkinlik darajasi ma'lum bo'lishi kerak. Qo'zg'aluvchan rama harakatini ramaning sharnir atrofida burilishini ko'rsatadigan φ burchak to'liq aniqlaydi. Demak, tebranuvchi ramaning erkinlik darajasi birga teng bo'ladi, ya'ni $w = 1$.

Agar ortiqcha bog'lanishlar bo'lmasa, ya'ni $q = 0$ bo'lsa mexanizm zvenolari yig'ilganda deformatsiyalanmaydi, ya'ni L.I.Reshetov tili bilan aytganda o'zi o'rnashadi. Bunday mexanizmlarni o'zi o'rnashuvchi mexanizmlar deyiladi. Agarda ortiqcha bog'lanishlar mavjud bo'lsa ($q > 0$), u holda mexanizmni yig'ishda va harakatlanishida zvenolar deformatsiyalanadi. Mexanizmdagi ortiqcha bog'lanishlarni, ya'ni q ni bartaraf etish, mexanizmni qo'zg'aluvchanligini o'zgartirmaydi. Faqat mexanizm statik noaniq sistemadan statik aniq sistemaga aylanadi.

Vibratsion chizel-kultivator ishchi organlarini kinematikasini tekshirish ham muhim ahamiyatga ega. Tebranuvchi ishchi organning asosiy kinematik parametrlariga quyidagilarni kiritamiz: tebranuvchi ishchi organning xarakterli nuqtasi, bu uning tuproq bilan bevosita kontaktida bo‘ladigan va tuproqni yoradigan uch qismidir (4-rasm, C nuqta), ya’ni aynan shu nuqtaning ko‘chishi chizig‘iy tezligiga v va tezlanishi a tebranish amplitudasi \mathcal{A} va chastotasi ω .

Qo‘zg‘aluvchi rama va unga mahkam o‘rnatilgan ishchi organlar paralel vertikal tekisliklar bo‘yicha, O sharnir atrofida aylanma-tebranma harakat qiladi. Uni O nuqta atrofida aylanadigan va uzunliklari l_1 va l_2 bo‘lgan ikki yelkali richak sifatida qarashimiz mumkin. $\overline{BC} = l_1$ va $\overline{BA} = l_2$ lar bir-biriga teng emas. Bizning konstruksiyamizda l_2 yelka l_1 dan ikki barobar uzun, ya’ni $l_1 = 340$ mm, $l_2 = 680$ mm.

Vibrator o‘rnatilgan A nuqtasining qo‘zg‘almas deb qabul qilingan ramaga nisbatan tebranma harakati x o‘qi bo‘yicha bo‘lib o‘tadi deb qabul qilishimiz mumkin. Chunki A nuqta $10 \div 20$ mm li amplituda bilan tebranganda ishchi organ ustuni $1^\circ \div 2^\circ$ ga buriladi xolos. Bunda A nuqta xarakatlanadigan yoyning va uning gorizantal x o‘qidagi proektsiyasi orasidagi farq 2% dan katta emas. Shuning uchun richagning A nuqtasi ham, C nuqtasi ham x o‘qi bo‘ylab tebranadi deb olishimiz qurilmaning kinematik tahlilni ancha osonlashtiradi.

Tebranayotgan zvenodagi A nuqtaning vibratsion harakat tenglamasi umumiy holda quyidagicha yoziladi:

$$x(t) = \mathcal{A}_A \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (3)$$

bunda $x(t)$ -harakatning ko‘chishi, ya’ni vaqtga qarab tanlangan boshlang‘ich nuqtadan qanchalik uzoqlashayotganini ko‘rsatadi; \mathcal{A}_A -tebranishning amplitudasi, ya’ni maksimal ko‘chish qiymati. Bu qiymat tebranish mexanizmining qanchalik katta harakatlanayotganini ko‘rsatadi; ω -burchak tezlik, harakatning tezligini ifodalaydi va rad/sekundda o‘lchanadi. Bu parametr chastota bilan bog‘liq bo‘lib, tebranishning tezroq yoki sekinroq harakatini aniqlaydi; t -vaqt; φ_0 -boshlang‘ich faza, tebranishning boshlang‘ich holatini ifodalaydi. Agar tebranish $t = 0$ da boshlansa, φ_0 fazani belgilaydi.

Bizni qiziqtiradigan asosiy masala bu ishchi organning (C nuqtaning) kinematikasidir. Ishchi organ qo‘zg‘almas ramaga nisbatan aylanma-tebranma harakatidan tashqari u traktor bilan birgalikda ma’lum \mathcal{V}_t tezlikda x o‘qi bo‘ylab harakatlanadi. Demak C nuqtamiz ham tebranma, ham ilgarilanma harakat qiladi.

Uning harakatini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$x(t) = \mathcal{V}_t t + \psi \mathcal{A}_A \sin(\omega t + \varphi_0 + \pi), \quad (4)$$

bunda \mathcal{V}_t - traktor tezligi; ψ -yelkalar nisbati koeffitsiyenti.

Ishchi organning (C nuqtaning) tezligini topish uchun (4) ifodadan vaqt bo‘yicha bir marta hosila olib aniqlaymiz:

$$v_c = \mathcal{V}_t + \psi \cdot \omega \mathcal{A}_A \cos(\omega t + \varphi_0 + \pi). \quad (5)$$

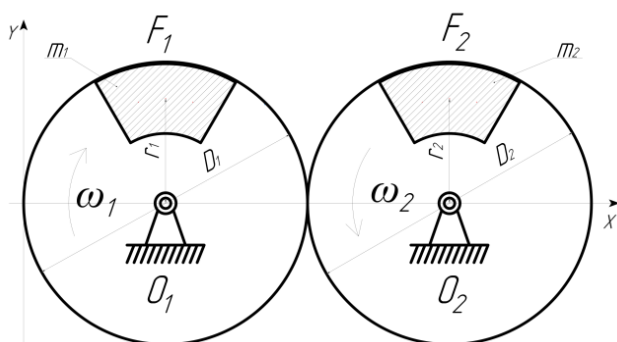
C nuqtaning tezlanishini (4) ifodadan hosila olib topamiz:

$$a_c = -\psi \cdot \omega^2 \mathcal{A}_A \sin(\omega t + \varphi_0 + \pi), \quad (6)$$

bunda a_c -vaqtga bog'liq holda tebranish tezlanishi.

Biz taklif etgan inertsiyon vibratorning asosiy tuzilishi quyidagicha: rotor (inertsiyon vibratorning asosiy qismi), rama (statik yoki harakat qilmaydigan qismi) va debalns massasi (markazdan siljirilgan yuk) dan iborat (5-rasm).

Yo'naltirilgan vibratsion kuchni olish uchun odatda ikki (qo'sh) rotorli vibratorlar ishlatiladi. Rotorlar bir-biriga qarama-qarshi aylanadi. Debalanslar esa bir-biriga mutonosib o'rnatiladi.



$m_1 m_2$ -rotorlardagi debalns massasi; $r_1 r_2$ -debalns masofasi; $\omega_1 \omega_2$ -tishli g'ildiraklarni burchak tezligi; $D_1 D_2$ -tishli g'ildiraklarni diametri; $F_1 F_2$ -markazdan qochma kuchlar

5-rasm. Inertsiyon vibratorning kinematik sxemasi

Inertsiyon vibratorda markazdan qochma kuch yuzaga keladi. Markazdan qochma kuch bu-vibratorda tebranish hosil qilishda muhim o'rin tutadi.

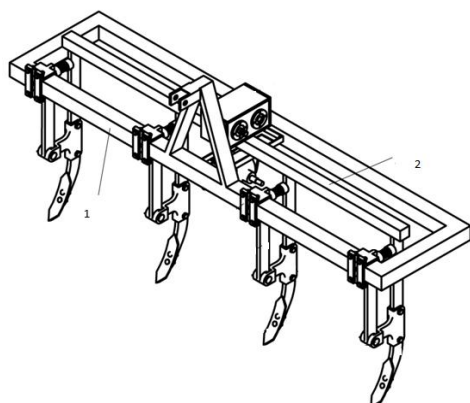
Ushbu markazdan qochma kuchni aniqlash uchun umumiy bo'lgan formulani yozamiz:

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (7)$$

bunda F -markazdan qochma kuch, N; m -debalns massasi, kg; r -debalns markazigacha bo'lgan masofa, m; ω -tishli g'ildirakni burchak tezligi, rad/s.

Dissertatsiya ishining “**Vibratsion mexanik tizim harakatining nazariy tadqiqi (dinamik tahlili)**” deb nomlangan uchinchi bobida chiqish zvenosi harakatining hisob sxemasi va dinamik modeli ishlab chiqilgan, ishlash jarayonida konstruksiyasining harakterli zvenolari va nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlar aniqlangan, tebranuvchi ramaning qovushqoq qarshilikdagi erkin tebranishlari uchun qovushqoq demfirlovchi elementlar hisobga olgan holda differentsial harakat tenglamalari tuzilgan, mexanik tizimning majburiy tebranishlari, rezonans effektidan foydalanishga oid nazariy tadqiqot natijalari bayon etilgan.

Konstruktsiyaning o'ziga xos tomoni shundaki, u ikkita ramadan iborat bo'lib, birinchi rama traktorga ulanadi. Ikkinchisi esa birinchi ramaga sharnirli bog'langan. Bu esa ularni o'zaro bir-biriga nisbatan qo'zg'aluvchanligini ta'minlaydi (6-rasm).



1- qo'zg'almas rama;
2- qo'zg'aluvchi rama

6-rasm. Vibratsion kultivatorning konstruktiv sxemasi

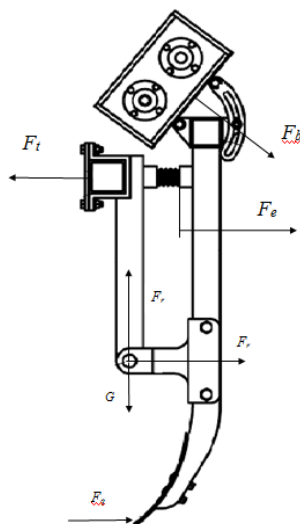
Ishchi organlar va vibroqo'zg'atgich ikkinchi ramaga qo'zg'almas bikir ravishda o'rnatilgan. Ishlash jarayonida birinchi rama traktorga nisbatan qo'zg'almaydi, ikkinchi rama esa ularga nisbatan qo'zg'aluvchan bo'lib tebranma harakat qiladi degan shartni qabul qilish mumkin.

Dastlab, ishlash jarayonida konstruktsiyaning harakterli zvenolari va nuqtalariga ta'sir etadigan kuchlarni aniqlab olamiz: agregatga traktor tomonidan ta'sir etadigan F_t -tortish kuchi, ya'ni harakatlantiruvchi kuch; vibroqo'zg'atkich tomonidan ikkinchi ramani tebratadigan F_b -davriy qo'zg'atuvchi kuch (vibratsion kuch), bu kuch ishchi organ stoykasiga nisbatan perpendikulyar yo'naladi; ikkita ramani bog'lab turuvchi prujining deformatsiyalanishi natijasida hosil bo'ladigan elastiklik F_e kuchi, ya'ni tiklovchi kuch; ishchi organga ta'sir etuvchi va unga perpendikulyar yo'nalgan F_q qarshilik kuchi, bu kuch bir necha kuchlarning yig'indisidan iborat; G -kultivatorning og'irlik kuchi va bog'lanishlardagi ichki F_r kuchlar, ya'ni dinamik yuklanishlar oqibatida paydo bo'ladigan reaksiya kuchlari.

Kultivatorning og'irlik kuchi, ikkita rama, vibrator va ishchi organlar massasiga bog'liq.

Agregatimiz ishlagan paytda dinamik yuklanishlar va zarblar tufayli ikki ramani bog'lab turuvchi sharnirlarda F_r reaksiya kuchlar yuzaga keladi. Bu reaksiya kuchlari sharnirli bog'lanishlarni ishonchli ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Shuning uchun reaksiya kuchlar miqdorini mumkin qadar kamaytirish kerak bo'ladi. Ushbu masalani yechimi ham ijobiy hal etilgan bo'lib keyingi paragrlarda keltirilgan.

Dastlab, kultivatorning konstruktiv sxemasiga, unga ta'sir etayotgan faol kuchlarni o'z yo'nalishi bo'yicha qo'yamiz (7-rasm).

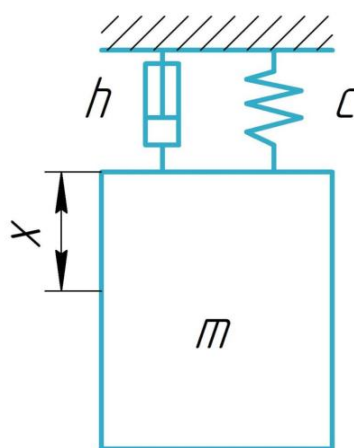


7-rasm. Kultivatorga ta'sir etayotgan kuchlar

Vibratsion kultivatorning konstruktiv sxemasidan ko'rinadiki, ishchi organlar va vibrator o'rnatilgan ikkinchi rama birinchi rama bilan sharnirlar va prujinalar orqali bog'langanligi tufayli ular o'zaro tebrana oladi, ya'ni tebranuvchi mexanik tizim hosil qiladi.

Demak, birinchi ramani qo'zg'almas deb faraz qilsak, ikkinchi rama unga nisbatan aylanma-tebranma harakat qiladi. Barcha ishchi organlar paralel tekisliklarda tebranadi. Tizimning xususiy tebranishlar chastotasi ikkinchi ramaning sharnirga nisbatan inertsiya momenti va prujinalarning bikirlik koeffitsientlariga bog'liq bo'ladi. Ishchi organlarning tuproqdagi tebranma harakatini tadqiq etish uchun dastlab vibrator ishga tushirilmagandagi erkin tebranishlarini o'rganib chiqamiz.

Tebranuvchi mexanik tizimning klassik modelidan foydalangan holda kultivatorning ikkinchi ramasiga tuproq ta'sir etadigan holatdagi erkin tebranishlarini o'rganib chiqamiz (8-rasm). Dempfirdagi suyuqlikning tezlikka proporsional bo'lgan qarshilik kuchi, tuproqning qarshilik kuchini ifodalaydi. Jamlangan massa tebranuvchi ramaning inertsiya momentiga ekvivalent. Prujina esa ikki ramani bog'lab turuvchi prujinalarga mos keladi.



8-rasm. Kultivatorni ikkinchi ramasining qovushqoq qarshilikdagi erkin tebranishlari modeli

Modeldagi jamlangan massa harakatining differentsial tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$m\ddot{x} = -cx - h\dot{x}, \quad (8)$$

bunda h -qovushqoq dempirlash doimiysi bo'lib, tezlik birligiga to'g'ri kelgan kuchdir. Uning oldidagi minus ishora dempirlash kuchi doimo tezlikka qarama-qarshi yo'nalganligini bildiradi; m -jamlangan massa; c -prujinani bikirlik koeffitsiyenti.

(8)- tenglamani chap va o'ng tomonini m ga bo'lib, va

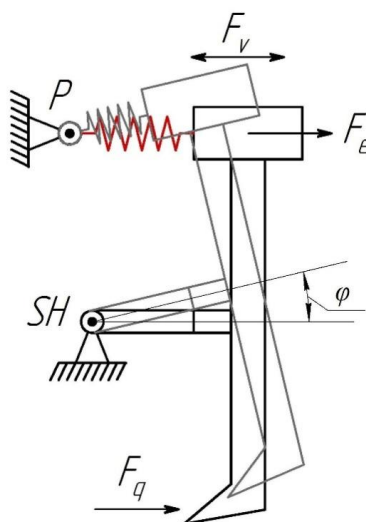
$$p^2 = \frac{c}{m}; 2n = \frac{h}{m}, \quad (9)$$

belgilashlar kiritib, qovushqoq qarshik bo'lgandagi ikkinchi ramaning erkin tebranishlar tenglamasini olamiz:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = 0. \quad (10)$$

Ushbu tenglama ikkinchi tartibli o'zgarmas koeffitsiyentli chiziqli differentsial tenglamadir. Uning umumiy yechimi ko'plab adabiyotlarda keltirib chiqarilgan.

Mexanik tizimning majburiy tebranishlari. Ushbu masala bo'yicha nazariy tadqiqotlarga kirishishdan oldin vibratsion kultivatorimizga ya'na bir bor murojat qilamiz (9-rasm). Vibrator o'rnatilgan ikkinchi rama Sh nuqtada birinchi ramaga sharnirli biriktirilgan, P nuqtada esa prujina vositasida bog'langan va tebranuvchi mexanik tizim hosil qilgan. Ya'ni ishchi organlar qo'zg'almas qilib o'rnatilgan ikkinchi ramani Sh sharnir atrofida qandaydir φ burchakka bursak, P nuqtadagi prujina cho'zilishi yoki siqilishi tufayli prujinada ramani itaruvchi φ burchakka proporsional bo'lgan elastiklik kuchi paydo bo'ladi. Ikkinchi ramani φ burchakka burib so'ng qo'yib yuborsak, u Sh sharnir atrofida xususiy P chastota bilan garmonik tebranadi. Tebranma harakat amplitudasi burilish burchagi φ ga, chastotasi esa prujinaning bikirligiga va ramaning inertsiya momentiga bog'liqdir.

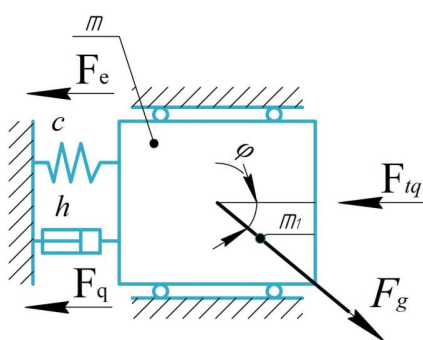


9-rasm. Vibratsion kultivator sxemasi

Agar qo'zg'aluvchi ikkinchi ramaga davriy garmonik kuch ta'sir etsa va uning ω chastotasi ramaning xususiy tebranishlar chastotasiga mos keltirilsa (tenglashtirilsa) ramaning tebranishlar amplitudasi cheksiz ortib ketadi. Ya'ni rezonans hodisasi sodir bo'ladi. Biroq tuproqning tebranishga ko'rsatadigan qarshilik kuchi hisobiga amplituda chekli qiymatga ega bo'ladi. Tuproqda ishchi organlarni tebranish jarayoni qanday kechishi, tebranma harakat karakteristikalariga qanday omillar ta'sir etishi, belgilashi kabi masalalarni quyidagi nazariy tadqiqotlarimiz orqali o'rganib chiqamiz va baho beramiz. Buning uchun kultivatoridagi tebranuvchi tizimni dinamik modelini quramiz bunda bir qator farazlar va o'zgartirishlar qabul qilamiz. Ishchi organlarimiz uncha katta bo'lmagan burchak amplitudasida tebranganligi uchun ikkinchi ramani, vibratorni va stoykalarini jamlangan m massa deb, u gorizontaal yo'nalishda harakatlanadi, u massaga barcha qarshilik kuchlarini umumlashtirgan qovushqoq qarshilik kuchi va prujinaning elastiklik kuchi ta'sir etadi deb qabul qilamiz (10-rasm). Bunday qabul qilishlar modelni chiziqli bo'lishini ta'minlaydi. Natijada tebranma harakatni chiziqli differentsial tenglama bilan yozish mumkin bo'ladi.

Kultivatorning ramasi va ishchi organ stoykalarining deformatsiyalanishi prujinaning deformatsiyalanishiga nisbatan juda kichik bo'lganligi uchun ularni deformatsiyalanmaydi deb hisoblaymiz. Shunda, tadqiqot uchun qabul qilgan

modelimiz va tenglamamiz ishchi organlarni tuproq ichidagi tebranishlarini biz uchun yetarli bo‘lgan darajada ifodalab beradi.



10-rasm. Kultivatordagi tebranuvchi ramaning dinamik modeli

Tebranuvchi tizim harakatni ifodalaydigan differentsial tenglamani Lagrangning II-tur tenglamasidan foydalanib yozishimiz mumkin. Dinamik modelimizning yana bir qulayligi shundaki, unga asosan to‘g‘ridan-to‘g‘ri Nyutonning ikkinchi qonuniga muvofiq harakatning differentsial tenglamasini yoza olamiz. Bunda texnologik qarshilik qovushqoq qarshilik tarkibida deb hisoblaymiz.

$$m\ddot{x} = -cx - h\dot{x} + F_g \cos \omega t, \quad (11)$$

bunda $F_g = m_1 r \omega^2$ -vibrator hosil qilgan markazdan qochma kuch; m_1 -debalans massasi; r -rotor markazidan debalans markazigacha bo‘lgan masofa; ω -vibrator rotorining burchak tezligi; m -ikkinchi ramaning sharnir o‘qiga nisbatan inertsiya momentiga ekvivalent bo‘lgan massa.

Dissertatsiyaning “**Tajribaviy tadqiqotlarni o‘tkazish usullari va iqtisodiy samaradorlik hisobi**” deb nomlangan to‘rtinchi bobida nazariy tadqiqotlar natijalarini tekshirib ko‘rish hamda tuproqqa ishlov berish uchun qo‘llaniluvchi majburiy tebranishlar hosil qiluvchi mexanizmning konstruksiyasi parametrlarining maqbul qiymatlarini asoslash maqsadida o‘tkazilgan tadqiqotlarning natijalari keltirilgan.

Vibratsion chizel-kultivatorning konstruksiyasi nazariy va eksperimental tadqiqotlar asosida ishlab chiqilgan bo‘lib, unda tebranishni yuzaga keltiruvchi vibroqo‘zg‘atuvchi mexanizmning yetakchi valining aylanish chastotasi, tebranish amplitudasi, prujinaning bikirligi va qurilmaning chiziqli harakati aniqlanadi. Ushbu parametrlar energiya sarfining minimal bo‘lish shartidan kelib chiqib tanlangan. Asoslangan tur va parametrlarga ega bo‘lgan tuproqqa ishlov beruvchi mashinalari uchun yo‘naltirilgan vibroqo‘zg‘atuvchi mexanizmning konstruktiv yechimi taqdim etilgan bo‘lib, uning tajriba namunasi, dala sinovlari natijalari va iqtisodiy samaradorligi keltirilgan. O‘tkazilgan hisob-kitoblar natijasida yangi vibratsion chizel-kultivatordan foydalanish ish jarayonida mehnat sarfini 2,9% ga, yonilg‘i sarfini 6,25% ga va bir gektarga tushadigan umumiy ekspluatatsiya harajatlarini 4,43% ga kamaytirishi aniqlandi. Shu orqali agregat yiliga o‘rtacha 150 gektar erga ishlov berganda, yillik iqtisodiy samaradorlik 1 821 442 so‘mni tashkil etishi ma‘lum bo‘ldi. Ushbu natijalar yangi texnikadan foydalanish iqtisodiy jihatdan to‘liq asoslanganini ko‘rsatadi.

XULOSA

“Tuproqqa ishlov berish mashinalari ishchi organlariga majburiy tebranishlar berish usulini ishlab chiqish” mavzusidagi falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi doirasida olib borilgan ilmiy izlanishlar natijasida quyidagi asosiy xulosalar shakllantirildi:

1. Tuproq yuzasiga ishlov berish texnologiyalarining turli usullari qishloq xo‘jaligiga moslashtirilgan bo‘lib, har bir usulning o‘zining afzalliklari va kamchiliklari bor. Tuproqqa ishlov berish mashinalarini takomillashtirish va ularning texnik tavsiflarini yaxshilashga qaratilgan ilmiy-tadqiqot ishlari tahlil qilindi. Ilmiy adabiyotlarda ta’kidlanganidek, tebranishli (vibratsiyali) mexanizmlardan foydalanish ishchi organlar harakatiga ijobiy ta’sir ko‘rsatadi. Jumladan, vibratsion ta’sir hisobiga ishchi organlar bilan tuproq o‘rtasidagi qarshilik 60% gacha kamayadi, ularning yeyilish darajasi pasayadi va quvvat sarfi kamayadi. Tadqiqotlar natijalariga ko‘ra, vibratsiyaning foydali ta’siri tebranish chastotasi va amplitudasi bilan bevosita bog‘liq bo‘lib, ayniqsa 5-14 Hz chastotali va 3-5 mm amplitudali tebranishlar eng samarali natijalarni beradi. Ushbu texnologiya orqali yoqilg‘i tejaladi, tortishga qarshilik kamayadi va agrotexnik ko‘rsatkichlar yaxshilanadi, bu esa hosildorlikning oshishiga xizmat qiladi. Shu sababli vibratsion ishlov berish texnologiyalari zamonaviy qishloq xo‘jaligida energiyatejamkor, ekologik jihatdan maqbul va innovatsion yondashuv sifatida alohida ahamiyatga ega. Tahlil davomida tuproqqa ishlov berish mashinalarini yangi sxemalarini ishlab chiqish yo‘llari aniqlandi.

2. Vibratsion mexanizmlar ichida mexanik debalansli vibratorlar soddaligi, ishonchliligi va ishlab chiqarishdagi iqtisodiy samaradorligi bilan ajralib turadi. Ular konstruktiv tuzilishi bo‘yicha sodda bo‘lishiga qaramay, turli agrotexnik sharoitlarda samarali ishlash imkonini beradi. Vibroqo‘zg‘atuvchilarning boshqa turlari - planetar, elektromagnitli, gidravlik va pnevmatik vibratorlar ham mavjud bo‘lib, ularning har biri muayyan sharoitlarga moslashgan. Biroq, mavjud tadqiqotlar shuni ko‘rsatadiki, aynan debalansli mexanik vibratorlar universal qo‘llanilish imkoniyati va texnik xizmat ko‘rsatishning qulayligi jihatidan eng istiqbolli variantlardan biri hisoblanadi. Bu texnologiyalarni yanada takomillashtirish va amaliyotga joriy etish orqali qishloq xo‘jaligi texnikasining samaradorligini oshirish mumkinligi aniqlandi.

3. Vibratsion chizel-kultivatorning konstruktiv sxemasi ishlab chiqildi va uning asosiy tarkibiy qismlari hamda ish prinsiplari o‘rganildi. Tebranuvchi ishchi organli tuproqqa ishlov beruvchi mashina konstruksiyasining strukturaviy va kinematik tahlillari olib borildi. Vibratsion ishchi organli mexanizmlarda asosiy harakatni hosil qiluvchi tebranuvchi ramani erkinlik darajasi $w = 1$ ga teng bo‘lib, bu tizimning asosiy xususiyatlaridan biri hisoblanadi. Tahlillar asosida mexanizmda mavjud bo‘lgan 6 ta ortiqcha bog‘lanishdan 2 tasi kinematik juftlikni olib tashlash orqali kamaytirildi va natijada tizimning strukturaviy barqarorligi saqlangan holda ortiqcha bog‘lanishlar soni 2 taga yetkazildi. Vibratsion harakat beruvchi inertsiyon mexanizmning asosiy parametrlari hududimizdagi tuproqning fizik-mexanik xossalari asosida belgilandi. Xususan, tebranish amplitudasi

$A=5\div 10$ mm, chastotasi esa $f=10\div 20$ Hz etib tanlangani tuproqni maydalanish darajasi va agrotexnik ko'rsatkichlarini optimal holatda ushlab turish imkonini beradi. Ishlab chiqilgan tebranuvchi mexanizmda ikki rotorli inertsiya vibrator qo'llanilgan bo'lib, har bir rotor 4 tadan 500 grammlilik yukchaga ega. Rotorlar aylanish chastotasi $600 \div 900$ ayl/min oralig'ida bo'lib, bu tizimda ishchi organlar uchun zarur bo'lgan $f = 10\div 20$ Hz oraliqlarida tebranish chastotasini ta'minlaydi.

4. Tizimning geometrik parametrlari ham hisobga olingan: tebranuvchi ramasining umumiy massasi $m_k = 65,2$ kg; masofasi $l_1 = 340$ mm, $l_2 = 680$ mm; mayatnik sifatida tebranish davri $T = 1,62$ s; etib o'lgan, bu mexanizm dinamikasini aniqlashda muhim ahamiyatga ega. Tizimning inersiya momenti $J_0 = 14,93$ kg·m² miqdorida aniqlangan.

5. Tadqiqot natijalariga ko'ra, ishlab chiqilgan vibratsion kultivatorning konstruksiyasi texnikaviy jihatdan yangilikka ega bo'lib, bu O'zbekiston Respublikasi Adliya vazirligi huzuridagi "Intellektual mulk markazi" tomonidan berilgan FAP 2536-sonli foydali modelga patent bilan tasdiqlangan. Konstruksiya ikki asosiy ramadan iborat bo'lib, ularning biri traktorga biriktirilgan, ikkinchisi esa sharnir orqali bog'lanib, tebranuvchan harakat bajaradi. Bu echim mexanik tizimda yangi kinematik imkoniyatlar yaratadi va ishchi organlarga vibratsion harakat berish orqali tuproqni yuqori sifatda ishlash imkonini beradi.

6. Rezonans zonasida ishlash orqali ishchi organlar tebranish amplitudasini oshirish va shu orqali tuproqni samarali maydalash mumkin. Bu esa kultivatorning samaradorligini oshirib, energiya sarfini kamaytirishga imkon beradi. Shuningdek, rezonansda faza siljishi $\theta = \pi/2$ bo'lib, tebrantiruvchi kuch va harakat orasida 90° farq yuzaga keladi, bu esa tizimning barqaror ishlashini ta'minlaydi.

7. O'tkazilgan sinovlar natijasida vibratsiyali chizel-kultivator belgilangan texnologik jarayonni muvaffaqiyatli va barqaror ravishda amalga oshirgani aniqlandi. Sinov davomida jiddiy kamchiliklar qayd etilmadi, shuningdek, qurilmaning ish ko'rsatkichlari mavjud talablarga to'liq mos keldi.

8. Yangi vibratsion chizel-kultivatoridan foydalanish natijasida: Bir gektarga ishlov berish xarajatlari 184 503 so'mdan 176 326 so'mga kamaydi, ya'ni 4,4 % tejamkorlikka erishildi. Agregat bir mavsumda o'rtacha 150 gektar yerga ishlov bersa, yillik iqtisodiy foyda 1 821 442 so'mni tashkil qildi. Mehnat sarfi 2,9 % ga kamayadi, yonilg'i sarfi esa 8 kg/ha dan 7,5 kg/ha tushdi (6,25 % tejam). Umumiy ekspluatatsion harajatlari 4,43 % ga kamaygan. Ushbu ko'rsatkichlar yangi texnikaning amaliyotga joriy etilishi iqtisodiy jihatdan to'liq asoslanganini ko'rsatadi.

9. Mazkur ilmiy ish natijalari asosida ishlab chiqilgan vibratsion chizel-kultivator konstruksiyasi hozirgi qishloq xo'jaligi texnikasiga yangicha yondashuvni taklif qilmoqda. U yuqori agrotexnik ko'rsatkichlar bilan bir qatorda, iqtisodiy samaradorligi, energiya tejamkorligi va amaliy qulayligi bilan ajralib turadi. Kelgusida bu texnologiyani keng miqyosda tatbiq etish O'zbekistonning qishloq xo'jaligi sohasida raqobatbardoshlikni oshirishga xizmat qiladi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD. 03/30.12.09.2019.Т.90.01 ПО
ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ
ИНЖЕНЕРНО-СТРОИТЕЛЬНОМ ИНСТИТУТЕ**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

НАБИЖОНОВ УТКИРБЕК АСИЛБЕК УГЛИ

**РАЗРАБОТКА СПОСОБА ПЕРЕДАЧИ ВЫНУЖДЕННЫХ
КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИМ ОРГАНАМ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ
МАШИН**

05.02.02-Теория механизмов и машин. Машиноведение и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD)
ПО ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ**

Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве Высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан под номером B2024.2.PhD/T4668.

Докторская диссертация выполнена в Наманганском инженерно-строительном институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице по адресу: www.namdtu.uz и Информационно-образовательном портале "ZiyoNet" (www.ziyo.net).

Научный руководитель:

Умурзаков Акрамжон Хакимович
доктор технических наук, доцент

Официальные оппоненты:

Джураев Анваржон Джураевич
доктор технических наук, профессор

Нематов Эркин Хамраевич
доктор философии (PhD) по техническим наукам, доцент

Ведущая организация:

**Андижанский государственный
технический институт**

Защита диссертации состоится "___" _____ 2025 г. в ___ часов на заседании Научного совета PhD.03/30.12.09.2019.T.90.01 при Наманганском инженерно-строительном институте (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: info@namdtu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-строительного института (регистрационный номер _____). Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: info@namdtu.uz.

Автореферат диссертации разослан "___" _____ 2025 года.
(Протокол рассылки № _____ "_____" _____ 2025 года).

Н.Г.Байбобоев
Председатель научного совета
по присуждению ученых
степеней, д.т.н., профессор

В.М.Турдалиев
Ученый секретарь научного совета по
присуждению ученой степени,
д.т.н., профессор

А.Х.Умурзаков
Председатель научного семинара при
научном совете по присуждению
ученой степени, д.т.н., доцент

ВВЕДЕНИЕ (аннотация докторской (PhD) диссертации)

Актуальность и необходимость темы диссертации. Развитие машиностроения в мире, в частности совершенствование современной техники и технологий, создание новых конструкций и обоснование эффективных технических решений, увеличение производства конкурентоспособной продукции занимают одно из ведущих мест. В этом контексте, принимая во внимание тот факт, что “ежегодно в мире перед посевом сельскохозяйственных культур проводится обработка 1,6 миллиарда гектаров пашни”¹, становится очевидной необходимостью внедрения современных подходов в данную сферу. С целью модернизации процессов обработки почвы и повышения их эффективности, важной задачей является создание механизмов нового поколения с принудительными колебаниями рабочих органов, разработка методов их расчёта и внедрение в производство. В связи с этим, в настоящее время особое внимание уделяется использованию энергосберегающих и ресурсосберегающих вибрационных рабочих органов при совершенствовании почвообрабатывающих машин.

В мире становится всё более актуальной задача разработки ресурсосберегающих технологий качественной предпосевной обработки почвы, создания новых поколений машин и агрегатов для их реализации, а также совершенствования существующих конструкций с целью повышения качества работы и технических решений на научно-технической основе. В данном направлении важными задачами является разработка новой конструкции вибрационного чизель-культиватора, развитие методов его расчета, обоснование технологического процесса работы и обеспечение ресурсосбережения при взаимодействии с почвой.

В сельском хозяйстве Республики Узбекистан реализуются широкомасштабные меры по снижению трудозатрат и энергопотребления, экономии ресурсов, выращиванию сельскохозяйственных культур на основе передовых технологий, а также созданию высокопроизводительных сельскохозяйственных машин. В частности, особое внимание уделяется разработке технических средств, обеспечивающих выполнение заданных технологических процессов с минимальными энергозатратами, надёжно и качественно подготавливающих почву к посеву. В “Стратегии развития сельского хозяйства Республики Узбекистан на 2020–2030 годы”, в частности, обозначены такие задачи, как: “...внедрение механизмов² по снижению участия государства в отрасли и увеличению притока частного

¹ www.fao.org/docrep/018/i1688ri1688r03.pdf

² O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019 yil 23 oktabrdagi PF-5853- son «O‘zbekiston Respublikasi qishloq xo‘jaligini rivojlantirishning 2020-2030 yillarga mo‘ljallangan strategiyasini tasdiqlash to‘g‘risida» gi Farmoni

инвестиционного капитала для поддержки модернизации, диверсификации и устойчивого роста аграрного и пищевого сектора, рациональное использование земельных и водных ресурсов, повышение производительности труда в фермерских хозяйствах, улучшение качества продукции”. Выполнение этих задач во многом связано с техническим и технологическим совершенствованием машин для качественной предпосевной обработки почвы, что, в свою очередь, способствует повышению урожайности сельскохозяйственных культур и снижению их себестоимости.

Настоящая диссертационная работа в определённой степени направлена на реализацию задач, обозначенных в Указе Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года №ПФ-60 “О Стратегии развития нового Узбекистана на 2022–2026 годы”, а также в Постановлении от 31 июля 2019 года №ПП-4410 “О мерах по ускоренному развитию сельскохозяйственного машиностроения и государственной поддержке обеспечения аграрного сектора сельскохозяйственной техникой”, и в других нормативно-правовых актах, касающихся данной сферы деятельности.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики по направлению: II. “Энергетика, энергия и энергосбережение”.

Степень изученности проблемы. Вопросы проектирования, расчёта, анализа и синтеза механизмов были изучены с научной точки зрения отечественными и зарубежными учёными в различных направлениях. В частности, такие зарубежные ученые, как Джон Крейг, Марк Уильям, Ван Вэй, Л.В. Ассур, П.Л. Чебышев, П.О. Сомов, А.А. Малышев, И.И. Артоболевский, а также отечественные ученые – Х.Усманходжаев, А.Джураев, Г.Закиров, К.Каримов, Ш.Алимухамедов, Д.Мухамедов, А.Умурзаков, Ш.Кенжабоев, провели важную работу в этом направлении.

В области почвообрабатывающих машин за рубежом, в частности, в направлении приведения их в действие посредством вибрации, также проводились научные исследования. В частности, за рубежом исследования проводились такими учеными, как Х.П. Харрисон, Дж.Г. Хендрик, А.А. Дубровский, И.И. Бурмин, И.И. Биховский, А.М. Нагайка, Н.С. Дроздов, С.Э. Кутубидзе, Р.М. Зонненберг, Г.Э. Свирский, А.А. Повар, П.И. Бутановичюс. В нашей стране исследования в этой области вели А.Х. Умурзаков, А. Насриддинов и другие ученые.

Созданные машины и механизмы в результате этих исследований, были применены в различных отраслях производства и достигнуты определенные положительные результаты. Однако в нашей республике недостаточно исследований, посвященных к разработке конструкций и методов расчета механизмов, создающих вынужденные колебания рабочих органов почвообрабатывающих машин.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках прикладного проекта № AL-5121081266 на тему “Разработка конструкций нового поколения сельскохозяйственной техники для обработки почвы на основе принципов вибрационной механики”, реализованного в 2022–2024 годах в Центре территориальной инновационной деятельности и трансфера технологий Наманганской области.

Целью исследования является разработка конструкции механизма вибрационной обработки почвы и способа передачи вынужденных колебаний к его рабочим органам.

Задачи исследования:

проведение обзора тематической литературы и патентных исследований;
разработка новой конструкции вибрационного чизель-культиватора;
структурный анализ рабочих органов вибрационной машины;
построить графики путем кинематического анализа механизма, создающего вынужденные колебания, отражающие законы его движения и получить аналитическое выражение, позволяющее определить центробежную силу, возникающую в вибраторе;

разработка расчетной схемы и модели движения выходного звена;
составление динамических и математических моделей почвообрабатывающей машины с помощью динамического анализа и определение закономерностей движения;

проведение экспериментальных исследований для определения работоспособности вибрационного чизель-культиватора и связей между его основными параметрами.

Объектом исследования является механизм, передающий вынужденные колебания рабочему органу чизель-культиватора для обработки почвы ранней весной и перед посевом повторных культур.

Предметом исследования являются структурные, кинематические, динамические и математические модели механизма, обеспечивающего вынужденные колебания рабочих органов чизель-культиватора, параметры механизма, принципы работы и показатели, а также оптимальные значения законов их движения и параметров.

Методы исследования. В процессе исследования использовались общие методы исследования, в том числе теоретическая механика, теория механизмов и аналитические методы деталей машин при определении геометрических, кинематических и динамических параметров культиватора с колеблющимся рабочим органом, разработанных в ходе теоретических исследований, методы математического моделирования при решении динамических задач, методы испытания машин и тензометрии при проведении экспериментальных испытаний.

Научная новизна диссертационного исследования заключается в следующем:

разработана конструкция вибрационного чизель-культиватора, оснащённого направленным инерционным вибратором, установленным в центре балки соединяющая стоек между собой, что позволяет использовать эффект резонанса;

вибрационный чизель-культиватор для обработки почвы рассматривается как колебательная механическая система, для которой путём структурного и кинематического анализа разработаны математические выражения, позволяющие определить избыточные связи, а также геометрические и кинематические параметры;

движение колеблющейся рамы приведено к механической системе в виде двуплечего рычага, динамическая модель которого позволила получить линейные дифференциальные уравнения, на основе которых определены функциональные зависимости между основными параметрами вибрационного устройства (жесткость пружины, амплитуда колебаний, частота, расход энергии);

с целью минимизации энергозатрат при обработке почвы вибрационным рабочим органом разработан метод использования резонансного эффекта, возникающего при колебаниях, с учётом различных физико-механических свойств почвы.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

В результате усиления воздействия рабочих органов на почву путем подачи вынужденных колебаний разработана новая конструкция, улучшающая процесс измельчения почвы и более эффективно изменяющая структуру почвы, а также усовершенствованы научные основы расчета ее параметров;

Разработан агрегат для обработки почвы с помощью вынужденных колебаний, в результате чего достигнуто снижение сил и энергозатрат, прилагаемых к агрегату, а также повышение производительности труда при меньшей механической мощности.

Достоверность результатов исследования. Достоверность результатов исследования обосновывается проведением исследований с использованием современных методов и средств, теоретическим обоснованием параметров вибрационного культиватора с использованием правил теоретической механики и высшей математики, экспериментальными исследованиями с использованием тензометрических методов, положительными результатами испытаний вибрационного чизель-культиватора, разработанного на основе проведенных исследований и внедрением в практику.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследования обусловлена тем, что разработаны конструкция культиватора с вибрирующим рабочим органом для предпосевной обработки почвы и методы расчета их параметров. Также результаты исследования основаны на теоретических и экспериментальных изысканиях.

Практическая значимость результатов исследования заключается в том, что разработанный культиватор с вибрирующим рабочим органом легко

проникает в поверхностные слои почвы, улучшает структуру почвы при ее рыхлении и снижает ее плотность, а также эффективно уменьшает взаимодействие с почвой по сравнению с традиционными культиваторами, что обеспечивает экономию энергии, то есть снижение расхода топлива и повышение эффективности работы.

Внедрение результатов исследования. На основе полученных научных результатов по разработке метода передачи принудительных колебаний к рабочим органам почвообрабатывающих машин:

получен патент на полезную модель в Центре интеллектуальной собственности при Министерстве юстиции (“Вибрационный чизель-культиватор”, FAP 2536.- 15.07.2024 г.) для чизель-культиватора с принудительными колебаниями рабочих органов почвообрабатывающей машины. В результате создана возможность разработки конструктивной схемы агрегата чизель-культиватора для обработки тяжёлых механических почв;

разработанный агрегат чизель-культиватора для обработки почв с тяжёлым механическим составом, внедрён в фермерском хозяйстве “Хабибулло Абдуллаев” Чустского района Наманганской области (Справка №05/04-04-529 Национального центра знаний и инноваций в сельском хозяйстве Министерства сельского хозяйства Республики Узбекистан от 23 октября 2024 г.). В результате создана возможность снизить затраты на подготовку сельскохозяйственных посевных площадей на 9-10% за счёт уменьшения силы тягового сопротивления, повышения качества работы и снижения расхода топлива.

Апробация результатов исследования. Результаты диссертационного исследования были обсуждены на 6 научно-практических конференциях, в том числе 4 международных и 2 республиканских.

Публикация результатов исследования. По материалам диссертационной работы опубликовано 11 научных трудов, из них 4 статьи в научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертаций. В частности, 2 статьи опубликованы в республиканских и 2 в зарубежных журналах. Кроме того, получен один патент на полезную модель, выданный Центром интеллектуальной собственности Республики Узбекистан.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 115 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

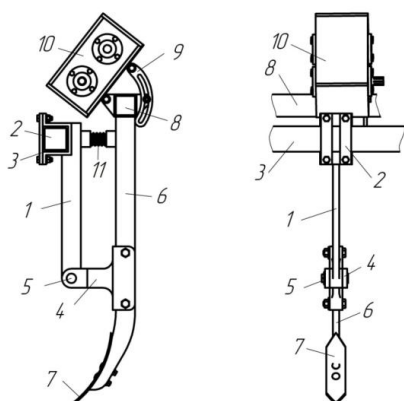
Во введении диссертации обоснованы актуальность и необходимость темы исследования, сформулированы цель и задачи исследования, охарактеризованы объект и предмет исследования, показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий

Республики. Изложены научная новизна и практические результаты работы, обоснована достоверность полученных результатов, раскрыта их теоретическая и практическая значимость. Приведены сведения о внедрении результатов в практику, опубликованных работ и структуре диссертации.

В первой главе диссертационной работы, озаглавленной “**Анализ научно-технической литературы и патентных материалов по теме исследования**”, изучено современное состояние исследований, проводимых в области совершенствования методов принудительного возбуждения колебаний рабочих органов машин для обработки почвы. При этом были рассмотрены отечественные и зарубежные литературные источники, данные интернет-ресурсов, а также тенденции развития сельскохозяйственных машин в Республике. Рассмотрены технологии поверхностной обработки почвы, конструкции вибрационных агрегатов для обработки почвы и вибровозбудителей. Установлена необходимость совершенствования рабочих органов машин для поверхностной обработки почвы, а также разработки теоретических и практических основ снижения тягового сопротивления и повышения качества обработки почвы в процессе механического воздействия. Выявлены достоинства и недостатки существующих почвообрабатывающих агрегатов. В результате анализа определены направления разработки новых схем машин для обработки почвы.

Во второй главе диссертационной работы, озаглавленной “**Разработка конструктивной схемы механизма принудительных колебаний и его кинематический анализ**”, разработана конструктивная схема вибрационного чизель-культиватора. Проанализированы структура вибрационного механизма для поверхностной обработки почвы и кинематика инерционного вибратора, создающего принудительные колебания. Определены аналитические выражения для расчёта скорости и ускорения вибрационного механизма. Получены результаты теоретических исследований по определению момента инерции колеблющейся рамы.

На основе проведенного анализа патентов и литературы, а также сделанных выводов разработана новая конструктивная схема вибрационного чизель-культиватора (рис. 1). Новизна данной конструкции признана Центром интеллектуальной собственности Республики Узбекистан и на нее получен патент.



1-неподвижная стойка; 2-неподвижная рама; 3-замок стойки; 4-закрепитель; 5-пальцевой шарнир; 6 -рыхлительная стойка; 7-режущий рабочий орган; 8-подвижная рама; 9-регулятор направления колебаний; 10-направленный инерционный вибратор и 11-пружина

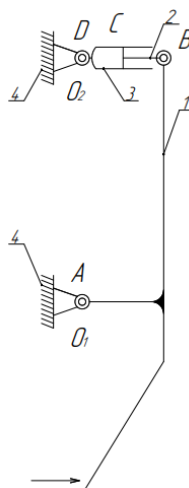
Рисунок 1. Конструктивная схема вибрационного чизель-культиватора

Вибрационный чизель-культиватор работает следующим образом: При включении устройства часть силы сопротивления почвы, действующей на режущий рабочий орган (7), передается на неподвижную стойку (1), поворачивая стойку (6), соединенную с ней пальцевым шарниром (5), на определенный угол, сжимая пружину (11). Когда в пружине (11) накапливается усилие, необходимое для крошения почвы, режущий рабочий орган (7) крошит почву, при этом происходят собственные колебания устройства. Вибратор (10), установленный на подвижной раме (8), приводит в вибрацию стойку (6) в соответствии с собственными колебаниями устройства.

Вибрационный культиватор разработан для повышения эффективности обработки почвы рабочими органами почвообрабатывающей машины. Вибрационно-движущиеся рабочие органы обрабатывают верхние слои почвы и потребляют меньше энергии по сравнению с аналогами.

Необходимость замены звеньев механизма часто возникает с целью упрощения сложных движений механизмов или создания механизмов с более простой конструкцией для выполнения заданной функции. Этот процесс называется “замещенным механизмом”.

При структурном анализе данного механизма были использованы замещенные звенья. Неподвижная рама и подвижная рама соединены друг с другом посредством сжимаемой пружины. Вместо этой пружины были установлены звенья поршневого штока и цилиндра (Рисунок 2).



1-коромысло, 2-шток, 3-цилиндр, 4-стойка

Рисунок 2. Структурная схема замещенного механизма

Такая замена звеньев не влияет на законы движения вибрирующей рамы и жестко связанных с ней рабочих органов, что является важным для нас, а также не влияет на степень свободы механизма. Основная цель таких замен - выявление избыточных связей в механизме и их максимально возможное уменьшение.

Для определения степени свободы вибрационного механизма для обработки поверхности почвы воспользуемся формулой П.Л.Чебышева:

$$w = 3n - (2P_5 + P_4 - q_T), \quad (1)$$

где n -число подвижных звеньев; P_5 -число кинематических пар пятого класса (низших); P_4 -число кинематических пар четвертого класса (высших); q_T -число избыточных связей в плоском механизме.

Основная задача формулы П.Л.Чебышева-определение того, как механизм будет двигаться, исходя из связей и элементов в нем. При этом данная формула используется для расчета степени свободы различных типов механизмов.

Из вышеприведенной формулы (1) можно определить избыточные связи. Для этого необходимо знать степень свободы механизма. Движение подвижной рамы полностью определяется углом φ , указывающим на поворот рамы вокруг шарнира. Следовательно, степень свободы вибрирующей рамы равна единице, то есть $w = 1$.

Если избыточные связи отсутствуют, то есть $q = 0$, звенья механизма не деформируются при сборке, то есть, выражаясь языком Л.И.Решетова, механизм самоустанавливается. Такие механизмы называются самоустанавливающимися. Если же избыточные связи присутствуют ($q > 0$), то при сборке и движении механизма звенья деформируются. Устранение избыточных связей в механизме, то есть q , не изменяет подвижность механизма. Просто механизм из статически неопределимой системы превращается в статически определимую.

При учете упругих элементов степень подвижности механизма будет

$$w = 3n - 2P_5 - P_4 + q - K,$$

где K - число упругих элементов.

Поскольку ширина подвижной рамы составляет не менее 3 метров, для обеспечения ее устойчивой и надежной работы мы дополнительно соединяем ее с неподвижной рамой тремя шарнирами, то есть кинематическими парами 5-го класса. В результате появляются избыточные связи, но степень свободы механизма не изменяется (Рисунок 3).

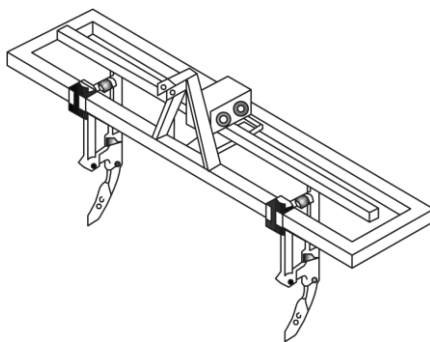


Рисунок 3. Конструкция вибрационно-движущегося механизма

Определим избыточные связи в конструкции вибрационного движущегося механизма в агрегате, используя формулу Чебышева:

$$q_T = w - 3n + 2P_5 + P_4, \quad (2)$$

где $w = 1$ -степень свободы механизма.

В нашем механизме общая координата одна, то есть угол поворота подвижной рамы относительно шарнира (угол φ). Поэтому степень свободы механизма $w=1$.

Число кинематических пар 5-го класса $P_5=7$, число кинематических пар 4-го класса $P_4 = 0$, число подвижных звеньев $n = 3$. Подставив в формулу, получим:

$$q_t = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 7 = 6.$$

Следовательно, в нашей конструкции имеется 6 избыточных связей.

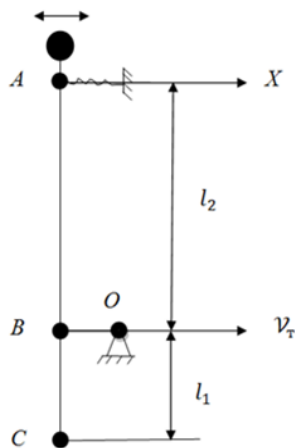


Рисунок 4. Кинематическая схема рабочего органа вибрационного чизель-культиватора

Как мы отмечали выше, наличие избыточных связей ($q>0$) приводит к деформации звеньев механизма при сборке при любых (в определенном диапазоне, конечно) их размерах.

Проверка кинематики рабочего органа вибрационного чизель-культиватора также имеет важное значение. К основным кинематическим параметрам вибрирующего рабочего органа относятся: характерная точка вибрирующего рабочего органа, которая является его частью, непосредственно контактирующей с почвой и разрыхляющей ее (точка С на Рисунке 4), то есть линия перемещения, линейная скорость v и ускорение a , амплитуда колебаний \mathcal{A} и частота ω именно этой точки.

Подвижная рама и жестко закрепленные на ней рабочие органы совершают вращательно-колебательное движение вокруг шарнира O в параллельных вертикальных плоскостях. Мы можем рассматривать это как рычаг с двумя плечами длиной l_1 и l_2 , вращающийся вокруг точки O . $(\overline{BC}) = l_1$ и $(\overline{BA}) = l_2$ не равны друг другу. В нашей конструкции плечо l_2 в два раза длиннее, чем l_1 , то есть $l_1=340$ mm, $l_2=680$ mm.

Можно предположить, что колебательное движение точки A , где установлен вибратор, относительно условно неподвижной рамы происходит по оси x . Это связано с тем, что при колебаниях точки A с амплитудой $10\div 20$ mm, стойка рабочего органа поворачивается всего на $1^\circ\div 2^\circ$. При этом разница между дугой, по которой движется точка A , и ее проекцией на горизонтальную ось x не превышает 2%. Поэтому допущение о том, что как точка A , так и точка C рычага колеблются вдоль оси x , значительно упрощает кинематический анализ устройства.

Уравнение вибрационного движения точки A на колеблющемся звене в общем виде записывается следующим образом:

$$x(t) = \mathcal{A}_A \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (3)$$

где $x(t)$ -смещение движения, то есть насколько удаляется от выбранной начальной точки в зависимости от времени; \mathcal{A}_A -амплитуда колебаний, то есть максимальное значение смещения. Этот параметр показывает, насколько сильно движется колебательный механизм; ω -угловая скорость, выражает скорость движения и измеряется в рад/секунду. Этот параметр связан с частотой и определяет, насколько быстро или медленно происходит колебательное движение; t -время; φ_0 -начальная фаза, выражает начальное состояние колебаний. Если колебания начинаются в момент $t=0$, то φ_0 определяет фазу.

Основной вопрос, который нас интересует, -это кинематика рабочего органа (точка С). Помимо вращательно-колебательного движения относительно неподвижной рамы, рабочий орган движется по оси x вместе с трактором с определенной скоростью \mathcal{V}_t . Следовательно, точка С совершает как колебательное, так и поступательное движение.

Его движение можно выразить следующим образом:

$$x(t) = \mathcal{V}_t t + \psi \mathcal{A}_A \sin(\omega t + \varphi_0 + \pi), \quad (4)$$

где \mathcal{V}_t -скорость трактора; ψ -коэффициент соотношения плеч.

Для определения скорости рабочего органа (точки С) находим первую производную по времени от выражения (4):

$$v_c = \mathcal{V}_t + \psi \cdot \omega \mathcal{A}_A \cos(\omega t + \varphi_0 + \pi). \quad (5)$$

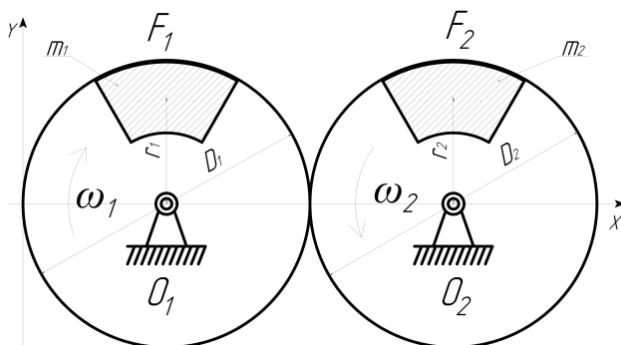
Ускорение точки С находим, взяв производную от выражения (4):

$$a_c = -\psi \cdot \omega^2 \mathcal{A}_A \sin(\omega t + \varphi_0 + \pi), \quad (6)$$

где a_c -ускорение колебаний в зависимости от времени.

Предложенный нами инерционный вибратор состоит из следующих основных частей: ротора (основная часть инерционного вибратора), рамы (статическая или неподвижная часть) и дисбалансной массы (груз, смещенный от центра) (Рисунок 5).

Для получения направленной вибрационной силы обычно используются двухроторные (спаренные) вибраторы. Роторы вращаются в противоположных направлениях. Дисбалансы устанавливаются в соответствии друг с другом.



$m_1 m_2$ -масса дисбаланса на роторах $r_1 r_2$ -расстояние дисбаланса; $\omega_1 \omega_2$ -угловая скорость зубчатых колес; $D_1 D_2$ -диаметр зубчатых колес; $F_1 F_2$ -центробежные силы

Рисунок 5.
Кинематическая схема инерционного вибратора

В инерционном вибраторе возникает центробежная сила. Центробежная сила играет важную роль в создании вибраций в вибраторе.

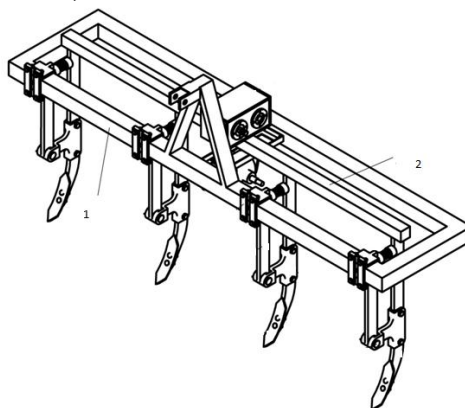
Запишем общую формулу для определения этой центробежной силы:

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (7)$$

где F -центробежная сила, N; m -масса дисбаланса, kg; r -расстояние до центра дисбаланса, m; ω -угловая скорость зубчатого колеса, rad/s.

В третьей главе диссертационной работы, озаглавленной “Теоретическое исследование движения вибрационной механической системы (динамический анализ)”, разработаны расчетная схема и динамическая модель движения выходного звена. Определены силы, действующие на характерные звенья и точки конструкции в процессе работы. Составлены дифференциальные уравнения движения с учётом вязкостных демпфирующих элементов для свободных колебаний колеблющейся рамы при наличии вязкостного сопротивления. Изложены результаты теоретических исследований, касающихся вынужденных колебаний механической системы и использования резонансного эффекта.

Особенность конструкции заключается в том, что она состоит из двух рам, первая из которых соединена с трактором. Вторая рама шарнирно соединена с первой рамой. Это обеспечивает их взаимную подвижность друг относительно друга (Рисунок 6).



1 - неподвижная рама; 2 - подвижная рама

Рисунок 6. Конструктивная схема вибрационного культиватора

Рабочие органы и вибровозбудитель жёстко закреплены на второй раме. В процессе работы можно принять допущение, что первая рама неподвижна относительно трактора, а вторая рама, в свою очередь, подвижна относительно них и совершает колебательное движение.

Прежде всего, необходимо определить силы, действующие на характерные элементы и точки конструкции в процессе работы: F_T -тяговое усилие, прикладываемое трактором к агрегату, то есть движущая сила; F_b -периодическая возбуждающая сила (вибрационная сила), прикладываемая вибровозбудителем ко второй раме, эта сила направлена перпендикулярно оси стойки рабочего органа; F_e -сила упругости, возникающая в результате деформации пружины, соединяющей две рамы; представляет собой

восстанавливающую силу; F_q -сила сопротивления почвы, действующая на рабочий орган и направленная перпендикулярно ему, эта сила является результатом сложения нескольких составляющих; G -сила тяжести культиватора; F_r -внутренние силы в соединениях, то есть силы реакций, возникающие в шарнирных соединениях вследствие динамических нагрузок.

Сила тяжести культиватора зависит от массы двух рам, вибратора и рабочих органов.

В процессе работы агрегата, из-за динамических нагрузок и ударных воздействий, в шарнирах, соединяющих рамы, возникают силы реакций F_r . Эти силы отрицательно влияют на надежность работы шарнирных соединений, поэтому необходимо стремиться к минимизации их величины. Решение данной задачи представлено в последующих параграфах.

В первую очередь, на конструктивную схему культиватора наносим действующие на него активные силы с указанием их направлений (Рисунок 7).

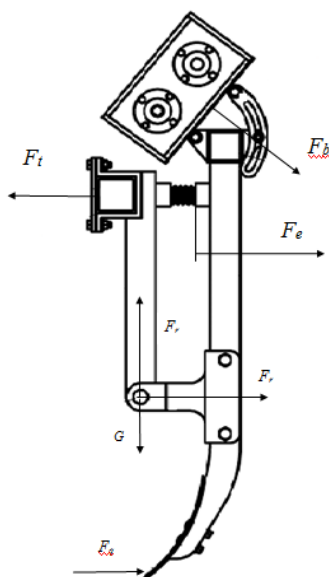


Рисунок 7. Силы, действующие на культиватор

Из конструктивной схемы вибрационного культиватора следует, что вторая рама, на которой смонтированы рабочие органы и вибратор, соединена с первой рамой шарнирами и пружинами, обеспечивающими их взаимные колебания, то есть образующими колебательную механическую систему.

Таким образом, если принять первую раму за неподвижную, то вторая рама совершает относительно неё вращательно-колебательные движения. При этом все рабочие органы колеблются в параллельных плоскостях. Собственная частота колебаний системы определяется моментом инерции второй рамы относительно шарнира и жёсткостью пружин. Для анализа колебательного движения рабочих органов в почве, целесообразно начать с изучения свободных колебаний системы при неработающем вибраторе.

Используя классическую модель колебательной механической системы, исследуем свободные колебания второй рамы культиватора под воздействием почвы (Рисунок 8). Сила сопротивления, пропорциональная скорости жидкости в демпфере, представляет собой силу сопротивления почвы. Сосредоточенная масса эквивалентна моменту инерции колеблющейся рамы. Пружина соответствует пружинам, соединяющим две рамы.

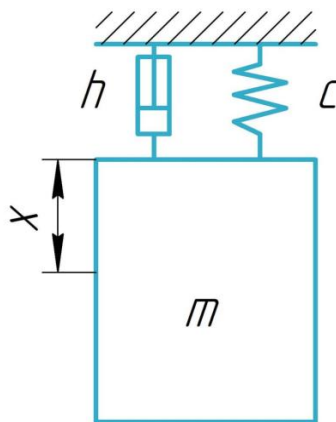


Рисунок 8. Модель свободных колебаний подвижной рамы культиватора при вязком сопротивлении

Дифференциальное уравнение движения обобщенной массы имеет следующий вид:

$$m\ddot{x} = -cx - h\dot{x}, \quad (8)$$

где h -постоянный вязкой демпфирования, выражающий силу соответствующий на единицу скорости. Знак минус означает что, демпфирующая сила всегда направлена противоположна направлению скорости m ; $-$ обобщенная масса; $-$ коэффициент жесткости пружины.

Разделив обе стороны уравнения (8) на m и вводя обозначений

$$p^2 = \frac{c}{m}; 2n = \frac{h}{m}, \quad (9)$$

получим уравнение свободных колебаний подвижной рамы.

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = 0. \quad (10)$$

Данное уравнение представляет собой линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами. Общее решение этого уравнения хорошо известно и представлено в многочисленной литературе.

Вынужденные колебания механической системы. Прежде чем перейти к теоретическому рассмотрению данного вопроса, обращаемся к нашей конструкции вибрационного культиватора (Рисунок 9). Вторая рама, на которой закреплён вибратор, шарнирно соединена с первой рамой в точке SH , а в точке P связана с ней посредством пружины, формируя, таким образом, колебательную механическую систему. Иными словами, если

вторую раму, с жёстко закреплёнными на ней рабочими органами, отклонить от положения равновесия на некоторый угол φ вокруг шарнира SH , то в пружине в точке P возникнет сила упругости, пропорциональная углу φ и направленная на возвращение рамы в исходное положение. Если затем освободить раму, то она начнёт совершать гармонические колебания вокруг шарнира SH с собственной частотой, обозначим её как P . При этом амплитуда колебаний будет зависеть от угла отклонения φ , а частота — от жёсткости пружины и момента инерции рамы.

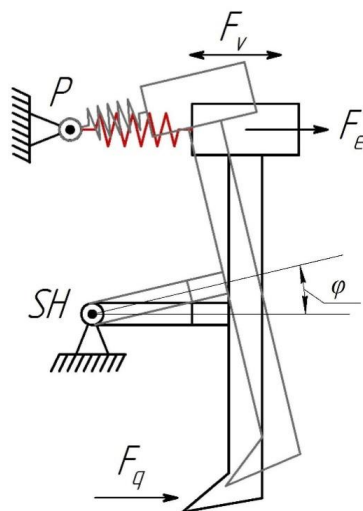


Рисунок 9. Схема вибрационного культиватора

В случае приложения к подвижной второй раме периодической гармонической силы, и при совпадении её частоты ω с собственной частотой колебаний рамы, амплитуда колебаний последней теоретически возрастает до бесконечности. Это явление известно как резонанс. Однако, вследствие сопротивления почвы колебаниям, амплитуда принимает конечное значение. Анализ процесса колебаний рабочих органов в почве, факторов, влияющих на характеристики колебательного движения, и закономерностей, определяющих эти факторы, будет проведён в рамках дальнейших теоретических исследований. Для этого построим динамическую модель колебательной системы культиватора, приняв ряд допущений и упрощений. В частности, в связи с относительно малой угловой амплитудой колебаний рабочих органов, будем рассматривать вторую раму, вибратор и стойки как сосредоточенную массу m , движущуюся в горизонтальном направлении под действием силы вязкого сопротивления (учитывающей совокупное сопротивление среды) и силы упругости пружины (Рисунок 10). Подобные упрощения позволяют линеаризовать модель и описать колебательное движение линейным дифференциальным уравнением.

В силу незначительности деформаций рамы культиватора и стоек рабочих органов по сравнению с деформацией пружины, будем пренебрегать их деформациями. При таком подходе, предлагаемая модель и соответствующее уравнение с достаточной для целей исследования точностью описывают процесс колебаний рабочих органов в почве.

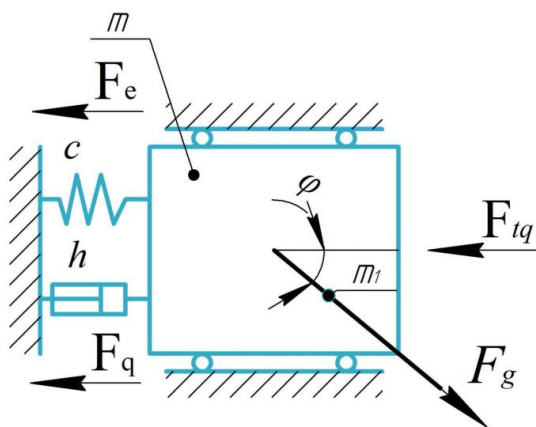


Рисунок 10. Динамическая модель колеблющейся рамы культиватора

Дифференциальное уравнение, выражающий движения колебательной системы, можно получить используя уравнения Лагранжа II рода. Одним из удобств динамической модели является то, что с ее помощью можно написать дифференциальное уравнения движения по второму закону Ньютона. При этом считаем что, технологическое сопротивление входит в состав вязкой сопротивления

$$m\ddot{x} = -cx - h\dot{x} + F_g \cos\omega t \quad (11)$$

где $F_g = m_1 r \omega^2$ -центробежная сила, создаваемая вибратором; m_1 -масса дебаланса; r -расстояние от центра ротора до центра дебаланса; ω -угловая скорость ротора вибратора; m -масса, эквивалентная моменту инерции второй рамы относительно оси шарнира.

В четвертой главе диссертации, озаглавленной “**Методы проведения экспериментальных исследований и расчет экономической эффективности**”, представлены результаты исследований, проведенных с целью проверки результатов теоретических исследований, а также обоснования оптимальных значений параметров конструкции механизма, создающего вынужденные колебания, применяемого для обработки почвы.

Конструкция вибрационного чизель-культиватора разработана на основе теоретических и экспериментальных исследований, в которых определяются частота вращения ведущего вала вибровозбудителя, амплитуда колебаний, жесткость пружины и прямолинейное движение устройства. Данные параметры выбраны исходя из условия минимального энергопотребления. Представлено конструктивное решение направленного вибровозбуждающего механизма для почвообрабатывающих машин с обоснованными типом и параметрами. Приведены данные о его опытном образце, результаты полевых испытаний и экономическая эффективность. В результате проведенных расчетов установлено, что использование нового вибрационного чизель-культиватора в процессе работы позволяет снизить затраты труда на 2,9 %, расход топлива-на 6,25 %, а общие эксплуатационные затраты на один гектар-на 4,43 %. Таким образом, при обработке агрегатом в среднем 150 гектаров в год годовой экономический

эффект составляет 1 821 442 сумов. Данные результаты показывает о полном экономическом обосновании использовании новой техники.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате научных исследований, проведенных в рамках диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) по теме “Разработка метода принудительного создания колебаний рабочих органов почвообрабатывающих машин”, были сформулированы следующие основные выводы:

1. Различные методы обработки поверхности почвы адаптированы к сельскому хозяйству, и каждый метод имеет свои преимущества и недостатки. Проанализированы научно-исследовательские работы, направленные на совершенствование почвообрабатывающих машин и улучшение их технических характеристик. Как отмечается в научной литературе, использование вибрационных механизмов оказывает положительное влияние на движение рабочих органов. В частности, за счет вибрационного воздействия, сопротивление между рабочими органами и почвой снижается до 60 %, снижается степень их износа и уменьшается энергопотребление. Результаты исследований показывают, что полезное воздействие вибрации напрямую связано с частотой и амплитудой колебаний, и особенно эффективные результаты дают колебания с частотой 5-14 Hz и амплитудой 3-5 mm. Эта технология позволяет экономить топливо, снижает тяговое сопротивление и улучшает агротехнические показатели, что способствует повышению урожайности. По этой причине вибрационные технологии обработки имеют особое значение в современном сельском хозяйстве как энергосберегающий, экологически приемлемый и инновационный подход. В ходе анализа были определены пути разработки новых схем почвообрабатывающих машин.

2. Среди вибрационных механизмов механические дебалансные вибраторы отличаются простотой, надежностью и экономической эффективностью производства. Несмотря на простоту своей конструктивной структуры, они позволяют эффективно работать в различных агротехнических условиях. Существуют и другие типы вибровозбудителей-планетарные, электромагнитные, гидравлические и пневматические вибраторы, каждый из которых адаптирован к определенным условиям. Однако имеющиеся исследования показывают, что именно дебалансные механические вибраторы являются одним из наиболее перспективных вариантов с точки зрения универсальности применения и удобства технического обслуживания. Было установлено, что дальнейшее совершенствование и внедрение этих технологий позволит повысить эффективность сельскохозяйственной техники.

3. Разработана конструктивная схема вибрационного чизельного культиватора, изучены его основные составные части и принципы работы. Проведены структурный и кинематический анализы конструкции

почвообрабатывающей машины с вибрирующим рабочим органом. Установлено, что степень свободы вибрирующей рамы, создающей основное движение в механизмах с вибрационным рабочим органом, равна $w = 1$, что является одной из основных характеристик системы. На основе анализа было уменьшено количество избыточных связей в механизме с 6 до 2, путем удаления кинематической пары, в результате чего количество избыточных связей в системе было доведено до 2 при сохранении структурной устойчивости системы. Основные параметры инерционного механизма, передающего вибрационное движение, были определены на основе физико-механических свойств почвы в нашем регионе. В частности, выбор амплитуды колебаний $A = 5 \div 10$ mm и частоты $f = 10 \div 20$ Hz позволяет поддерживать степень измельчения почвы и агротехнические показатели в оптимальном состоянии. В разработанном вибрационном механизме используется двухроторный инерционный вибратор, каждый ротор которого имеет по 4 груза массой 500 грамм. Частота вращения роторов составляет 600÷900 об/мин; что обеспечивает необходимую частоту вибрации рабочих органов в диапазоне $f = 10 \div 20$ Hz.

4. Также учтены геометрические параметры системы: общая масса вибрирующей рамы $m_k = 65,2$ kg; расстояние $l_1 = 340$ mm, $l_2 = 680$ mm; период колебаний в виде маятника $T = 1,62$ s; что имеет важное значение при определении динамики механизма. Момент инерции системы определен в размере $J_0 = 14,93$ kg·m².

5. Согласно результатам исследования, конструкция разработанного вибрационного культиватора обладает технической новизной, что подтверждено патентом на полезную модель № FAP 2536, выданным Центром интеллектуальной собственности при Министерстве юстиции Республики Узбекистан. Конструкция состоит из двух основных рам, одна из которых крепится к трактору, а другая соединяется шарнирно и выполняет вибрационное движение. Это решение создает новые кинематические возможности в механической системе и позволяет качественно обрабатывать почву за счет передачи вибрационного движения на рабочие органы.

6. За счет работы в резонансной зоне можно увеличить амплитуду колебаний рабочих органов и, тем самым, эффективно измельчать почву. Это повысит эффективность культиватора и позволит снизить энергопотребление. Кроме того, в резонансе сдвиг фаз составляет $\theta = \pi/2$, и между колебательной силой и движением возникает разница в 90°, что обеспечивает устойчивую работу системы.

7. Результаты проведенных испытаний показали, что вибрационный чизель-культиватор успешно и стабильно выполняет установленный технологический процесс. В ходе испытаний серьезных недостатков не выявлено, а рабочие характеристики устройства полностью соответствовали существующим требованиям.

8. В результате использования нового вибрационного чизель-культиватора: затраты на обработку одного гектара снизились с 184 503

сумов до 176 326 сумов, что обеспечило экономию в 4,4 %. При средней обработке 150 гектаров за сезон годовая экономическая эффективность составила 1 821 442 сумов. Затраты труда снижаются на 2,9 %, расход топлива уменьшается с 8 kg/ha до 7,5 kg/ha (экономия 6,25 %). Общие эксплуатационные расходы сократились на 4,43%. Эти показатели свидетельствуют о полной экономической обоснованности внедрения новой техники на практике.

9. Конструкция вибрационного чизель-культиватора, разработанная на основе результатов данной научной работы, предлагает новый подход к современной сельскохозяйственной технике. Наряду с высокими агротехническими показателями, она отличается экономической эффективностью, энергосбережением и практическим удобством. В дальнейшем широкое внедрение этой технологии будет способствовать повышению конкурентоспособности сельскохозяйственной отрасли Узбекистана.

**SCIENTIFIC COUNCIL TO AWARDING OF THE SCIENTIFIC
DEGREES PhD.03/30.12.2019.T.90.01 AT NAMANGAN
ENGINEERING-CONSTRUCTION INSTITUTE**

NAMANGAN ENGINEERING-CONSTRUCTION INSTITUTE

NABIJANOV UTKIRBEK ASILBEK OGLI

**DEVELOPMENT OF A METHOD OF FORCED VIBRATIONS ON THE
WORKING ORGANS OF SOIL PROCESSING MACHINES**

05.02.02–Theory of mechanisms and machines.

Mechanical engineering and machine details

**DISSERTATION ABSTRACT
OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PhD) ON TECHNICAL SCIENCES**

The theme of the doctoral of philosophy (PhD) dissertation is registered by at the Supreme Attestation Commission at the Ministry of Higher education, science and innovations of the Republic of Uzbekistan under № B2024.2.PhD/T4668.

The dissertation was completed at Namangan engineering construction institute.

The abstract of the dissertation is posted three languages (Uzbek, Russian and English (resume)) on the website of Scientific Council at the address www.namdtu.uz and an the website Ziyonet information and educational portal www.ziyonet.uz.

Scientific supervisor: **Umurzakov Akramjon Xakimovich**
doctor of technical sciences, docent

Official opponents: **Djurayev Anvarjon Djurayevich**
doctor of technical science, professor

Nematov Erkin Hamrayevich
doctor of philosophy (PhD) in technical sciences,
associate professor

Leading organization: **Andijan State Technical Institute**

The defense of the dissertation will be held at _____ on “_____” _____ 2025 ear at the scientific council meeting №. PhD.03/30.12.2019.T.90.01 at the Namangan engineering construction institute (at the address: 12, Islam Karimov street, Namangan, 160103. Tel: (+99869) 234-15-23; Fax: (+99869) 234-15-23, e-mail info@namdtu.uz.)

The dissertation is available at the Information-resource center of the Namangan engineering construction institute (registration number _____). (Address: Namangan engineering construction institute (at the address: 12, Islam Karimov Street, Namangan, 160103. Tel: (+99869) 234-15-23 Fax: (+99869) 234-15-23, e-mail: info@namdtu.uz.)

Abstract of the dissertation sent out on “_____” _____ 2025 year.
(Distribution protocol registry № _____ on “_____” _____ 2025 year.

N.G.Bayboboyev

Chairman of the scientific council for awarding of scientific degrees, doctor of technical sciences, professor

V.M.Turdaliyev

Scientific secretary of scientific council awarding scientific degrees, doctor of technical sciences, professor

A.X.Umurzakov

Chairman of the scientific seminar under the scientific council awarding scientific degrees, doctor of technical sciences, docent

INTRODUCTION (PhD Dissertation Abstract)

The aim of the research is to develop the design of a vibrational soil processing mechanism and a method for providing forced vibrations to its working organs.

As the object of the research, a mechanism that provides forced vibrations to the working organ of a chisel-cultivator, which processes the soil before early spring and repeated planting, has been selected.

The scientific novelty of the research consists of the following:

the design of a vibrating chisel-cultivator equipped with a directional inertial vibrator mounted in the center of the beam connecting the columns and allowing the use of the resonance effect in its structure was developed;

the vibrating chisel-cultivator, which processes the soil, is considered as a vibrating mechanical system, and through its structural and kinematic study, mathematical expressions have been developed that allow determining redundant connections, geometric and kinematic parameters;

the movement of the vibrating frame is brought to a mechanical system in the form of a two-arm lever, and its dynamic model allows obtaining linear differential equations, and based on them, functional relationships between the main parameters of the vibrating device (spring stiffness, vibration amplitude, frequency, energy consumption) have been determined;

In order to minimize energy consumption during soil cultivation using a vibratory working tool, a method utilizing the resonance effect arising from oscillations has been developed, taking into account the various physical and mechanical properties of the soil.

Implementation of the research results. Based on the scientific results obtained on the development of a method for providing forced vibrations to the working bodies of soil tillage machines:

A patent for a utility model was obtained from the “Intellectual Property Center” under the Ministry of Justice for a chisel-cultivator that provides forced vibrations to the working bodies of soil tillage machines (“Vibrating chisel-cultivator”, FAP 2536 - 07/15/2024). As a result, it was possible to develop a structural scheme of a chisel-cultivator unit for processing soils with heavy mechanical composition;

The developed chisel-cultivator unit for processing soils with heavy mechanical composition was introduced at the “Khabibullo Abdullayev” farm in the Chust district of the Namangan region (Reference of the National Center for Knowledge and Innovations in Agriculture of the Ministry of Agriculture of the Republic of Uzbekistan dated October 23, 2024 No. 05/04-04-529). As a result, it is possible to reduce the costs of preparing agricultural land by up to 9-10 % due to reduced drag, improved work quality, and reduced fuel consumption.

Structure and Volume of the Dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, general conclusions, a list of references, and appendices. The total volume of the dissertation is 115 pages.

E'LON QILINGAN ISHLAR RO'YXATI
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I bo'lim (I часть; part I)

1. Каримов К. А., Умурзақов А., Мамадалиев И. Р., Набижонов Ў. А. Тупроққа ишлов бериш техник воситаларининг тортишга қаршилигини камайтиришда тебранма ҳаракатнинг аҳамияти // Механика ва технологиялар илмий журнали. - Наманган, 2022. - №3. - Б. 17-24. (05.00.00; ЎзР Олий атестация комиссияси Раёсатининг 2022 йил 1 февралдаги №311/6 қарори).

2. Abduvaxobov D. A., Mamadaliev I. R., Nabijonov O'.A. Agrosanoat mashinalarida tebranishlarning ahamiyati // Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali. - Наманган, 2023. - №4. -Б. 40-44. (05.00.00; О'zR Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2022 yil 1 fevraldagi №311/6 qarori).

3. Umurzakov A. X., Nabijonov O'.A. Kinematics of Soil-Tilling Vibrational Mechanisms // American Journal of Engineering, Mechanics and Architecture. - Volume 2, Issue 12, 2024 ISSN (E): 2993-2637. -p. 49-55. (05.00.00 №14¹).

4. Umurzakov A. X., Qosimov A.A., Mamadaliev I. R., Nabijonov O'.A. Dynamic Analysis of the Motion of a Vibrating Mechanical System // American Journal of Engineering, Mechanics and Architecture. - Volume 2. Issue 12. 2024 ISSN (E): 2993-2637. - p. 169-175. (05.00.00 №14¹).

II bo'lim (II часть; part II)

5. Patent UZ № FAP 2536. Vibratsiyali chizel-kultivator / Umurzaqov A.X., Mamadaliev I. R., Qosimov A.A., Nabijonov O'.A. // Rasmiy axborotnoma. - 2024. - № 8.

6. Мамадалиев И.Р, Набижонов Ў.А. Значение колебательных движений в снижении сопротивления почвообрабатывающей техники // models and methods for increasing the efficiency of innovative research: a collection scientific works of the International scientific conference. - Berlin, 2022. Volume 2. ISSUE 14 - p. 88-95.

7. Умурзақов А.Х., Абдувахобов Д.А., Умаров С.С., Набижонов Ў.А. Анализ методов воздействия вибрации на рабочие органы почвообрабатывающих машин // Замонавий машинасозликда инновацион технологияларни қўллашнинг илмий асослари: тажриба ва истиқболлар мавзусида халқаро миқёсида илмий-амалий конференция материаллари тўплами. - Наманган, 2022. - 4-қисм. - Б. 359-362.

8. Karimov K. A., Umurzaqov A. X., Mamadaliev I. R., Nabijonov O'. A. Tuproqqa ishlov berish mashinalarining tortishga qarshiligini kamaytirishda majburiy tebranishlardan foydalanish // Texnika va texnologiyalar rivojining istiqbollari: muammolar va yechimlar mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya. - Namangan, 2023. - 2-qism. - B. 172-175.

9. Umurzaqov A. X., Abduvaxobov D.A., Imomov M.H., Nabijonov O'.A. Tuproqqa ishlov berish mashinalarida tebranishlardan foydalanish istiqbollari //

Zamonaviy mashinasozlikda innovatsion texnologiyalarni qo'llashning ilmiy asoslari: tajriba va istiqbollar mavzusida xalqaro miqyosida ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to'plami. - Namangan, 2022. - B. 320-323.

10. Umurzaqov A. X., Abduvaxobov D.A., Nabijonov O'.A. Tuproqqa ishlov beruvchi mashina ishchi organlarida vibratsiya hosil qilish yo'llari // Mashinasozlikda innovatsiyalar, resurslardan foydalanish samaradorligini oshirish mavzusidagi xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya to'plami. - Namangan, 2021. - B. 367-369.

11. Qosimov A. Mahmudov F. Nabijonov O'. Tuproqqa ishlov berish mashinalarini ishchi organlariga vibratsiya berish orqali tortishga qarshiligini kamaytirish // Xalqaro standartlar asosida mahsulot sifatini ta'minlashda energiya va resurstejamkor zamonaviy texnologiyalarni qo'llashning innovasion usullari mavzusida o'tkazilgan respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy anjumani. - Namangan, 2024. - B. 142-144.

12. Umurzaqov A., Qosimov A., Mahmudov F., Nabijonov O'.Tuproqqa vibratsiyali ishlov beruvchi chizel-kultivator konstruksiyasini ishlab chiqish // Xalqaro standartlar asosida mahsulot sifatini ta'minlashda energiya va resurstejamkor zamonaviy texnologiyalarni qo'llashning innovasion usullari mavzusida o'tkazilgan respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy anjumani. - Namangan, 2024. - B. 149-151.

Avtoreferat Namangan muhandislik-qurilish instituti “Mexanika va texnologiya”
ilmiy jurnali tahririyatida tahrirdan o‘tkazildi va o‘zbek, rus hamda ingliz
tillaridagi mosligi tekshirildi (_____ 2025)

Bosishga ruxsat etildi: 30.09.2025-yil.
Bichimi 60x84¹/₁₆, “Times New Roman” garniturasida.
Shartli bosma tabog‘i 2,75 Adadi: 60. Buyurtma: № 195.

“Vodiy Poligraf” MCHJ bosmaxonasida chop etildi.
Namangan sh., 5-kichik tuman, G‘alaba ko‘chasi, 19-uy.

