

**TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI DSc.15/31.08.2022.T.73.03
RAQAMLI ILMIY KENGASH**

**TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI
O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
M.T.O‘RAZBOEV NOMIDAGI MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK
MUSTAHKAMLIGI INSTITUTI**

SHERMUXAMEDOV YUSUFBEK ABDULAZIZ O‘G‘LI

**BOG‘DORCHILIK VA UZUMCHILIK UCHUN MAHALLIY YUQORI
KLIRENSLI TRAKTORNING YURITMALAR TIZIMI
PARAMETRLARINI ASOSLASH**

05.08.06 – G‘ildirakli va gusenitsali mashinalar va ularni ishlatish

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

**Texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi avtoreferati
mundarijasi**
**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD) по
техническим наукам**
**Sontent of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD) on technical
sciences**

Shermuxamedov Yusufbek Abdulaziz o‘g‘li Bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mahalliy yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimi parametrlarini asoslash.....	3
Шермухамедов Юсуфбек Абдулазиз угли Обоснование параметров систем приводов отечественного высококлиренсного трактора для садоводство и виноградарства.....	21
Shermukhamedov Yusufbek Abdulaziz ugli Substantiation of parameters of drive systems of a domestic high-clearance tractor for Horticulture and Viticulture.....	39
E‘lon qilingan ishlar ro‘uxati Список опубликованных работ List of published works.....	44

**TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI DSc.15/31.08.2022.T.73.03
RAQAMLI ILMIY KENGASH**

**TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI
O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
M.T.O‘RAZBOEV NOMIDAGI MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK
MUSTAHKAMLIGI INSTITUTI**

SHERMUXAMEDOV YUSUFBEK ABDULAZIZ O‘G‘LI

**BOG‘DORChILIK VA UZUMCHILIK UChUN MAHALLIY YUQORI
KLIRENSLI TRAKTORNING YURITMALAR TIZIMI
PARAMETRLARINI ASOSLASH**

05.08.06 – G‘ildirakli va gusenitsali mashinalar va ularni ishlatish

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

Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2024.3.PHD/T4963 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya Toshkent davlat transport universiteti va O'zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi M.T.O'razboev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) veb-sahifaning www.andmiedu.uz hamda «ZiyoNet» axborot-ta'lim portali www.ziynet.uz manzillariga joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar:

Astanov Bekzod Jangiboevich,
texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD),
katta ilmiy xodim

Rasmiy opponentlar:

Xalmuxamedov Aziz Suratovich
texnika fanlar doktori, dotsent

Axmedov Doniyor Anvarjonovich
texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD),
dotsent

Yetakchi tashkilot:

Toshkent davlat texnika universiteti

Dissertatsiya himoyasi **Toshkent davlat transport universiteti** huzuridagi ilmiy darajalar beruvchi **DSc. 15/31.08.2022.T.73.03** raqamli Ilmiy Kengashning 2024 yil "05" dekabr soat 10:00 dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 100208, Toshkent sh, Temirchi ko'chasi, 57-uy, Tel.: (99871)294-77-38).

Dissertatsiya bilan Toshkent davlat transport universitetining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (_____ raqam bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 100167, Toshkent sh, Odilxo'jaev ko'chasi, 1-uy, Tel.: (99871) 299-05-66).

Dissertatsiya avtoreferati 2024 yil « _____ » _____ kuni tarqatildi.
(2024 yil « _____ » _____ dagi _____ raqamli reestr bayonnomasi).

A.A.Riskulov
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy
kengash raisi, t.f.d., professor

K.Z.Ziyaev
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy
kengash kotibi, falsafa
doktori (PhD), dotsent

A.A.Muxitdinov
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy
kengash qoshidagi ilmiy seminar
raisi, t.f.d., professor

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Dunyoda bog'dorchilik va uzumchilikda intensiv texnologiyalarni joriy etish masalalariga yanada katta ahamiyat berilmoqda. Jahon tajribasi shuni ko'rsatmoqdaki uzumzorlardagi operatsiyalarning 90%ni mexanizatsiyalashgan holda amalga oshirilishi mumkin, bog'larda bu ko'rsatkich taxminan 80%ni tashkil qilmoqda. Hozirda rivojlangan xorijiy mamlakatlarda bog'bonlar va uzumchilarning vazifasi mavjud traktorni ish qurollari bilan to'liq hajmda yuklash, undan maksimal darajada va mavjud bo'lgan agregatlar bilan foydalanishga qaratilgan masalalar yetakchi o'rinni egallagan. Bu borada, jumladan qatorlarga ishlov berish (yumshatish, tuproqqa ishlov berish, mulchalash va boshqalar), purkash, tok va novdalarga ishlov berish (chekankalash, kesish va boshqalar), gullarni butash, to'g'ridan-to'g'ri yig'ish turli xil osma texnikalar yordamida amalga oshirilishiga va traktorning zarur bo'lgan quvvatga ega bo'lishiga alohida e'tibor qaratilmoqda.

Jahonda rivojlangan mamlakatlarning traktor ishlab chiqaruvchi yetakchi kompaniyalari bog'dorchilik va uzumchilik traktorlari turlarini ko'paytirish, xususiyatlarini yaxshilash bo'yicha ilmiy izlanishlar olib bormoqda. Ushbu yo'nalishda jumladan, "Deutz-Fahr" (Germaniya) kompaniyasi traktor balandligini sozlashga, AGCO, New Holland (AQSh) kompaniyalari ham bog'lar uchun, ham uzumzorlar uchun mo'ljallangan ixtisoslashtirilgan traktorlar, shuningdek, gusenitsali traktorlar ishlab chiqishga, MTZ (Belarus Respublikasi) tuproqqa bosimni kamaytirish uchun traktorning og'irligini kamaytirishga, Goldoni BCS va Landini (Italiya) tormozlarni o'chirish va sharnirli (buklanadigan) ramalar tizimidan foydalanish orqali burilish radiusini minimallashtirishga, Sonalika Group (Hindiston) kompaniyasi dizaynga, yuk ko'tarish qobiliyatiga, gidravlik kuchaytirgichli rul boshqarmasiga, minimal radiusli burilishga bag'ishlangan tadqiqotlar ustivor hisoblanmoqda. Shu bilan birga, kichik maydonda burulishni ta'minlash, turli xildagi osma qurilmalardan samarali foydalanishni ta'minlash dolzarb vazifalardan hisoblanmoqda.

Respublikamizda oxirgi yillarda qishloq xo'jaligini isloh qilish, xususan, davlat boshqaruvi tizimini takomillashtirish, bozor munosabatlarini keng joriy etish, qishloq xo'jaligi mahsulotlarini yetishtirish, qayta ishlash va sotish sub'ektlari o'rtasidagi munosabatlarning huquqiy asoslarini mustahkamlash, qishloq xo'jaligi sohasiga investitsiyalarni jalb etish, resurstejamkor texnologiyalarni joriy etish, shuningdek, qishloq xo'jaligi mahsulotlarini ishlab chiqaruvchilarni zamonaviy texnika bilan ta'minlash bo'yicha muayyan chora-tadbirlar amalga oshirilmoqda. Jumladan, 2022–2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida "... eksportbop mahsulotlar yetishtirish hamda meva-sabzavotchilikni rivojlantirish, intensiv bog'lar maydonini 3 baravar va issiqxonalarni 2 baravar ko'paytirib, eksport salohiyatini yana 1 milliard AQSH dollariga oshirish."¹ bo'yicha vazifalari alohida belgilab berilgan. Mazkur vazifalarni bajarish ko'p jihatdan texnik ta'minotga, yuqori samarali mashinalarni

¹ O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son "2022-2026 yillarga mo'ljallangan

ishlab chiqish va joriy etishga, texnikalardan foydalanish darajasiga, mexanizatsiyalashgan ishlar sifatini oshirishga bog‘liq.

O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019-yil 23-oktabrdagi PF-5853-sonli “O‘zbekiston Respublikasining qishloq xo‘jaligini rivojlantirishning 2020-2030-yillarga mo‘ljallangan strategiyasini tasdiqlash to‘g‘risida”gi Farmoni, O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2017-yil 7-iyuldagi PQ-3117-sonli “Qishloq xo‘jaligi mashinasozligi sohasida ilmiy-texnika bazani yanada rivojlantirish chora-tadbirlari to‘g‘risida”gi, 2021-yil 23-noyabrdagi PQ-20-sonli “Mevalar va sabzavotchilik va uzumchilikda oilaviy tadbirkorlikni rivojlantirish, qishloq xo‘jaligi ishlab chiqarishida dehqon xo‘jaliklarining ulushini oshirish chora-tadbirlari to‘g‘risida”gi qarorlari O‘zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining 2008-yil 2-maydagi 83-sonli “Toshkent qishloq xo‘jaligi texnikasi zavodi” aksiyadorlik jamiyatining tashkiliy tuzilmasini takomillashtirish va faoliyatini optimallashtirish chora-tadbirlari to‘g‘risida”gi qarori hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me‘yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishi-ning ustuvor yo‘nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining II. «Energetika, energiya va resurs-tejamkorlik» ustuvor yo‘nalishiga mos ravishda bajarilgan.

Muammoning o‘rganilganlik darajasi. Traktorlarning yuritmalar tizimidagi ish jarayonlarni statik va dinamik hisobi bilan T.M.Bashta, D.N.Popov, L.M. Tarko, Ye.M. Galdin, D.V. Nikitin, N.F. Metlyuk, A.D. Altshul, V.K. Sveshnikov, A.L. Zuykov, B.P. Borisov, M.Ye. Goydo, M.I. Jilevich, S.V. Kobyzhev, Z.V. Lovkis, V.I. Mrochek, V.V. Guskov, D.A. Chudakov, V.Ya. Anilovich, I.B. Barskiy, V.A. Bondar, G.L. Kalbus, K.Ya. Nekrashevich, A.B. Lure, S.V. Molokanov, V.M. Dmitriev, V.B.Popov, A.V. Solamadze, R.Morselli, Janis Laceklis-Bertmanis, S.D. Kim, G.V. Prasanna Kumar, V. Matikainen, J. Čupera, J. Kosiba, P. Porteš, Z. Tkáč, Javad Tarighi, G.S. Manes, E. Seyedabadi, F. Kheiralla, L. Negut va boshqalar tadqiqotlar olib borgan.

O‘zbekistonda traktorlar yuritmalar tizimini O.V. Lebedev, A.A. Shermuxamedov, A.A. Axmetov, T.I. Askarxodjaev, Sh.P.Alimuxamedov, K.A. Sharipov, G.K. Annakulova, B.J.Astanov, Sh.A.Axmedov va boshqalar o‘rgangan.

Hozirgi vaqtda traktorlar va ularning ayrim uzatmalarining konstruktiv, statik va dinamik parametrlarini o‘rganish va hisoblash uchun turli xil analitik bog‘lanishlar, modellar va usullar ishlab chiqilgan.

Traktor yuritmalar tizimi parametrlarini hisoblashning mavjud usullarini tahlil qilish, ularning ayrim qismlari uchun matematik modellar ishlab chiqilgan va yechilgan, ammo bog‘dorchilik traktorlari uchun yuritmalar tizimi parametrlarini aniqlash uchun bog‘dorchilik traktorlari va ularning yuritmalar tizimiga qo‘yiladigan maxsus talablar bo‘yicha kompyuterdan foydalangan holda kompleks hisoblash usuli ishlab chiqilmagan.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan ilmiy-tadqiqot muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejaları bilan bog‘liqligi. Dissertatsiya

tadqiqoti MV-Atex.-2018-242 – “Intensiv bog‘dorchilik va uzumchilik ishlari uchun mo‘ljallangan portal tipidagi yuqori klirensli traktorning turg‘unlik bo‘yicha konstruktiv parametrlarini ishlab chiqish” (2018-2020 yy.) mavzusidagi amaliy loyihasi doirasida bajarilgan.

Tadqiqodning maqsadi bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mahalliy yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimidagi ish jarayonlarni kompleks hisob usulini ishlab chiqish va parametrlarini asoslashdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

bog‘dorchilik va uzumchilik traktorlariga qo‘yiladigan talablar, ularning yuritmalar tizimi va ularni hisoblash usullarini tahlil qilish;

bog‘dorchilik va uzumchilik traktorlarining yuritmalar tizimini statik hisoblash, sirpanish va ag‘darish mezonini asosida uning barqarorligini baholash;

bog‘dorchilik va uzumchilik traktorlarining yuritmalar tizimini dinamik hisoblash;

bog‘dorchilik va uzumchilik traktorlarining yuritmalar tizimini eksperimental o‘rganish;

nazariy va eksperimental tadqiqotlar natijalarini qiyosiy tahlil qilish;

tadqiqot natijalarini joriy qilish bo‘yicha tavsiyalar ishlab chiqish.

Tadqiqotning obyekti sifatida bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mahalliy yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimi olingan.

Tadqiqotning predmetini bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mahalliy yuqori klirensli traktori yuritmalar tizimining statik, kinematik va dinamik ko‘rsatkichlari tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Bog‘dorchilik va uzumchilikka mo‘ljallangan yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimi parametrlarini aniqlash bo‘yicha tadqiqot jarayonida nazariy mexanika, gidromexanika, mexanizmlar va mashinalar nazariyalari, g‘ildirakli transport vositalarining harakat nazariyasining asosiy qoidalari va usullaridan, tajribalarni rejalashtirish va matematik statistika usullaridan, ekspluatatsion xususiyatlarni aniqlashning me‘yoriy hujjatlaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

o‘zgaruvchan baza, koleya va klirensli bog‘dorchilik va uzumchilik traktorining turli tezlik va tayanch yuza qiyaliklardagi ag‘darilish va sirpanishga qarshi chegaraviy burchak qiymatlari traktorning muvozanat tenglamalari asosida aniqlangan;

bog‘dorchilik va uzumchilik traktorining gidravlik rul mexanizmi va gidravlik osma mexanizmlari zvenolarining burchak, burchak tezligi va burchak tezlanishlarini analitik bog‘lanishlari yopiq vektorlar usulini qo‘llagan holda aniqlangan;

traktor burilishi jarayoniga rul mexanizmi, gidrohajmiy rul yuritmalarining ishlashi va yo‘l sharoitlarining kompleks ta‘sirini hisobga olgan holda uning parametrlarini aniqlashtirish imkonini beradigan bog‘dorchilik va uzumchilik traktorining gidravlik rul boshqarmasining modeli va sonli hisoblash metodikasi ishlab chiqilgan;

osma mexanizmi, gidravlik yuritmalarning ishlashi va yuk massasiga bog‘liq ravishda uning parametrlarini aniqlashtirish imkonini beradigan bog‘dorchilik va uzumchilik traktorining gidravlik osma tizimini modeli va sonli hisoblash metodikasi ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

ishlab chiqilgan modellar, uslublar, algoritmlar va kompyuter dasturlari yordamida sonli modellashtirish asosida loyihalash bosqichida bog‘dorchilik va uzumchilik uchun yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimining samaradorligiga konstruktiv yechimlarning ta‘sirini baholash va ratsional parametrlarni aniqlash imkonini bergan;

tadqiqotlar asosida bog‘dorchilik va uzumchilik traktori yuritmalar tizimining kinematik va kuch tavsiflari, burilish, yuk ko‘tarish jarayonining dinamik tavsiflari aniqlandi;

taklif etilayotgan mezon, analitik bog‘lanish, model va sonli hisoblash metodikalari yordamida, loyihalash jarayonida bog‘dorchilik va uzumchilik traktorning statik va dinamik parametrlarini asoslash imkoni yaratilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi izlanishlarning zamonaviy uslub va o‘lchash vositalaridan foydalangan holda o‘tkazilgani, bog‘dorchilik va uzumchilik traktorlarini yuritmalar tizimining konstruktiv, statik va dinamik parametrlarini nazariy mexanika, gidromexanika, mexanizmlar va mashinalar, g‘ildirakli transport vositalarining harakatlanish nazariyasi va matematik modellashtirishning nazariy qoidalari asosida amalga oshirilgani, tajribalar natijalariga matematik statistika uslublari bilan ishlov berilganligi, traktorning yuritmalar tizimini kinematik va dinamik hisoblashda kompyuter dasturlaridan foydalanilgani, olingan nazariy va eksperimental natijalarning o‘zaro mosligi, yetarliligi. tadqiqotlar, traktorda laboratoriya va dala sinovlari o‘tkazilib, amaliyotga joriy qilinganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati.

Ilmiy ahamiyati ishlab chiqilgan matematik modellar, analitik bog‘liqliklar va barcha o‘xshash traktorlarning yuritmalar tizimining parametrlarini asoslashda hisoblash usullaridan foydalanish imkoniyati bilan izohlanadi.

Amaliy ahamiyati tadqiqot natijalaridan traktor tajriba namunasini ishlab chiqishda foydalanish, loyihalash sifati va samaradorligini oshirish, tajriba-konstruktorlik ishlari va zavod sinovlari, mehnat va boshqa xarajatlarni kamaytirish, shuningdek, qishloq xo‘jaligi ishlarini bog‘dorchilik va uzumchilik uchun traktorlar yordamida bajarishda mehnat unumdorligini oshirish bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mahalliy yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimi parametrlarini asoslash bo‘yicha tadqiqotlar asosida:

o‘zgaruvchan baza, koleya va klirensli bog‘dorchilik va uzumchilik traktorining turli tezlik va tayanch yuza qiyaliklardagi ag‘darilish va sirpanishga qarshi chegaraviy burchak qiymatlari traktorning muvozanat tenglamalari asosida aniqlangan va «O‘zavtosanoat» AJda joriy etilgan («O‘zavtosanoat» AJning 2024 yil 14 avgustdagi 17/07-25-1253-son ma‘lumotnomasi). Natijada bog‘dorchilik

traktorining ag‘darilishi va sirpanishiga nisbatan maksimal tezlik va qiyalik qiymatlari belgilangan;

bog‘dorchilik traktorining gidravlik rul mexanizmi va gidravlik osma mexanizmlarining takomillashtirilgan kinematik sxemasi, zvenolarining analitik bog‘lanishlari orqali aniqlangan kinematik parametrlari «O‘zavtosanoat» AJda joriy etilgan («O‘zavtosanoat» AJning 2024 yil 14 avgustdagi 17/07-25-1253-son ma’lumotnomasi). Natijada bog‘dorchilik traktorining konstruksiyasi ishlab chiqilgan;

bog‘dorchilik traktorining gidravlik osma tizimlaridagi ish jarayonini modeli va sonli hisoblash uslubi «O‘zavtosanoat» AJda joriy etilgan («O‘zavtosanoat» AJning 2024 yil 14 avgustdagi 17/07-25-1253-son ma’lumotnomasi). Natijada bog‘dorchilik traktori yuritmalar tizimining dinamik jarayonini o‘rganish va parametrlarini aniqlashtirish imkoniyati yaratilgan.

Bog‘dorchilik traktorining gidravlik rul boshqarmasi, gidravlik osma tizimlaridagi ish jarayonini modellashtirish orqali loyihalash-konstruktorlik ishlari va tajriba nusxasini ishlab chiqarishning samaradorligini 30% ga oshirishga erishilgan. Tadqiqot natijalarini joriy etishdan kutilayotgan yillik iqtisodiy samara, 50 ta traktor ishlab chiqarilganda, 1312500000 so‘mni tashkil etishini ko‘rsatdi.

Tadqiqot natijalari bo‘yicha 2 ta ixtiroga patent («Transport vositasining yuqori klirensli osma tizimi», IAP 06768; «Transport vositasining rul boshqarmasi gidrokuchaytirgichi», IAP 07207) olindi.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Mazkur tadqiqot natijalari 2 ta xalqaro va 2 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokamadan o‘tkazilgan.

Tadqiqot natijalarining e‘lon qilinganligi. Dissertatsiya mavzusi bo‘yicha jami 15 ta ilmiy ish chop etilgan, shulardan, O‘zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining dissertatsiyalar asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 6 ta maqola, jumladan, 4 tasi respublika va 2 tasi horijiy jurnallarda nashr etilgan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to‘rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 120 bet.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida o‘tkazilgan tadqiqotlarning dolzarbligi va zarurati asoslangan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari, ob‘ekt va predmetlari tavsiflangan, respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo‘nalishlariga mosligi ko‘rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan, olingan natijalarning ilmiy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot natijalarini amaliyotga joriy qilish, nashr etilgan ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo‘yicha ma’lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning “**Masalaning holati va tadqiqot vazifalar**” deb nomlangan birinchi bobida bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mo‘ljallangan traktorlarning konstruksion xosligi va ularga qo‘yiladigan talablar, bugungi kunda mamlakatimizda va jahonda traktor yuritmalar tizimini modellashtirish bo‘yicha

olib borilayotgan ilmiy-tadqiqot ishlari, yuqori klirensli qishloq xo'jaligi traktorlarining turg'unligi va xavfsizligini baholash mezonlari tahlili keltirilgan.

Yuqori klirensli traktorlarning mavjud konstruksiyalaridagi kamchiliklarni tahlil qilish asosida yuqori klirensli traktorlarga qo'yiladigan asosiy talablarni qondiradigan hamda baza va klirensni turli xil ish sharoitlari uchun pog'anasiz o'zgartirish imkonini beruvchi portal yuqori klirensli traktor konstruksiyasi taklif etildi.

Adabiyotlar tahlili shuningdek, mamlakatimizda va xorijiy mamlakatlarda ko'plab olimlar transport vositalarining yuritmalar tizimini hisoblash masalalari bilan shug'ullangani va shug'ullanib kelayotganini ko'rsatadi. Ular tomonidan yuritmalar tizimining elementlarini hisoblash modellari va usullari ishlab chiqilgan, yuritmalar tizimining ayrim xususiyatlarini o'rganishga imkon beradigan turli xil universal va maxsus dasturiy vositalar taklif qilingan, ammo bog'dorchilik va uzumchilik uchun mo'ljallangan traktorlarning konstruktiv xususiyatlari, yuritmalar tizimining mavjud modellari va ularning hisoblash usullarini takomillashtirish, turli omillarning ushbu yuritmalar qo'llaniladigan jarayonlarga kompleks ta'sirini hisobga olish (burilish jarayoni, yukni ko'tarish va tushirish jarayonlari, tormozlanish va boshqalar) zarurligini ko'rsatadi.

Dissertatsiyaning **“Bog'dorchilik va uzumchilik uchun mo'ljallangan yuqori klirensli traktorning yuritmalar tizimi parametrlarining statik hisobi”** deb nomlangan ikkinchi bobda, gidravlik rul boshqarmasi (GRB), gidravlik osma tizimi (GOT)ni statik hisobi va ixtisoslashtirilgan portal traktorining yonga sirpanish va ag'darilish mezonlariga muvofiq turg'unligini baholash amalga oshirilgan.

Taklif etilgan GRBning statik hisoblash usulidan foydalanib, hajmiy gidravlik yuritma va rul trapesiyasining parametrlari aniqlangan.

Rul trapesiyasining kinematikasini aniqlaydigan asosiy parametrlar - bu boshqariladigan g'ildiraklarning neytral holatida yon bo'g'inlarini og'ish burchagi φ , buriluvchi sapfalar shkvornyalari qlari orasidagi masofa M va yon bo'g'inlarning har birini uzunligi (r_1, r_2). Rul trapesiyasi sxemasi asosida bo'g'inlar o'lchamlari va minimal burilish radiusini ta'minlaydigan rul boshqarmasi g'ildiraklarining ichki va tashqi burilish burchaklari aniqlangan. Taklif etilayotgan traktor rul trapesiyasining parametrlari 1-jadvalda keltirilgan

1-jadval

Oldi ko'prik va rul ko'prik va rul boshqarmasi parametrlari

B, m	L, m	M, m	$\varphi, grad$	l, m	r_1, r_2, m	$\alpha, grad$	$\beta, grad$	R_{min}, m
3,0	3,029	2,584	25,7	2,362	0,283	30	50	4,267
3,0	2,221	2,184	29,1	1,975	0,276	30	50	3,421

Statik hisob-kitobda, GOT ko'tarish mexanizmining shartli nuqtasiga (og'irlik markaziga) qo'yilgan yukga asoslanib, sharnirli bo'g'inlardagi kuchlanish va qarshilik momentlarini ketma-ket aniqlash orqali ko'tarish kuchi aniqlandi.

Traktor GOTi 1,8 tonnagacha (17,658 kN) yukni ko'tarish uchun mo'ljallangan. Yuk ko'tarish kuchiga qarab, gidravlik silindrning turi va soni tanlanadi.

Traktorning osma mexanizmida sharnirli bo'g'inlardagi kuchlanish va qarshilik momentlari qiymatidan kelib chiqib, kinematik sxemadagi og'irlik markaziga qo'yilgan 1,8 tonna yukni diametri 100 mm bo'lgan bitta gidravlik silindr bilan ko'tarish mumkinligi aniqlandi.

G'ildirakli traktorlarning turg'unligi ularning bo'ylama va ko'ndalang qiyaliklarda ag'darilmasdan yoki sirpanmasdan ishlash qobiliyati bilan tavsiflanadi. Tormozlangan traktorning ag'darilmasdan turib turishi mumkin bo'lgan eng katta balandlik burchagi maksimal statik balandlik burchagi α_{lim} deb ataladi. Maksimal statik nishab burchagi traktor bir tomonga ag'darilmasdan yoki pastga sirpanmasdan turishi mumkin bo'lgan maksimal qiyalik burchagidir.

2 va 3-jadvallarda loyihalananayotgan portal traktorining o'zgaruvchi baza, past va yuqori klirens xolatidagi cheklovchi statik burchagi - $\alpha'_{i\lim}$, traktor harakatlanayotganda eng katta balandlik $\alpha_{i\varphi}$ va qiyalik burchaklari $\alpha'_{i\varphi}$, shuningdek, yonaki turg'unlikning statik $\beta_{i\text{ст.}}$ va dinamik $\beta_{i\text{дин.}}$ burchaklarining chegaraviy qiymatlari keltirilgan.

2 -jadval

Past va yuqori klirensli portal traktorining bo'ylama turg'unligi parametrlari

L_i (cm)	a_i (cm)	b_i (cm)	h_i (cm)	B (cm)	$\alpha_{i\lim}$ (grad.)	$\alpha'_{i\lim}$ (grad.)	$\varphi_{i\text{сц}}$	$\alpha_{i\varphi}$ (grad.)	$\alpha'_{i\varphi}$ (grad.)
302,9	152,9	150	125,8	300	50	50,5	0,33 0,76	10,9 29,2	8,3 16,1
222,1	136,5	105,6	214,2	300	26	28,5	0,33 0,76	14,2 56	7,48 12,9

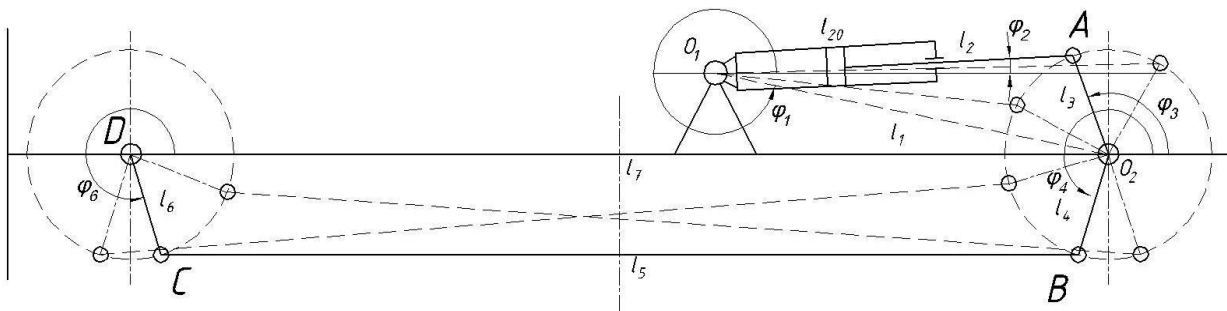
3 -jadval

Past va yuqori klirensli portal traktorining yonaka turg'unligi parametrlari

L_i (cm)	a_i (cm)	b_i (cm)	h_i (cm)	B (cm)	$\alpha_{i\lim}$, (grad)	$\varphi_{\text{сц}}$	$\beta_{i\text{ст.}}$, (grad)	$\beta_{i\text{дин.}}$, (grad)
302,9	152,9	150	125,8	300	50	0,33 0,76	50	25
222,1	136,5	105,6	214,2	300	26	0,33 0,76	35	17,5

Dissertatsiyaning **“Bog'dorchilik va uzumchilik uchun mo'ljallangan yuqori klirenli traktorning yuritmalar tizimi parametrlarini dinamik hisobi”** deb nomlangan uchinchi bobida rul trapesiyasi osma mexanizmning kinematik tavsiflari, matematik modellari va portal yuqori klirenli traktorning GRB va GOT dinamik hisoblash usullari, traktorning burilish jarayonini hisoblash keltirilgan.

Yopiq vektorlar usuliga asoslanib, gidravlik silindr porsheniga suyuqlik bosimi ta'sirida uzayadigan yoki qisqaradigan l_2+l_{20} -bo'g'inning o'zgarishiga qarab (1-rasm) burchaklar, burchak tezliklari va burchak tezlanishlari o'zgarishining analitik bog'lanishlari olingan.



1-rasm. GRB rul trapesiyasining kinematik sxemasi.

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \arccos\left(\frac{\ell_2^2 + \ell_1^2 - \ell_3^2}{2\ell_1 \cdot \ell_2}\right), \quad \varphi_3 = \varphi_1 - \arccos\left(\frac{\ell_2^2 - \ell_1^2 - \ell_3^2}{2\ell_1 \cdot \ell_3}\right), \quad (1)$$

$$\omega_2 = \frac{\dot{l}_2}{l_2} \operatorname{ctg}(\varphi_2 - \varphi_3), \quad \omega_3 = \frac{\dot{l}_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (2)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_2 = \left(\frac{\ddot{l}_2}{l_2} - \omega_2^2\right) \operatorname{ctg}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{2\dot{l}_2}{l_2} \omega_2 + \frac{l_3 \omega_3^2}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \\ \varepsilon_3 = \frac{l_2 \omega_2^2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} - \frac{\ddot{l}_2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} - \omega_3^2 \operatorname{ctg}(\varphi_3 - \varphi_2), \end{cases} \quad (3)$$

$$\varphi_{5,1,2} = k\pi + \operatorname{arctg}\left(\frac{-f_2 \pm \sqrt{f_2^2 - f_1 f_3}}{f_1}\right), \quad \varphi_{6,1,2} = k\pi + \operatorname{arctg}\left(\frac{-f_2 \pm \sqrt{f_2^2 - f_1 f_3}}{f_1}\right), \quad (4)$$

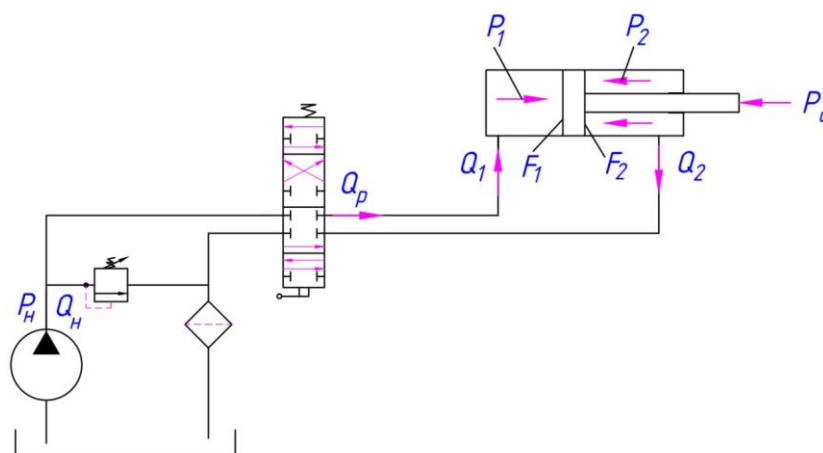
bunda

$$\begin{aligned} f_1 &= 4l_6^2 l_4^2 \sin^2 \varphi_4 - (l_7^2 + l_6^2 + l_4^2 - l_5^2 + 2l_7 l_4 \cos \varphi_4)^2, \quad f_2 = 4l_6^2 l_4 \sin \varphi_4 (l_7 + l_4 \cos \varphi_4), \\ f_3 &= 4l_6^2 (l_7 + l_4 \cos \varphi_4)^2 - (l_7^2 + l_6^2 + l_4^2 - l_5^2 + 2l_7 l_4 \cos \varphi_4)^2, \\ \omega_5 &= -\frac{l_4 \sin(\varphi_6 - \varphi_4)}{l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} \omega_4, \quad \omega_6 = \frac{l_4 \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}{l_6 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} \omega_4, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_5 = \frac{l_6 \omega_6^2}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} - \frac{l_4 \omega_4^2 \cos(\varphi_4 - \varphi_6)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} - \frac{l_4 \varepsilon_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_6)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} - \omega_4^2 \operatorname{ctg}(\varphi_4 - \varphi_6), \\ \varepsilon_6 = \frac{l_5 \omega_5^2}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} + \frac{l_4 \omega_4^2 \cos(\varphi_4 - \varphi_5)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} + \frac{l_4 \varepsilon_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_5)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} - \omega_6^2 \operatorname{ctg}(\varphi_6 - \varphi_5). \end{cases} \quad (6)$$

GRB traktorning gidravlik yuritmasi bilan ulangan quvvat silindri orqali boshqariladi.

Muayyan bo‘g‘inga kuchlarni keltirish usulidan foydalanib, gidravlik silindr porsheni harakati tenglamasini tuzamiz. Bunda, keltirish bo‘g‘ini sifatida gidravlik silindr shtokini tanlaymiz (2-rasm), ya’ni. $l_2 = l_2(t)$ bo‘g‘in. Bu holda, gidravlik silindrning dinamikasi quyidagi differensial tenglamalar tizimi bilan yoritiladi.



2-rasm. Gidravlik yuritmaning hisob sxemasi.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d(m_{np} v_2^2 / 2 + j_{np} \omega_2^2 / 2)}{dl_2} = P_d - k_v v_2 - P_{tr} \text{sign } v_2 - P_c \\ \frac{d p_1}{dt} = \frac{E_c (Q_1 - v_2 F_1)}{V_{01} + l_2 F_1} \\ \frac{d p_2}{dt} = \frac{E_c (v_2 F_2 - Q_2)}{V_{02} + (l_{max} - l_2) F_2} \end{array} \right. \quad (7)$$

bunda

$$m_{np} = \sum_{i=2}^n m_i (v_i / v_2)^2 + j_i (\omega_i / v_2)^2, \quad j_{np} = \sum_{i=2}^n m_i (v_i / \omega_2)^2 + j_i (\omega_i / \omega_2)^2, \quad P_d = p_1 F_1 - p_2 F_2,$$

$$P_c = \sum_{i=2}^n P_i v_i \cos \varphi_i / v_2 + M_i \omega_i / v_2,$$

m_{pr}, j_{pr} - gidrosilindr shtokiga keltirilgan harakatlanuvchi qismlarning massalari va inersiya momentlari; l_2, v_2, ω_2 - gidrosilindr shtokining ko'chishi, tezligi va burchak tezligi; k_v - qovushqoq ishqalanish koeffitsienti; R_{tr} - quruq ishqalanish koeffitsienti; R_d - gidrosilindr porshenini harakatlantiruvchi kuch; R_s - gidrosilindr shtokining keltirilgan qarshilik kuchi; R_1, Q_1, R_2, Q_2 - gidrosilindrning bosimli va oqova bo'shliqlaridagi bosim va sarflar; F_1, F_2 - bosimli va oqova bo'shliqlarning foydali yuzalari; V_{01}, V_{02} - bosimli va oqova bo'shliqlarning boshlang'ich suyuqlik hajmlari; m_i - i -zvenoning massasi; j_i - og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan i -zvenoning inersiya momenti; v_i - i -zvenoning og'irlik markazi tezligi; ω_i - i -zvenoning burchak tezligi; R_i, M_i - zvenolarga ta'sir etuvchi faol kuch va momentlar; φ_i - yo'naltiruvchi kuch P_i va tezlik v_i orasidagi burchak; l_i - i -zvenoning uzunligi.

Suyuqlikning quvurdagi harakatini tadqiq qilish uchun suyuqlik siqiluvchan va bir yoki bir necha qisqa uzunlikda jamlangan, deb qaraladigan model tanlangan (gidravlik tizim elementlarining deformatsiyalanuvchanligini hisobga oladigan parametrlari jamlangan tizim). Bu modelda, suyuqlikda erimagan havo pufakchalarini hisobga olish imkoniyati bor.

$$\rho \ell \frac{d^2 x}{dt^2} + 27,5 \frac{\ell \mu}{f} \frac{dx}{dt} + (0,443 \frac{k_\varepsilon \mu}{\sqrt{f}} + 0,5 \zeta \rho) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx}{dt} + p_{\text{БЫХ}} = p_{\text{BX}} \quad (8)$$

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{E_{\text{ж}} \delta_{\text{T}} E_{\text{T}}}{E_{\text{T}} \delta_{\text{T}} + d_{\text{T}} E_{\text{ж}}} \right) \frac{(Q_{\text{BX}} - Q_{\text{БЫХ}})}{V_{\text{ж}}}, \quad (9)$$

bunda $\text{sign} \frac{dx}{dt} = \begin{cases} 1 & v > 0 \\ -1 & v < 0 \end{cases}$, r_{VX} , Q_{VX} —quvurga kiruvchi suyuqlik bosimi va oqimi;

$r_{\text{ВЫХ}}$, $Q_{\text{ВЫХ}}$ —quvurdan chiquvchi suyuqlik bosimi va oqimi; t — vaqt; ρ i Ye_{J} - suyuqlikning zichligi va hajmiy elastiklik moduli; d_{T} , δ_{T} , E_{T} — mos ravishda quvur diametri, devori qalinligi va materialining elastiklik moduli; k_ε - approksimatsiya koeffitsienti, gidravlik magistralning nisbiy ε g'adir-budurligiga bog'liq; ζ - mahalliy qarshilik koeffitsienti; f i l - quvurning yuzasi va uzunligi; V_{J} — quvurdagi suyuqlik hajmi; μ - suyuqlikning dinamik qovushqoqligi.

Oqimning gidrotaqsimlagich orqali o'tishi quyidagicha aniqlanadi:

$$Q_p = \eta_p f_p(y) \sqrt{2|p_{\text{H}} - p_{\text{BX}}| / \rho} \quad (10)$$

bunda r_{n} - nasos hosil qilgan bosim, $f_r(y)$ - o'tkazish kesimining yuzasi, η_r - oqim koeffitsienti.

Gidrotaqsimlagichning o'tkazish kesimi yuzasini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$f_p(y) = \begin{cases} 0, & t < \tau \text{ бўлганда,} \\ \pi d_y^2 (t - \tau) / (4(t_k - t)), & \tau \leq t \leq t_k \text{ бўлганда,} \\ \pi d_y^2 / 4, & t > t_k \text{ бўлганда,} \end{cases}$$

bunda d_y - shartli o'tkazish diametri, τ - kechikish vaqti, t_k – o'tkazish kesimining to'liq ochilish vaqti.

Yuqoridagi (1)-(10) tenglamalar tizimi boshlang'ich va chegaraviy shartlar bilan birgalikda traktorning GRBsini dinamik hisoblash uchun matematik modelni tashkil qiladi. GRB ishi bilan bir qatorda, quyidagi tenglamalardan foydalanib, traktorning burilish jarayoni ham ko'rib chiqilgan. Bu masalalarni yechish uchun Paskal algoritmik tilida kompyuter dasturi ishlab chiqilgan (DGU 24056-sonli kompyuter dasturi).

$$m_T \frac{dV_y}{dt} = (k_{y1} \delta_1 \cos \alpha + k_{y2} \delta_2 - (R_1 f + M_T i_p / r_k) \sin \alpha) - m_T V_T \omega_T$$

$$m_T a b \frac{d\omega_T}{dt} = -k_{y1} \delta_1 a \cos \alpha + k_{y2} \delta_2 b + (R_2 f + M_T i_p / r_k) b \sin \alpha$$

$$x_u = \int (V_T \cos \gamma - V_y \sin \gamma) dt + c_1, \quad y_u = \int (V_T \sin \gamma + V_y \cos \gamma) dt + c_2, \quad \gamma = \int \omega_T dt + c_3$$

bunda m_t , V_t – traktor massasi va tezligi, V_y , ω_t – traktorning yonaki va burchak tezligi, δ_1 , δ_2 – traktor oldi va orqa o'qining yonaki siljish burchagi (uvod), k_{y1} , k_{y2} – yonaki siljish burchagiga qarshilik koeffitsientlari, R_1 , R_2 – o'qlardagi reaksiya

kuchlari, α – yo‘naltiruvchi g‘ildirakning burilish burchagi, f – yo‘l qarshilik koeffitsienti, M_t – bitta disk tomonidan ishlab chiqilgan tormoz momenti, i_p – g‘ildirak reduktorining uzatish soni, r_k – g‘ildirakning g‘ildirash radiusi, x_s, y_s, γ – traktor og‘irlik markazi va yo‘nalish burchagining koordinatalari.

GRB va GOTlarda o‘tish jarayonlari sodir bo‘lganligi sababli ular quyidagi parametrlar yordamida baholanadi: ishga tushish vaqti t_{sr} , o‘tish jarayoni vaqti t_{pp} , bosimni rostdash qiymati p_{max} .

Hisoblash natijasida olingan GRB parametrlarining o‘zgarishi va traktorning turli tezliklarda burilish tavsiflari 4-jadvalda keltirilgan.

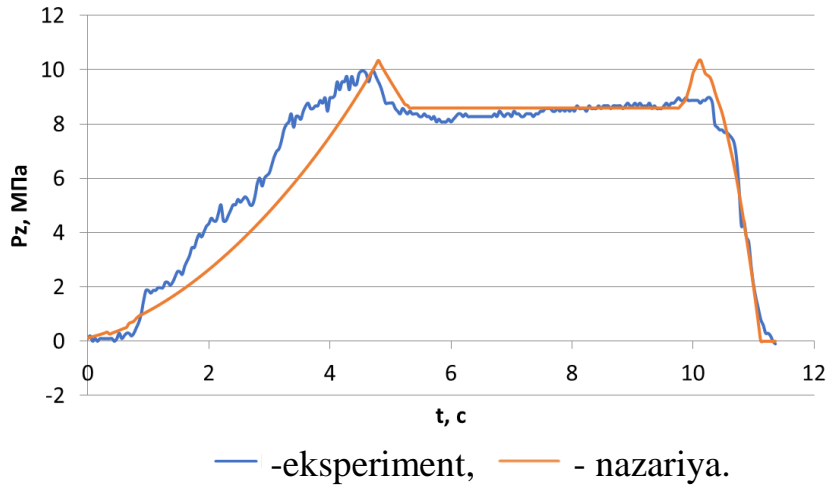
4-jadval

Traktorning burilishi jarayonining hisob natijalari

Traktor-ning bazasi va koleyasi uzunligi	Traktor-ning harakat tezligi, m/s	Traktor-ning burilish radiusi, m	Burilish yo‘lakchasi kengligi, m	Burilish yo‘lakchasi uzunligi, m	Gidravlik yuritmadagi o‘tish jarayoni tavsiflari		
					t_{sr} , cek	t_{pp} , cek	r_{pr} , %
L/B, m	v_{mp}	R_{mp}	y_k	x_k			
3,029/3,0	0,3	4,35	10,06	8,44	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,3	3,07	9,0	7,66	3,5	4,1	17
3,029/3,0	0,4	5,35	12,0	10,5	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,4	4,3	9,8	7,65	3,5	4,1	17
3,029/3,0	0,5	8,03	15,06	13,27	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,5	5,94	12,25	10,72	3,5	4,1	17
3,029/3,0	0,6	12,24	18,06	16,1	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,6	7,16	14,73	11,74	3,5	4,1	17

Olingan natijalar tahlili, o‘rganilayotgan traktor past klirens holatida 0,3...0,6 m/s tezlikda 3,07...12,24 m burilish radiusiga ega ekanligini ko‘rsatdi. 0,3 va 0,4 m/s tezliklarda burilish radiuslari ishlab chiqilayotgan traktor uchun texnik shartlar talablariga mos keladi ($L_v=2,221$ va 3,029 m da eng kichik radius 4,7 va 5,5 m dan oshmasligi kerak), 0,5 va undan yuqori tezliklarda burilish radiuslari texnik topshiriq qiymatlaridan oshib ketadi.

Traktor tezligi 0,4 m/s bo‘lgandagi nazariy va eksperimental tadqiqotlar natijalarining qiyosiy tahlili (3-rasm, 5-jadval) traktor burilish parametrlarining (burilish radiusi, burilish traektoriyasi uzunligi, burilish vaqti, burilish yo‘lakchasi kengligi va uzunligi, o‘tish jarayonining tavsiflari) chetlashishi umuman olganda 19% dan oshmasligini, bu esa ishlab chiqilgan modeldan GRB parametrlarini asoslashda va uning ishlashiga turli omillar ta‘sirini tahlil qilishda foydalanish imkonini beradi.



3-rasm. Traktorning burilishi jarayonida gidrosilindrdagi bosimning o'zgarishi.

5-jadval

Nazariy va eksperimental tadqiqot natijalarining solishtirma jadvali

	Traktor- ning harakat tezligi, m/s	Traktor- ning burilish radiusi, m	Traktorning burilish traektoriyasi uzunligi, m	Burilis h vaqti, sek	Burilish yo'lakchasi kengligi, m	Burilish yo'lakchasi uzunligi, m	Gidravlik yuritmadagi o'tish jarayoni tavsiflari		
	v_{mp}^{cp}	R_{mp}^{cp}	Z	t_p	y_k	x_k	$t_{sr},$ cek	$t_{pp},$ cek	$r_{pr},$ %
Nazar.	0,4	5,35	33,6	84,0	12,0	10,5	4,32	5,32	16,8
Eksper.	0,4	5,95	37,4	92,3	12,18	9,52	3,8	5,2	13,6
Chetlashish, %		10,08	10,15	2,3	1,48	10,29	12,0	2,2	19

GOTning dinamik tavsiflari ham xuddi shunday tarzda ko'rib chiqiladi.

Quyida yopiq vektorlar usuli asosida olingan sharnirli mexanizm bo'g'inlarining burchak, burchak tezliklari va burchak tezlanishlari o'zgarishining analitik bog'lanishlari keltirilgan.

$$\varphi_4 = \arccos\left(\frac{l_{31}}{l_4} \cos\varphi_{31}\right), \quad \omega_4 = \frac{l_{31}\omega_{31}}{l_4} \cos(\varphi_{31} - \varphi_4), \quad (11)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{l_{31}}{l_4} \varepsilon_{31} \cos(\varphi_{31} - \varphi_4) - \frac{l_{31}}{l_4} \omega_{31}^2 \sin(\varphi_{31} - \varphi_4) - \frac{2\dot{l}_4}{l_4} \omega_4, \quad (12)$$

$$\varphi_5 = \varphi_4 - \arccos\left(\frac{l_6^2 - l_4^2 - l_5^2}{2l_4 \cdot l_5}\right), \quad \varphi_6 = \varphi_4 + \arccos\left(\frac{l_6^2 + l_4^2 - l_5^2}{2l_6 \cdot l_4}\right), \quad (13)$$

$$\omega_5 = \frac{-\omega_4 l_4 \sin(\varphi_6 - \varphi_4) - \dot{l}_4 \cos(\varphi_6 - \varphi_4)}{l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \quad \omega_6 = \frac{-\omega_4 l_4 \sin(\varphi_5 - \varphi_4) - \dot{l}_4 \cos(\varphi_5 - \varphi_4)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \quad (14)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_5 = \frac{(\omega_4^2 l_4 - \ddot{l}_4) \cos(\varphi_6 - \varphi_4) - (\varepsilon_4 l_4 + 2\dot{l}_4 \omega_4) \sin(\varphi_6 - \varphi_4) - \omega_5^2 l_5 \cos(\varphi_6 - \varphi_5) - \omega_6^2 l_6}{l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \\ \varepsilon_6 = \frac{(\omega_4^2 l_4 - \ddot{l}_4) \cos(\varphi_5 - \varphi_4) - (\varepsilon_4 l_4 + 2\dot{l}_4 \omega_4) \sin(\varphi_5 - \varphi_4) - \omega_6^2 l_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_5) + \omega_5^2 l_5}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \end{cases} \quad (15)$$

$$\varphi_8 = \varphi_7 - \arccos\left(\frac{\ell_{61}^2 - \ell_7^2 - \ell_8^2}{2\ell_7 \cdot \ell_8}\right), \quad \omega_8 = \frac{l_{61}\omega_6}{l_8} \cos(\varphi_6 - \varphi_8), \quad \dot{l}_8 = l_{61}\omega_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_8),$$

$$\varepsilon_8 = \frac{l_{61}}{l_8} \varepsilon_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_8) - \frac{l_{61}}{l_8} \omega_6^2 \sin(\varphi_6 - \varphi_8) - \frac{2\dot{l}_8}{l_8} \omega_8, \quad (16)$$

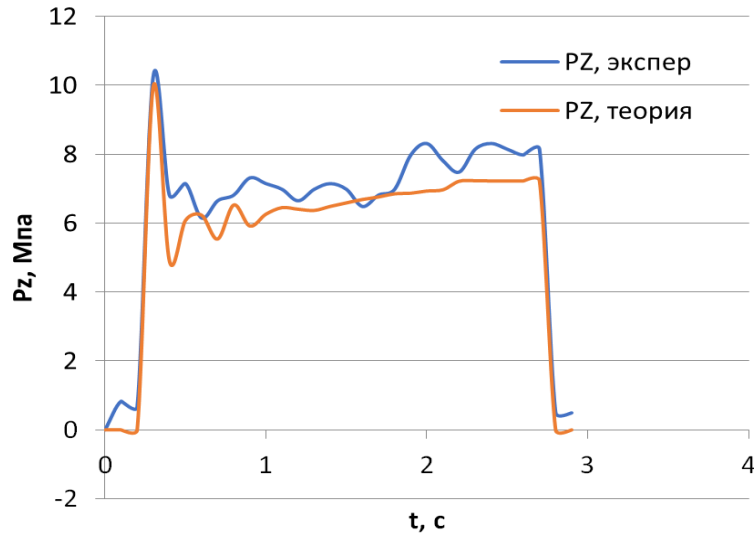
$$\varphi_9 = \varphi_8 - \arccos\left(\frac{\ell_{10}^2 - \ell_8^2 - \ell_9^2}{2\ell_8 \cdot \ell_9}\right), \quad (17)$$

$$\omega_9 = \frac{-\omega_8 l_8 \sin(\varphi_{10} - \varphi_8) - \dot{l}_8 \cos(\varphi_{10} - \varphi_8)}{l_9 \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}, \quad \omega_{10} = \frac{-\omega_8 l_8 \sin(\varphi_9 - \varphi_8) - \dot{l}_8 \cos(\varphi_9 - \varphi_8)}{l_{10} \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}, \quad (18)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \varepsilon_9 &= \frac{(\omega_8^2 l_8 - \ddot{l}_8) \cos(\varphi_{10} - \varphi_8) - (\varepsilon_8 l_8 + 2\dot{l}_8 \omega_8) \sin(\varphi_{10} - \varphi_8) - \omega_9^2 l_9 \cos(\varphi_{10} - \varphi_9) - \omega_{10}^2 l_{10}}{l_9 \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}, \\ \varepsilon_{10} &= \frac{(\omega_8^2 l_8 - \ddot{l}_8) \cos(\varphi_9 - \varphi_8) - (\varepsilon_8 l_8 + 2\dot{l}_8 \omega_8) \sin(\varphi_9 - \varphi_8) - \omega_{10}^2 l_{10} \cos(\varphi_{10} - \varphi_9) + \omega_9^2 l_9}{l_{10} \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}. \end{aligned} \right. \quad (19)$$

(7)-(10) tenglamalar tizimi (1)-(3), (11)-(19) analitik bog‘lanishlar, boshlang‘ich va chegaraviy shartlar bilan birgalikda traktor GOT dinamik hisobining matematik modelini tashkil etadi. Matematik modelni yechish uchun Paskal algoritmik tilida kompyuter dasturi ishlab chiqildi (DGU 25970-sonli kompyuter dasturi).

8-rasmda 1500 kg yuklangan GOTdagi bosim o‘zgarishining o‘tish jarayoni nazariy va eksperimental grafiklari keltirilgan.



8-rasm. 1500 kg yuklanishdagi GOTda bosim o‘zgarishi.

Natijalarning solishtirma tahlili GOT ishlashining nazariy va eksperimental tadqiqotlari natijalarining maksimal chetlashishi: ishga tushish vaqti 7,1%, o‘tish jarayoni vaqti 15%, bosimning rostlanishi 13,3% tashkil etdi, bu natijalar taklif qilingan model va hisoblash metodikasining adekvatligini ko‘rsatadi.

Dissertatsiyaning “Bog‘dorchilik va uzumchilikka mo‘ljallangan yuqori klirenli traktorning yuritmalar tizimini eksperimental tadqiqoti” to‘rtinchi bobida eksperimental tadqiqot dasturi, metodikasi va natijalari keltirilgan.

Eksperimental tadqiqot dasturi va metodikasi traktor bazasi uzunligini o‘zgartirish va klirensini rostdlash mexanizmlarining gidravlik tizimi parametrlarini, GRB, GOT, GOTning yuk ko‘tarish qobiliyatini, gidravlik yuritmadagi maksimal bosimni, tizimning bir holatdan ikkinchisiga o‘tish vaqtini, traktorni burilish jarayonini, minimal burilish radiusini aniqlashga bag‘ishlangan.

Eksperimentlarni rejalashtirish orqali ishonchlilik $N=0,9$, xatolik $\Delta= 3$ bo‘lishi uchun sinovlar soni $p=3$ ta bo‘lishi aniqlandi.

Traktorning gidrohajmiy rul boshqarmasining asosiy ko‘rsatkichlari: traktor rulining lyufti 3 grad, traktor rulining gardishidagi kuch 4,9 N dan 15 N gacha, bu DSt 28174-89 ga (30 N dan ortiq emas) to‘g‘ri keladi, traktorning tuproq yo‘lda burilishida GRBdagi maksimal bosim 9,95 MPa, nominal bosim 8,6 MPa, ishga tushish vaqti 3,8 sek, o‘tish jarayoni vaqti 5,2 sek, bosimning rostlanishi 1,35 MPa.

Traktorning transport holatida g‘ildirakning minimal burilish radiusi tormozlanishsiz 5,95 m va burilishda 5,1 m, Transport holatida g‘ildiraklarning burilish burchagi tashqisi 41° va ichkisi 51°, g‘ildirakning aylanishdagi burchagi 60°ni tashkil etdi, bu texnik topshiriq tlabiga mos keladi.

GOTda 1000 va 1500 kg yuklarni ko‘tarishda bosim o‘zgarishining o‘tish jarayonlari olingan. Natijalar, GOT 1000 kg yuk bilan yuklanganda maksimal bosim 7,1 MPa, nominal bosim 4,94 MPa, ishga tushish vaqti 0,26 sek, o‘tish jarayoni vaqti 2,3 sek va bosimning rostlanishi 2,16 MPa bo‘lishini, 1500 kg yuk bilan yuklanganda maksimal bosim 10,6 MPa, nominal bosim 8,34 MPa, ishga tushish vaqti 0,28 sek, o‘tish jarayoni vaqti 1,9 sek, bosimning rostlanishi 2,26 MPa bo‘lishini ko‘rsatdi.

Tavsiya etilgan parametrlar va olingan natijalardan foydalanish loyihalash-konstruktorlik ishlarining sifati va samaradorligini oshirish, zavod sinovlari uchun sarf mablag‘larini kamaytirish va mehnat unumdorligini 30% ga oshirish imkonini beradi. Tadqiqot natijalarini joriy etishda ixtirolar va ratsionalizatorlik takliflari asosida yangi mahsulotlar va sifati yaxshilangan mahsulotlar (yuqori narxdagi), shuningdek aholi ehtiyojlarini qondirish uchun yangi mahsulotlar yoki yaxshilangan sifatli mahsulotlarni ishlab chiqarishdan kutilayotgan yillik iqtisodiy samarani hisoblash uslubidan foydalangan holda, 50 ta traktor ishlab chiqarilganda iqtisodiy samara 1312500000 so‘mni tashkil etishini ko‘rsatdi.

XULOSA

1. Yuqori klirenli traktorlarning mavjud konstruksiyalaridagi kamchiliklarni tahlil qilish asosida turli xil ish sharoitlari uchun baza va klirensni pog‘onasiz o‘zgartirish imkonini beruvchi portal yuqori klirensli traktor konstruksiyasi taklif etildi. Transport vositalarining yuritmalar tizimlarini hisoblashga bag‘ishlangan adabiyotlarning tahlili, mamlakatimizda va xorijda ko‘plab olimlar bu masalalar bilan shug‘ullanganligi va shug‘ullanayotganligini ko‘rsatdi. Ammo bog‘dorchilik va uzumchilik uchun mo‘ljallangan traktorlarning

konstruktiv xususiyatlari, yuritmalar tizimining mavjud modellari va ularning hisoblash usullarini takomillashtirish, ushbu yuritmalar qo'llaniladigan jarayonlarga turli omillarning kompleks ta'sirini hisobga olish (burilish jarayoni, yukni ko'tarish va tushirish jarayonlari va boshqalar) zarurligini ko'rsatadi.

2. Statik hisoblash usullari asosida taklif etilib, bog'dorchilik va uzumchilik traktorini yonaki sirpanishsiz burilish sharti va old o'qning tashqi va ichki g'ildiraklarining burilish burchaklarining kerakli nisbatiga asosan minimal burilish radiusini ta'minlaydigan maxsus sharnirli to'rt bo'g'inli rul trapesiyasi va yetti zvenoli osma mexanizmi, GRB va GOMlarning parametrlari aniqlangan hamda ushbu tizimlarning elementlari tanlangan.

3. Turli tezlik va tayanch yuza qiyaliklarida ag'darilish va sirpanishlarga barqarorlik mezonlarini aniqlash imkonini beradigan bo'ylama va ko'ndalang qiyaliklarda yuqori klirensli traktorning turg'unligini hisoblash uslubi taklif qilingan, Portal traktorining past va yuqori klirensli xollari uchun og'irlik markazi va bazasini o'zgartirganda statik va dinamik burchaklarining chegara qiymatlari aniqlandi.

4. Rul trapesiyasi, gidrostatik rul yuritmalari ishlashi va yo'l sharoitlarini traktorning burilish jarayoniga, osma mexanizmi, gidravlik yuritmalarini ishlashi va yuk massasini yuk ko'tarish va tushirish jarayoniga kompleks ta'sirini hisobga olgan holda parametrlarini aniqlashtirish imkonini beradigan bog'dorchilik va uzumchilik traktorining GRB va GOTlarini modeli va sonli hisoblash uslubi ishlab chiqilgan.

5. Yopiq vektor usulidan foydalanib, rul trapesiyasi va osma mexanizmning zvenolari burchaklari, burchak tezliklari va burchak tezlanishlari o'zgarishining analitik bog'lanishlari olingan.

6. Taklif etilayotgan modellar va ularni hisoblash metodikasi asosida GRB va traktorning burilish parametrlari, shuningdek, 1000 va 1500 kg og'irlikdagi yukni ko'tarishda GOT parametrlarining o'zgarishi bog'liqlanishlari olindi. Hisoblash natijalari ko'rib chiqilayotgan traktor 0,3 ... 0,6 m/s tezlikda pastklirens holatida 3,07 ... 12,24 m burilish radiusiga ega ekanligini ko'rsatdi. 0,3 va 0,4 m/s tezliklarda burilish radiusi qiymatlari ishlab chiqilayotgan traktor uchun texnik talablarga javob beradi ($L_v=2,221$ va $3,029$ m da eng kichik radius 4,7 va 5,5 m dan oshmasligi kerak), 0,5 va undan yuqori tezliklarda texnik topshiriq qiymatlaridan oshib ketadi.

7. Nazariy va eksperimental tadqiqotlar natijalarining solishtirma tahlili quyidagilarni ko'rsatdi:

- traktor tezligi 0,4 m/s bo'lgandagi uning tuproqli yuzada burilish parametrlarining (burilish radiusi, burilish traektoriyasi uzunligi, burilish vaqti, burilish yo'lakchasi kengligi va uzunligi, o'tish jarayonining tavsiflari) chetlashishi umuman olganda 19% dan oshmaydi;

- GOTda 1000 va 1500 kg yuklarni ko'tarishda bosim o'zgarishining o'tish jarayonlarining ishga tushish vaqtining maksimal chetlashishi 7,1%, o'tish jarayoni vaqtining maksimal chetlashishi 15%, bosimning rostlanishining maksimal chetlashishi 13,3% tashkil etdi, bu natijalar taklif qilingan model va hisoblash metodikasining adekvatligini ko'rsatadi.

8. Ishlab chiqilgan laboratoriya-dala sinov dasturi va uslubi asosida bazasi o'zgaruvchi, klirensi rostlanuvchi bog'dorchilik va uzumchilik traktorining gidravlik osma tizimi, gidravlik rul boshqarmasi tadqiqoti bo'yicha tajriba traktori parametrlarining texnik shart talablariga muvofiqligini baholash, shuningdek, nazariy modellarning eksperimental ma'lumotlarga muvofiqligini tekshirish imkonini beruvchi natijalar olindi. Eksperimental tadqiqotlar natijasida traktorning transport holatida g'ildiraklarning minimal burilish radiusi tormozlanishsiz 5,95 m va burilishda 5,1 m, tashqi g'ildirakning burilish burchagi 41° va ichkisiniki 51° , GOT 1500 kg yuk bilan yuklanganda maksimal bosim 10,6 MPa, nominal bosim 8,34 MPa, ishga tushish vaqti 0,28 sek, o'tish jarayoni vaqti 1,9 sek, bosimning rostlanishi 2,26 MPa bo'lishi aniqlandi.

9. Tadqiqot natijalari "Avtosanoat" AJga joriy etildi. Bog'dorchilik va uzumchilik uchun mo'ljallangan traktorning gidravlik rul boshqarmasi, tormoz tizimi va gidravlik osma tizimidagi ish jarayonini modellashtirish orqali loyiha-konstruktorlik ishlari va tajriba namunasini ishlab chiqish samaradorligini 30 foizga oshirish mumkin bo'ldi. Tadqiqot natijalarini joriy etishdan yillik kutilayotgan iqtisodiy samara, 50 ta traktor ishlab chiqarilganda, 1312500000 so'mni tashkil etishini ko'rsatdi.

Tadqiqot natijalariga ko'ra 2 ta ixtiroga patent va 3 ta kompyuter dasturlariga guvohnoma olindi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSc.15/31.08.2022.Т.73.03 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ ТАШКЕНТСКОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ
ТРАНСПОРТНОМ УНИВЕРСИТЕТЕ**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТРАНСПОРТНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ
АКАДЕМИИ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН ИМЕНИ
М.Т.УРАЗБАЕВА**

ШЕРМУХАМЕДОВ ЮСУФБЕК АБДУЛАЗИЗ УГЛИ

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПРИВОДОВ
ОТЕЧЕСТВЕННОГО ВЫСОКОКЛИРЕНСНОГО ТРАКТОРА ДЛЯ
САДОВОДСТВА И ВИНОГРАДАРСТВА**

05.08.06 – Колесные и гусеничные машины и их эксплуатация

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации доктора философии(PhD) по техническим наукам**

Ташкент – 2024

Тема диссертации доктора философии (Doctor of Philosophy) зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за № В2024.3.PHD/Т4963.

Диссертация выполнена в Ташкентском государственном транспортном университете и Институте механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан имени М.Т.Уразбаева

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-сайте Научного совета и на Информационно-образовательном портале «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Научный руководитель: **Астанов Бекзод Жангибоевич,**
доктор философии (PhD) по техническим наукам,
старший научный сотрудник

Официальные оппоненты: **Халмухамедов Азиз Суратович,**
доктор технических наук, доцент

Ахмедов Дониёр Анваржонович
доктор философии (PhD) по техническим наукам, доцент

Ведущая организация: **Ташкентский государственный технический университет**

Защита диссертации состоится часов на заседании Научного совета **DSc.15/31.08.2022.Т.73.03** при Ташкентском государственном транспортном университете «05» декабря 2024 года в 10:00. (Адрес: 100208, г.Ташкент, ул.Темирчи, дом 57. Тел.: (99871)294-77-38).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Ташкентского государственного транспортного университета _____ зарегистрирован под номером _____). Адрес: 100167, г.Ташкент, ул.Адилхужаева, дом 1. Тел.: (99871) 299-05-66.

Автореферат диссертации распространен « ____ » _____ 2024 года.
(Протокол реестра под № ____ от « ____ » _____ 2024 года).

А.А.Рискулов
Председатель научного совета по
присуждению ученых степеней,
доктор технических наук, профессор

К.З.Зияев
Ученый секретарь научного совета,
доктор философии(PhD), доцент

А.А.Мухитдинов
Председатель научного семинара при
научном совете по присуждению
ученых степеней, доктор
технических наук, профессор

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и необходимость темы диссертации. В мире все больше внимания уделяется внедрению интенсивных технологий в садоводстве и виноградарстве. Мировой опыт показывает, что 90 % операций на винограднике уже можно производить механизировано, в садах эта цифра чуть ниже — около 80 %. В настоящее время в развитых зарубежных странах задачей садоводов и виноградарей является полная загрузка имеющегося трактора рабочими орудиями, максимальное использование его с имеющимися агрегатами. В связи с этим, работы по уходу за междурядьями (рыхление, обработка почвы, мульчирование и т. д.), опрыскивание, уход за лозой и ветками (чеканка, обрезка, кронирование и т. д.), прореживание цветов, непосредственно сбор — все это можно выполнять с помощью различной навесной техники. А значит, трактор должен обладать необходимой мощностью.

Ведущие мировые производители тракторов проводят научные исследования по увеличению типов садоводческих и виноградарских тракторов и улучшению их характеристик. В этом направлении, в том числе. Ведущие мировые фирмы США, Германии, Франции, Италии, России, Белоруссии, Индии, Китая производящие тракторы, проводят научно-исследовательские работы по увеличению линейки садоводческо-виноградарских тракторов и улучшению их характеристик. В частности, фирма Deutz-Fahr (Германия) особое внимание обращает исследованию регулирования высоты трактора, фирмы AGCO, New Holland (США) разработке специализированных тракторов как для садов, так и для виноградников, а также тракторов с гусеничным ходом, МТЗ (республика Беларусь) уменьшению веса трактора с целью снижения давления на почву, компании Goldoni BCS и Landini (Италия) минимизации радиуса поворота путем отключения тормозов и применением системы шарнирных (складывающихся) рам, компания Sonalika Group (Индия) дизайну, грузоподъемности, рулевому управлению с гидроусилителем, минимальному радиусу поворота.

В последние годы проводится определенная работа по направлению реформирования сельского хозяйства страны, в частности по совершенствованию системы государственного управления, широкому внедрению рыночных отношений, укреплению правовых основ взаимоотношений между субъектами, производящими, перерабатывающими и реализующими сельскохозяйственную продукцию, привлечению в отрасль инвестиций, внедрению ресурсосберегающих технологий, а также обеспечению производителей сельскохозяйственной продукции современной техникой. Например, в стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы предусмотрено¹ «...выращивание экспортоориентированной продукции

¹ УП РУз №УП-5853 от 23.10.2019 г. «Об утверждении стратегии развития сельского хозяйства Республики Узбекистан на 2020 — 2030 годы».

и развитие плодоовощного хозяйства, увеличение площадей интенсивных садов в 3 раза и теплиц в 2 раза, увеличение экспортного потенциала еще на 1 млрд долларов США». Выполнение этих задач во многом зависит от технического обеспечения, разработки и внедрения высокопроизводительных машин, уровня использования техники, повышения качества механизированных работ.

Указ Президента Республики Узбекистан №УП-5853 от 23.10.2019 г. «Об утверждении стратегии развития сельского хозяйства Республики Узбекистан на 2020 — 2030 годы», Постановления Президента Республики Узбекистан № ПП-3117 от 07.07.2017 года «О мерах по дальнейшему развитию научно-технической базы в сфере сельскохозяйственного машиностроения», № ПП-20 от 23.11.2021 года «О мерах по развитию семейного предпринимательства в плодоовощеводстве и виноградарстве, увеличению доли дехканских хозяйств в сельскохозяйственном производстве», Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан №83 от 02.05.2008 года «О мерах по совершенствованию организационной структуры и оптимизации деятельности АО «Ташкентский завод сельскохозяйственной техники», и настоящее диссертационное исследование служит в определенной степени реализации задач, определенных в документах, связанных с этой деятельностью.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий республики II. “Энергетика, энергия и ресурсосбережение, транспорт, машины и оборудование».

Степень изученности проблемы. Статическими и динамическими расчетами рабочих процессов в системах приводов тракторов занимались: Т.М.Башта, Д.Н.Попов, Л.М. Тарко, Е.М. Галдин, Д.В. Никитин, Н.Ф. Метлюк, А.Д. Альтшуль, В.К. Свешников, А.Л. Зуйков, Б.П. Борисов, М.Е. Гойдо, М.И. Жилевич, С.В. Кобызев, З.В. Ловкис, В.И. Мрочек, В.В. Гуськов, Д.А. Чудаков, В.Я. Анилович, И.Б. Барский, В.А. Бондарь, Г.Л. Кальбус, К.Я. Некрашевич, А.Б. Лурье, С.В. Молоканов, В.М. Дмитриев, В.Б.Попов, А.В. Соламадзе, R.Morselli, Janis Laceklis-Bertmanis, S.D. Kim, G.V. Prasanna Kumar, V. Matikainen, J. Čupera, J. Kosiba, P. Porteš, Z. Tkáč, Javad Tarighi, G.S. Manes, E. Seyedabadi, F. Kheiralla, L. Negut и другие. В Узбекистане системы приводов в тракторах исследовали О.В. Лебедев, А.А. Шермухамедов, А.А. Ахметов, Т.И. Аскарходжаев, Ш.П. Алимухамедов, К.А. Шарипов, Г.К. Аннакулова, Б.Ж.Астанов, Ш.А.Ахмедов и др.

В настоящее время разработаны различные аналитические связи, модели и методы для исследования и расчета конструктивных, статических и динамических параметров тракторов и их отдельных приводов.

Анализ имеющихся методов расчета параметров систем приводов тракторов, что математические модели для их отдельных частей разработаны и решены, но не разработан комплексный расчетный метод с применением ЭВМ для определения параметров систем приводов садоводческих тракторов

в зависимости от особых требований, предъявляемых как к садоводческим тракторам, так и к их системам приводов.

Связь диссертационного исследования с планом научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, в котором выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено на основании выполнения проекта прикладных исследований государственной научно-технической программы МВ-Атех-2018-242 «Разработка портального высококлиренсного трактора колесной формулой (4к2) для работы с комплексом машин в интенсивном садоводстве и виноградарстве» (2018-2020 годы).

Цель исследования. Разработка методики комплексного расчета и обоснование параметров систем приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства отечественного производства.

Задачи исследования:

анализ требований, предъявляемых к садоводческим и виноградарским тракторам, к их системам приводов и методам их расчета;

статический расчет систем приводов трактора для садоводства и виноградарства, оценка его устойчивости по критерию скольжения и опрокидывания;

динамический расчет систем приводов трактора для садоводства и виноградарства;

экспериментальное исследование систем приводов трактора для садоводства и виноградарства;

сравнительный анализ результатов теоретического и экспериментального исследований;

разработка рекомендаций по внедрению результатов исследования.

Объект исследования: Системы приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства.

Предмет исследования: Статические, кинематические и динамические показатели систем приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства.

Методы исследования. В процессе исследования при определении параметров систем приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства использованы основные правила и методы теоретической механики, гидромеханики, теории механизмов и машин, теории движения колесных машин, методы планирования экспериментов и математической статистики, нормативные документы определения эксплуатационных свойств.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

на основе уравнений равновесия определены предельные значения углов опрокидывания и скольжения трактора для садоводства и виноградарства с изменяемой базой, колеей и клиренсом при различных скоростях и уклонах опорной поверхности;

определены аналитические зависимости изменения углов, угловых скоростей и ускорений звеньев рулевого и навесного механизмов трактора для садоводства и виноградарства;

разработана модель и численная методика расчета гидравлического рулевого управления трактора для садоводства и виноградарства, позволяющая уточнить ее параметры с учетом комплексного влияния работы рулевого механизма, гидрообъемного рулевого привода и дорожных условий на процесс поворота трактора;

разработана модель и численная методика расчета гидравлической навесной системы трактора для садоводства и виноградарства, позволяющая уточнить ее параметры в зависимости от работы навесного механизма, гидравлического привода и массы нагружения.

Практический результат исследования заключается в следующем:

использования разработанных моделей, методик, алгоритмов и компьютерных программ позволяет на основе численного моделирования производить на стадии проектирования оценку влияния конструктивных решений на эффективность работы систем приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства, и определить рациональные параметры;

на основании исследований определены кинематические и силовые характеристики систем приводов, динамические характеристики процесса поворота, процесса подъема груза трактора для садоводства и виноградарства.

с помощью предложенных критерий, аналитических зависимостей, моделей и методов численного расчета можно обосновать статические и динамические параметры трактора для садоводства и виноградарства в процессе проектирования.

Достоверность результатов исследования подтверждается проведением исследования с использованием современных методик и средств измерений, обоснованием конструктивных, статических и динамических параметров систем приводов трактора для садоводства и виноградарства на основе правил теоретической механики, гидромеханики, теории механизмов и машин, теории движения колесных машин и математического моделирования, обработкой опытных данных методами математической статистики, использованием компьютерных программ для кинематического и динамического расчетов систем приводов трактора, адекватностью полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований, лабораторно-полевым испытанием трактора и внедрением полученных результатов в практику.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость объясняется возможностью использования разработанных математических моделей, аналитических зависимостей и методов расчета при обосновании параметров систем приводов всех аналогичных тракторов.

Практическая значимость заключается в использовании результатов исследования при изготовлении опытного экземпляра трактора, повышении качества и эффективности проектирования, сокращении расходов опытно-конструкторских работ и заводских испытаний, трудовых и других затрат, а также в повышении производительности труда при выполнении сельскохозяйственных работ с помощью тракторов для садоводства и виноградарства.

Внедрение результатов исследований. На основании исследований по обоснованию параметров систем приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства:

определены и внедрены в АО «Узавтосаноат» критерии устойчивости к опрокидыванию и скольжению высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства при различных скоростях и уклонах опорной поверхности (Справка АО «Узавтосаноат» №17/07-25-1253 от 14.08.2024 г.). В результате были определены максимальные значения скорости и уклона для опрокидывания и скольжения;

усовершенствованы и внедрены в АО «Узавтосаноат» кинематические схемы гидравлического рулевого механизма и гидравлического навесного механизма, кинематические параметры трактора для садоводства и виноградарства, которые определяются по аналитическим связям его звеньев (Справка АО «Узавтосаноат» №17/07-25-1253 от 14.08.2024 г.). В результате была разработана конструкция трактора для садоводства и виноградарства;

разработаны и внедрены в АО «Узавтосаноат» модель рабочего процесса и численная методика расчета гидравлического рулевого управления и гидравлической навесной системы трактора для садоводства и виноградарства (Справка АО «Узавтосаноат» №17/07-25-1253 от 14.08.2024 г.). В результате удалось изучить динамический процесс систем приводов трактора для садоводства и виноградарства, и уточнить его параметры.

За счет моделирования рабочего процесса в системах гидравлического рулевого управления, тормозной системы и гидравлической навесной системы трактора для садоводства и виноградарства удалось повысить эффективность проектно-конструкторских работ и изготовления опытного экземпляра на 30%. Годовой ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов исследования при годовом выпуске 50 тракторов составляет 1312500000 сум.

По результатам исследования получены 2 патента на изобретения («Высоклиренсная подвеска транспортных средств», № IAP 06768; «Гидроусилитель рулевого управления транспортного средства», № IAP 07207).

Апробация результатов исследования. Результаты диссертации были представлены и обсуждены на 2 международных и 2 республиканских научно-практических конференциях.

Публикация результатов исследований. Всего по теме диссертации опубликовано 15 научных работ, из них, в научных изданиях,

рекомендованных ВАК Республики Узбекистан опубликовано 6 статей, в том числе 4 республиканских и 2 в зарубежных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 120 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении приведены актуальность и необходимость проводимых исследований, описываются цели и задачи, объекты и предметы исследования, показывается совместимость с приоритетными направлениями развития науки и техники республики, научная ценность, описывается новизна и практические результаты исследования, раскрыта научная и практическая значимость полученных результатов, применение результатов исследования на практике, опубликованные работы и сведения о структуре диссертации.

В первой главе **«Состояние вопроса и задачи исследования»** дан анализ конструкционным особенностям и требованиям, предъявляемым к тракторам для садоводства и виноградарства, научно-исследовательским работам, проводимым в настоящее время в нашей стране и в мире по моделированию систем приводов тракторов, по устойчивости и критериям оценки безопасности высококлиренсных сельскохозяйственных тракторов.

На основе анализа недостатков существующих конструкций высококлиренсных тракторов предложена конструкция порталного высококлиренсного трактора, которая удовлетворяет основным требованиям, предъявляемым к высококлиренсным тракторам и позволяющая бесступенчато изменять базу и клиренс для различных условий работы.

Анализ литературы также показывает, что вопросами расчета систем приводов транспортных средств занимались и занимаются множество ученых нашей страны и зарубежных стран. Ими разработаны модели и методики расчета элементов систем приводов, предложены множества универсальных и специальных программных средств, позволяющие исследовать отдельные характеристики систем приводов, однако особенности конструкции тракторов для садоводства и виноградарства требуют модернизации существующих моделей и методик расчета их систем приводов, рассмотрения комплексного влияния различных характеристик на процессы для которых применяются эти приводы (процессы поворота, подъема и опускания груза, торможения и т.д.).

Во второй главе **«Статический расчет параметров систем приводов высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства»** приведены методы статического расчета гидравлического рулевого управления (ГРУ), гидравлической навесной системы (ГНС), проведена оценка устойчивости специализированного порталного трактора по критерию бокового скольжения и по критерию опрокидывания.

По предложенному методу статического расчета ГРУ определены параметры объемного гидравлического привода и рулевой трапеции.

Основными параметрами, определяющими кинематику рулевой трапеции, являются угол φ наклона боковых рычагов при нейтральном положении управляемых колес, расстояние M между осями шкворней поворотных цапф и длина (r_1, r_2) каждого из боковых рычагов. По схеме рулевой трапеции определены размеры звеньев, внутренние и внешние углы поворота колес РУ, обеспечивающие минимальный радиус поворота. Параметров предлагаемой рулевой трапеции трактора приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры переднего моста и рулевой трапеции

$B, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$M, \text{ м}$	$\varphi, \text{ град}$	$l, \text{ м}$	$r_1, r_2, \text{ м}$	$\alpha, \text{ град}$	$\beta, \text{ град}$	$R_{\min}, \text{ м}$
3,0	3,029	2,584	25,7	2,362	0,283	30	50	4,267
3,0	2,221	2,184	29,1	1,975	0,276	30	50	3,421

При статическом расчете, на основании нагрузки, приложенной на условную точку (центр тяжести) подъемного механизма ГНС определена подъемная сила путем последовательного определения напряжений и моментов сопротивления на шарнирных звеньях.

ГНС трактора рассчитана на подъем нагрузки до 1,8 т (17,658 кН). Исходя из силы подъема выбирается тип и количество гидроцилиндра.

На основании значения напряжений и моментов сопротивлений в шарнирных звеньях навесного механизма трактора установлено, что груз 1,8 т, приложенный к центру тяжести на кинематической схеме, может поднять один гидроцилиндр с диаметром 100 мм.

Устойчивость колесных тракторов характеризуется их способностью работать на продольных и поперечных уклонах без опрокидывания и сползания. Наибольший угол α_{lim} подъема, на котором заторможенный трактор может стоять без опрокидывания, называют предельным статическим углом подъема. Предельным статическим углом поперечного уклона называют наибольший угол уклона, на котором трактор может стоять, не опрокидываясь набок и не сползая вниз.

В таблицах 2 и 3 представлены значения предельного статического угла - α'_{lim} , наибольшие углы подъема и уклона при движении трактора $\alpha_{i\varphi}$ и $\alpha'_{i\varphi}$ соответственно, а также предельных значений статического $\beta_{i\text{ст.}}$ и динамического $\beta_{i\text{дин.}}$ углов боковой устойчивости при изменении продольной базы проектируемого порталного трактора при низкоклинренсном и высококлинренсном исполнении.

В третьей главе, под названием «**Динамический расчет параметров систем приводов высококлинренсного трактора для садоводства и виноградарства**», приведены кинематические характеристики рулевой трапеции и навесного механизма, математические модели и методики динамического расчета ГРУ и ГНС порталного высококлинренсного трактора, процесса поворота трактора.

Таблица 2

Параметры продольной устойчивости проектируемого портального трактора при низкоклинренсном и высококлинренсном исполнении

L_i (см)	a_i (см)	b_i (см)	h_i (см)	B (см)	$\alpha_{i \text{ lim.}}$ (град.)	$\alpha'_{i \text{ lim.}}$ (град.)	$\varphi_{i \text{ сц}}$	$\alpha_{i\varphi}$ (град.)	$\alpha'_{i\varphi}$ (град.)
302,9	152,9	150	125,8	300	50	50,5	0,33 0,76	10,9 29,2	8,3 16,1
222,1	136,5	105,6	214,2	300	26	28,5	0,33 0,76	14,2 56	7,48 12,9

Таблица 3

Параметры боковой устойчивости проектируемого портального трактора при низкоклинренсном и высококлинренсном исполнении

L_i (см)	a_i (см)	b_i (см)	h_i (см)	B (см)	$\alpha_{i \text{ lim.}}$ (град)	$\varphi_{\text{сц}}$	$\beta_{i \text{ ст.}}$ (град)	$\beta_{i \text{ дин.}}$ (град)
302,9	152,9	150	125,8	300	50	0,33 0,76	50	25
222,1	136,5	105,6	214,2	300	26	0,33 0,76	35	17,5

На основе метода замкнутых векторов получены аналитические зависимости изменения углов, угловых скоростей и угловых ускорений звеньев рулевой трапеции в зависимости от изменения звена $l_2 + l_{20}$ (рис.1), который под действием давления на поршень гидроцилиндра удлиняется либо укорачивается.

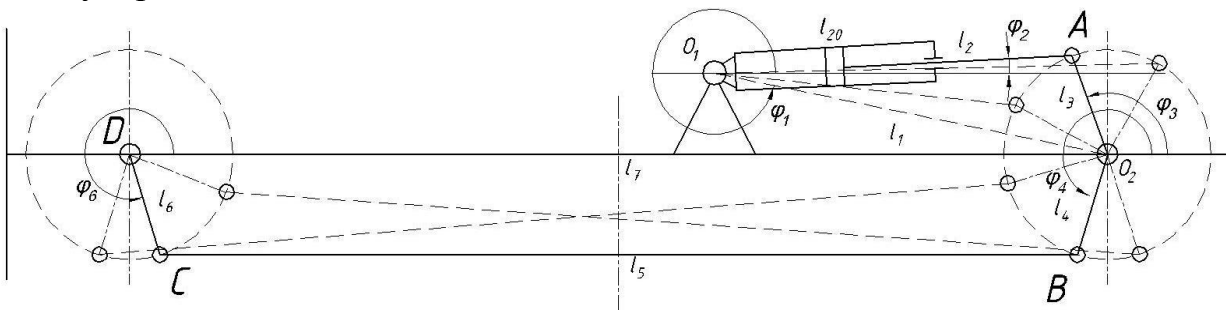


Рис. 1. Кинематическая схема рулевой трапеции ГРУ.

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \arccos\left(\frac{\ell_2^2 + \ell_1^2 - \ell_3^2}{2\ell_1 \cdot \ell_2}\right), \quad \varphi_3 = \varphi_1 - \arccos\left(\frac{\ell_2^2 - \ell_1^2 - \ell_3^2}{2\ell_1 \cdot \ell_3}\right), \quad (1)$$

$$\omega_2 = \frac{\dot{l}_2}{l_2} \operatorname{ctg}(\varphi_2 - \varphi_3), \quad \omega_3 = \frac{\dot{l}_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (2)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_2 = \left(\frac{\ddot{l}_2}{l_2} - \omega_2^2\right) \operatorname{ctg}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{2\dot{l}_2}{l_2} \omega_2 + \frac{l_3 \omega_3^2}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \\ \varepsilon_3 = \frac{l_2 \omega_2^2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} - \frac{\ddot{l}_2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} - \omega_3^2 \operatorname{ctg}(\varphi_3 - \varphi_2), \end{cases} \quad (3)$$

$$\varphi_{5,2} = k\pi + \arctg\left(\frac{-f_2 \pm \sqrt{f_2^2 - f_1 f_3}}{f_1}\right), \quad \varphi_{6,2} = k\pi + \arctg\left(\frac{-f_2 \pm \sqrt{f_2^2 - f_1 f_3}}{f_1}\right), \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} f_1 &= 4l_6^2 l_4^2 \sin^2 \varphi_4 - (l_7^2 + l_6^2 + l_4^2 - l_5^2 + 2l_7 l_4 \cos \varphi_4)^2, \quad f_2 = 4l_6^2 l_4 \sin \varphi_4 (l_7 + l_4 \cos \varphi_4), \\ f_3 &= 4l_6^2 (l_7 + l_4 \cos \varphi_4)^2 - (l_7^2 + l_6^2 + l_4^2 - l_5^2 + 2l_7 l_4 \cos \varphi_4)^2, \\ \omega_5 &= -\frac{l_4 \sin(\varphi_6 - \varphi_4)}{l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} \omega_4, \quad \omega_6 = \frac{l_4 \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}{l_6 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} \omega_4, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_5 = \frac{l_6 \omega_6^2}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} - \frac{l_4 \omega_4^2 \cos(\varphi_4 - \varphi_6)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} - \frac{l_4 \varepsilon_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_6)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_6)} - \omega_4^2 \operatorname{ctg}(\varphi_4 - \varphi_6), \\ \varepsilon_6 = \frac{l_5 \omega_5^2}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} + \frac{l_4 \omega_4^2 \cos(\varphi_4 - \varphi_5)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} + \frac{l_4 \varepsilon_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_5)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)} - \omega_6^2 \operatorname{ctg}(\varphi_6 - \varphi_5). \end{cases} \quad (6)$$

ГРУ трактора управляется силовым цилиндром, сообщенным с гидроприводом трактора.

Пользуясь методом приведения сил к конкретному звену, построим уравнение движения поршня гидроцилиндра. При этом, в качестве звена приведения выберем шток гидроцилиндра (рис.2), т.е. звено $l_2=l_2(t)$. Тогда динамика гидроцилиндра записывается следующей системой дифференциальных уравнений:

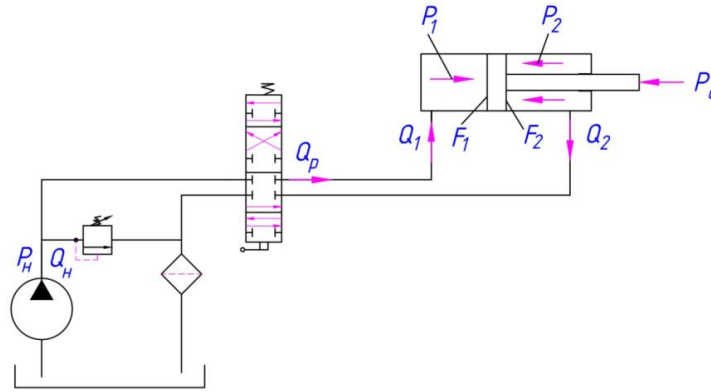


Рис.2. Расчетная схема гидросистемы.

$$\begin{cases} \frac{d(m_{\text{пр}} v_2^2 / 2 + j_{\text{пр}} \omega_2^2 / 2)}{dl_2} = P_d - k_v v_2 - P_{\text{тр}} \operatorname{sign} v_2 - P_c \\ \frac{d p_1}{dt} = \frac{E_c (Q_1 - v_2 F_1)}{V_{01} + l_2 F_1} \\ \frac{d p_2}{dt} = \frac{E_c (v_2 F_2 - Q_2)}{V_{02} + (l_{\text{max}} - l_2) F_2} \end{cases} \quad (7)$$

где

$$m_{np} = \sum_{i=2}^n m_i (v_i / v_2)^2 + j_i (\omega_i / \omega_2)^2, \quad j_{np} = \sum_{i=2}^n m_i (v_i / \omega_2)^2 + j_i (\omega_i / \omega_2)^2, \quad P_d = p_1 F_1 - p_2 F_2,$$

$$P_c = \sum_{i=2}^n P_i v_i \cos \varphi_i / v_2 + M_i \omega_i / v_2, \quad m_{np}, \quad j_{np} - \text{приведенные к штоку гидроцилиндра}$$

массы и моменты инерции перемещающихся частей; l_2, v_2, ω_2 – перемещение, скорость и угловая скорость гидроцилиндра; k_{ϵ} – коэффициент вязкого трения; $P_{тр}$ – коэффициент сухого трения; P_d – движущая сила, действующая на поршень гидроцилиндра; P_c – приведенные к штоку гидроцилиндра силы сопротивления; p_1, Q_1, p_2, Q_2 – давления и расход в напорной и сливной полостях гидроцилиндра; F_1, F_2 – эффективные площади в напорной и сливной полостях; V_{01}, V_{02} – начальный объем жидкости в напорной и сливной полостях; m_i – масса i -го звена; j_i – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс; v_i – скорость центра тяжести i -го звена; ω_i – угловая скорость i -го звена; P_i, M_i – величины активных сил и моментов, действующих на звенья; φ_i – угол между направлениями сил P_i и скоростью v_i ; l_i – длина i -го звена.

Для исследования движения жидкости в трубопроводе выбрана модель, где жидкость принимается сжимаемой и сосредоточенной в одном или двух объемах малой протяженности (система с сосредоточенными параметрами с учетом податливости элементов гидросистемы). В данной модели имеется возможность учета сжимаемости пузырьков нерастворенного воздуха.

$$\rho l \frac{d^2 x}{dt^2} + 27,5 \frac{\ell \mu}{f} \frac{dx}{dt} + (0,443 \frac{k_{\epsilon} \mu}{\sqrt{f}} + 0,5 \zeta \rho) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx}{dt} + p_{\text{вх}} = p_{\text{вх}} \quad (8)$$

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{E_{\text{ж}} \delta_{\text{T}} E_{\text{T}}}{E_{\text{T}} \delta_{\text{T}} + d_{\text{T}} E_{\text{ж}}} \right) \frac{(Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вых}})}{V_{\text{ж}}}, \quad (9)$$

где $\text{sign} \frac{dx}{dt} = \begin{cases} 1 & v > 0 \\ -1 & v < 0 \end{cases}$, $p_{\text{вх}}, Q_{\text{вх}}$ – давления и расход жидкости во входе

трубопровода; $p_{\text{вых}}, Q_{\text{вых}}$ – давления и расход жидкости в выходе из трубопровода; t – время; ρ и $E_{\text{ж}}$ – плотность модуль объемной упругости жидкости; $d_{\text{T}}, \delta_{\text{T}}, E_{\text{T}}$ – соответственно диаметр, толщина стенки и модуль упругости материала трубопровода; k_{ϵ} – коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости ϵ гидравлических магистралей; ζ – коэффициент местного сопротивления; f и l – площадь и длина трубопровода; $V_{\text{ж}}$ – объем жидкости в участке трубопровода; μ – динамическая вязкость жидкости.

Расход жидкости через распределитель определяется зависимостью:

$$Q_p = \eta_p f_p(y) \sqrt{2 |p_n - p_{\text{вх}}| / \rho} \quad (10)$$

где p_n – давление, создаваемое насосом, $f_p(y)$ – площадь проходного сечения, η_p – коэффициент расхода.

Площадь проходного сечения распределителя можно аппроксимировать следующей характеристикой:

$$f_p(y) = \begin{cases} 0, & \text{при } t < \tau \\ \pi d_y^2 (t - \tau) / (4(t_k - t)), & \text{при } \tau \leq t \leq t_k, \\ \pi d_y^2 / 4, & \text{при } t > t_k \end{cases}$$

где d_y - условный проход, τ - время запаздывания, t_k - время полного открытия прохода.

Приведенные выше система уравнений (1)-(10), совместно с начальными и граничными условиями, составляет математическую модель динамического расчета ГРУ трактора. Дополнительно с работой ГРУ используя ниже приведенные уравнения нами также был рассмотрен процесс поворота трактора. Для решения этих задач была разработана компьютерная программа на алгоритмическом языке Pascal (программа для ЭВМ № DGU 24056).

$$m_T \frac{dV_y}{dt} = (k_{y1} \delta_1 \cos \alpha + k_{y2} \delta_2 - (R_1 f + M_T i_p / r_k) \sin \alpha) - m_T V_T \omega_T$$

$$m_T a b \frac{d\omega_T}{dt} = -k_{y1} \delta_1 a \cos \alpha + k_{y2} \delta_2 b + (R_2 f + M_T i_p / r_k) b \sin \alpha$$

$$x_u = \int (V_T \cos \gamma - V_y \sin \gamma) dt + c_1, \quad y_u = \int (V_T \sin \gamma + V_y \cos \gamma) dt + c_2, \quad \gamma = \int \omega_T dt + c_3$$

где m_T, V_T - масса и скорость трактора, V_y, ω_T - боковая и угловая скорость трактора, δ_1, δ_2 - углы увода передней и задней оси трактора, k_{y1}, k_{y2} - коэффициенты сопротивления уводу, R_1, R_2 - силы реакции осей, α - угол поворота направляющих колес, f - коэффициент сопротивления дороги, M_T - тормозной момент, развиваемый одним диском, i_p - передаточное число колёсного редуктора, r_k - радиус качения колеса, $x_{ц}, y_{ц}, \gamma$ - координаты центра масс трактора и его курсовой угол.

Поскольку в ГРУ и ГНС происходят переходные процессы, их оценка производится посредством следующих параметров: время срабатывания $t_{ср}$, время переходного процесса $t_{пн}$, величина перерегулирования давления p_{\max} .

Результаты расчета, изменения параметров ГРУ и характеристики поворота трактора при различных скоростях движения приведены в таблице 4.

Анализ полученных результатов показал, что рассматриваемый трактор в низкоклинренном состоянии при скоростях 0,3...0,6 м/с имеет значения радиуса поворота 3,07...12,24 м. Значения радиуса поворота при скоростях 0,3 и 0,4 м/с соответствуют требованиям технического задания к разрабатываемому трактору (наименьший радиус при $L_b=2.221$ и 3.029 м должен быть не более 4,7 и 5,5 м), при скоростях 0,5 м/с и выше превышает значения технического задания.

Сравнительных анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований при скорости трактора 0,4 м/с показал (рис.3, таблица 5), что отклонения параметров поворота трактора (радиус поворота, длина траектории поворота, время поворота, ширина и длина поворотной полосы, характеристики переходного процесса) в целом не

превышает 19%, что позволяет использовать модель в обосновании параметров РУ и проводить анализ влияния различных факторов на её работу.

Таблица 4

Результаты расчёты процесса поворота трактора

Длина базы и колеи трактора	Скорость движения трактора, м/с	Радиус поворота трактора, м	Ширина поворотной полосы, м	Длина поворотной полосы, м	Характеристики переходного процесса в гидроприводе		
					t_{cp} , с	t_{nn} , с	p_{np} , %
L/B, м	v_{mp}	R_{mp}	y_k	x_k	t_{cp} , с	t_{nn} , с	p_{np} , %
3,029/3,0	0,3	4,35	10,06	8,44	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,3	3,07	9,0	7,66	3,5	4,1	17
3,029/3,0	0,4	5,35	12,0	10,5	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,4	4,3	9,8	7,65	3,5	4,1	17
3,029/3,0	0,5	8,03	15,06	13,27	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,5	5,94	12,25	10,72	3,5	4,1	17
3,029/3,0	0,6	12,24	18,06	16,1	5,2	6,9	16
2,221/2,6	0,6	7,16	14,73	11,74	3,5	4,1	17

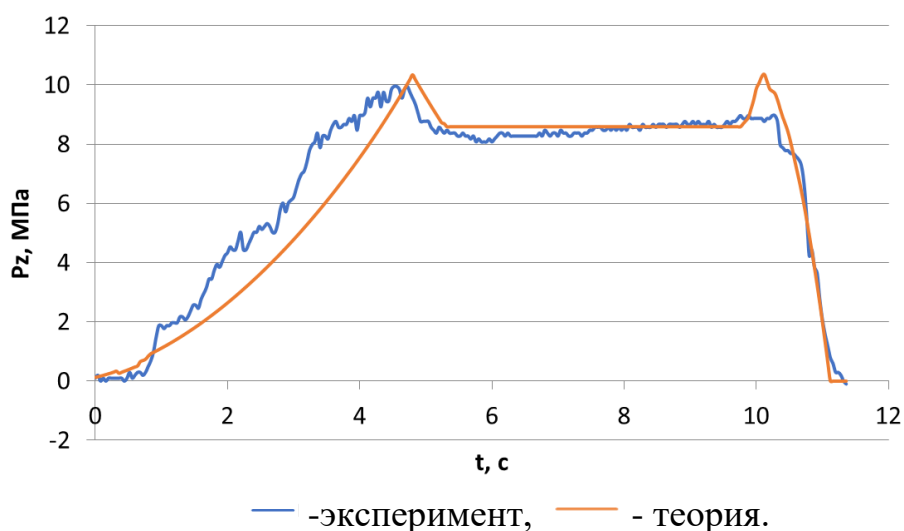


Рис. 3. Изменение давления в гидроцилиндре в процессе разворота трактора.

Таблица 5

Сравнительная таблица результатов теоретических и экспериментальных исследований

	Скорость движения трактора, м/с	Радиус поворота трактора, м	Длина траектории поворота трактора, м	Время поворота, сек	Ширина поворотной полосы, м	Длина поворотной полосы, м	Характеристики переходного процесса в гидроприводе		
							t_{cp} , сек	t_{nn} , сек	p_{np} , %
	v_{mp}^{cp}	R_{mp}^{cp}	z	$t_{п}$	y_k	x_k	t_{cp} , сек	t_{nn} , сек	p_{np} , %
Теория	0,4	5,35	33,6	84,0	12,0	10,5	4,32	5,32	16,8
Экспер.	0,4	5,95	37,4	92,3	12,18	9,52	3,8	5,2	13,6
Отклонение, %		10,08	10,15	2,3	1,48	10,29	12,0	2,2	19

Подобным образом рассмотрены динамические характеристики ГНС.

Далее приводятся полученные на основе метода замкнутых векторов аналитические зависимости изменения углов, угловых скоростей и угловых ускорений звеньев навесного механизма.

$$\varphi_4 = \arccos\left(\frac{\ell_{31}}{\ell_4} \cos\varphi_{31}\right), \quad \omega_4 = \frac{l_{31}\omega_{31}}{l_4} \cos(\varphi_{31} - \varphi_4), \quad (11)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{l_{31}}{l_4} \varepsilon_{31} \cos(\varphi_{31} - \varphi_4) - \frac{l_{31}}{l_4} \omega_{31}^2 \sin(\varphi_{31} - \varphi_4) - \frac{2\dot{l}_4}{l_4} \omega_4, \quad (12)$$

$$\varphi_5 = \varphi_4 - \arccos\left(\frac{\ell_6^2 - \ell_4^2 - \ell_5^2}{2\ell_4 \cdot \ell_5}\right), \quad \varphi_6 = \varphi_4 + \arccos\left(\frac{\ell_6^2 + \ell_4^2 - \ell_5^2}{2\ell_6 \cdot \ell_4}\right), \quad (13)$$

$$\omega_5 = \frac{-\omega_4 l_4 \sin(\varphi_6 - \varphi_4) - \dot{l}_4 \cos(\varphi_6 - \varphi_4)}{l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \quad \omega_6 = \frac{-\omega_4 l_4 \sin(\varphi_5 - \varphi_4) - \dot{l}_4 \cos(\varphi_5 - \varphi_4)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \quad (14)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_5 = \frac{(\omega_4^2 l_4 - \ddot{l}_4) \cos(\varphi_6 - \varphi_4) - (\varepsilon_4 l_4 + 2\dot{l}_4 \omega_4) \sin(\varphi_6 - \varphi_4) - \omega_5^2 l_5 \cos(\varphi_6 - \varphi_5) - \omega_6^2 l_6}{l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \\ \varepsilon_6 = \frac{(\omega_4^2 l_4 - \ddot{l}_4) \cos(\varphi_5 - \varphi_4) - (\varepsilon_4 l_4 + 2\dot{l}_4 \omega_4) \sin(\varphi_5 - \varphi_4) - \omega_6^2 l_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_5) + \omega_5^2 l_5}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)}, \end{cases} \quad (15)$$

$$\varphi_8 = \varphi_7 - \arccos\left(\frac{\ell_{61}^2 - \ell_7^2 - \ell_8^2}{2\ell_7 \cdot \ell_8}\right), \quad \omega_8 = \frac{l_{61}\omega_6}{l_8} \cos(\varphi_6 - \varphi_8), \quad \dot{l}_8 = l_{61}\omega_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_8),$$

$$\varepsilon_8 = \frac{l_{61}}{l_8} \varepsilon_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_8) - \frac{l_{61}}{l_8} \omega_6^2 \sin(\varphi_6 - \varphi_8) - \frac{2\dot{l}_8}{l_8} \omega_8, \quad (16)$$

$$\varphi_9 = \varphi_8 - \arccos\left(\frac{\ell_{10}^2 - \ell_8^2 - \ell_9^2}{2\ell_8 \cdot \ell_9}\right), \quad (17)$$

$$\omega_9 = \frac{-\omega_8 l_8 \sin(\varphi_{10} - \varphi_8) - \dot{l}_8 \cos(\varphi_{10} - \varphi_8)}{l_9 \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}, \quad \omega_{10} = \frac{-\omega_8 l_8 \sin(\varphi_9 - \varphi_8) - \dot{l}_8 \cos(\varphi_9 - \varphi_8)}{l_{10} \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}, \quad (18)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_9 = \frac{(\omega_8^2 l_8 - \ddot{l}_8) \cos(\varphi_{10} - \varphi_8) - (\varepsilon_8 l_8 + 2\dot{l}_8 \omega_8) \sin(\varphi_{10} - \varphi_8) - \omega_9^2 l_9 \cos(\varphi_{10} - \varphi_9) - \omega_{10}^2 l_{10}}{l_9 \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}, \\ \varepsilon_{10} = \frac{(\omega_8^2 l_8 - \ddot{l}_8) \cos(\varphi_9 - \varphi_8) - (\varepsilon_8 l_8 + 2\dot{l}_8 \omega_8) \sin(\varphi_9 - \varphi_8) - \omega_{10}^2 l_{10} \cos(\varphi_{10} - \varphi_9) + \omega_9^2 l_9}{l_{10} \sin(\varphi_{10} - \varphi_9)}. \end{cases} \quad (19)$$

Система уравнений (7)-(10) совместно с аналитическими зависимостями (1)-(3), (11)-(19), начальными и граничными условиями, составляет математическую модель динамического расчета ГНС трактора. Для решения математической модели разработана компьютерная программа на алгоритмическом языке Pascal (программа для ЭВМ № DGU 25970).

На рис. 8 приведены теоретические и экспериментальные графики переходного процесса изменения давления ГНС при нагрузке 1500 кг.

Анализ результатов показал, что максимальные отклонения результатов теоретических и экспериментальных исследований работы ГНС

составляют: для времени срабатывания 7,1%, для времени переходного процесса 15%, перерегулирования давления 13,3%, что показывает адекватность предложенной модели и методики расчета.

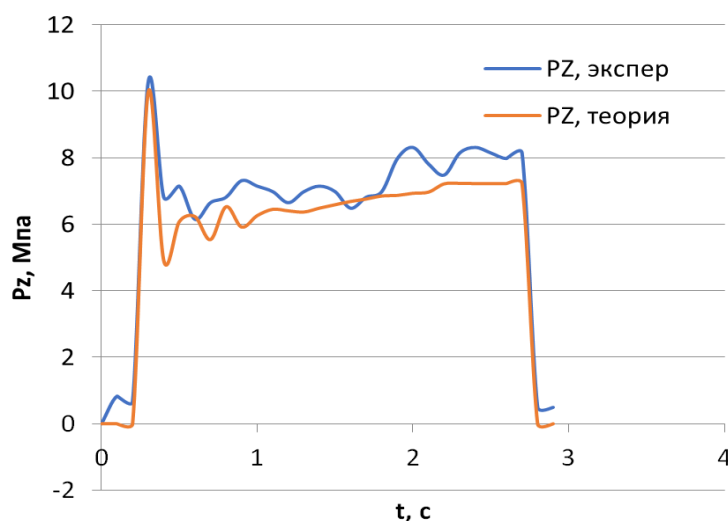


Рис. 8. Изменение давления в ГНС при нагрузке 1500 кг.

В четвертой главе «**Экспериментальное исследование систем приводов высокочлиренсного трактора для садоводства и виноградарства**» приведены программа, методика и результаты экспериментальных исследований.

Планированием экспериментов определено, что, для того, чтобы надежность была $H=0,9$, и ошибка $\Delta=3$, число испытаний должно быть $n=3$.

Основные показатели гидрообъемного рулевого управления трактора: люфт рулевого колеса трактора составил 3 град, усилие на ободу рулевого колеса трактора, составило от 4,9 Н до 15 Н, что соответствует ГОСТ 28174-89 (не более 30 Н), максимальное давление в ГРУ при развороте трактора по грунтовой дороге составил 9,95 МПа, номинальное давление 8,6 МПа, время срабатывания 3,8 сек, время переходного процесса 5,2 сек, перерегулирование давления 1,35 МПа.

Минимальный радиус поворота колеса при транспортном положении трактора, без подтормаживания составил 5,95 м и при развороте 5,1 м. Угол поворота колеса при транспортном положении наружное колесо 41° и внутреннее колесо 51° , угол разворота колеса 60° , что соответствует требованиям технического задания.

Получены переходные процессы изменения давления в ГНС при подъеме грузов 1000 и 1500 кг. Результаты показали, что максимальное давление при нагружении ГНС массой 1000 кг составляет 7,1 МПа, номинальное давление 4,94 МПа, время срабатывания 0,26 сек, время переходного процесса 2,3 сек, перерегулирование давления 2,16 МПа. При нагружении ГНС массой 1500 кг максимальное давление составляет 10,6 МПа, номинальное давление 8,34 МПа, время срабатывания 0,28 сек, время переходного процесса 1,9 сек, перерегулирование давления 2,26 МПа.

Рекомендованные параметры и использования полученных результатов позволяют повысить качество и эффективность проектно-конструкторских

работ, уменьшить средства на проведения заводских испытаний, повысить производительность труда на 30%. Расчет годового экономического эффекта от производства новой продукции или продукции повышенного качества (с более высокой ценой) для удовлетворения нужд населения, а также новой продукции и продукции повышенного качества на основе изобретений и рационализаторских предложений показал, что при годовом выпуске 50 тракторов, ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов исследования составил 1312500000 сум

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе анализа недостатков существующих конструкций высококлиренсных тракторов предложена конструкция портального высококлиренсного трактора, позволяющая изменять базу и клиренс для различных условий работы. Анализ литературных источников по расчетам систем приводов транспортных средств показал, что этими вопросами занимались и занимаются множество ученых нашей страны и зарубежных стран. Однако, особенности конструкции тракторов для садоводства и виноградарства требуют модернизации существующих моделей и методик расчета их систем приводов, рассматривая комплексного влияния различных характеристик на процессы для которых применяются эти приводы (процессы поворота, подъема и опускания навесного оборудования и т.д.).

2. На основе методики статического расчета определены геометрические параметры специального шарнирного четырехзвенного механизма рулевой трапеции из условия поворота трактора без бокового скольжения и необходимого соотношения углов поворота внешнего и внутреннего колес переднего моста, плоского рычажного семизвенного навесного механизма, параметры ГРУ и ГНС трактора для садоводства и виноградарства, выбраны элементы этих систем.

3. Предложена методика расчета устойчивости высококлиренсного трактора на продольных и поперечных уклонах, позволяющая определить критерии его устойчивости к опрокидыванию и скольжению при различных скоростях и уклонах опорной поверхности. Получены значения предельных значений статического и динамического углов продольной и боковой устойчивости при изменении центра тяжести и базы проектируемого портального трактора при низкоклиренсном и высококлиренсном исполнении.

4. Разработаны модели и численные методики расчета ГРУ и ГНС трактора для садоводства и виноградарства, позволяющие уточнить их параметры с учетом комплексного влияния работы рулевого механизма, гидрообъемного рулевого привода и дорожных условий на процесс поворота трактора, и работы навесного механизма, гидравлического привода и массы нагружения на процесс подъема и опускания груза.

5. С помощью метода замкнутых векторов получены аналитические зависимости изменения углов, угловых скоростей и угловых ускорений звеньев рулевой трапеции и навесного механизма.

6. На основе предложенных моделей и численных методик их расчета получены зависимости изменения параметров ГРУ и процесса поворота трактора, а также параметры ГНС при подъеме груза массой 1000 и 1500 кг. Результаты расчета показали, что рассматриваемый трактор в низкоклинренсном состоянии при скоростях 0,3...0,6 м/с имеет значения радиуса поворота 3,07...12,24 м. Значения радиуса поворота при скоростях 0,3 и 0,4 м/с соответствуют требованиям технического задания к разрабатываемому трактору (наименьший радиус при $L_{в}=2,221$ и 3,029 м должен быть не более 4,7 и 5,5 м), при скоростях 0,5 и выше, превышает значения технического задания.

7. Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований показал:

- отклонения параметров поворота трактора на грунтовой поверхности при скорости 0,4 м/с (радиус поворота, длина траектории поворота, время поворота, ширина и длина поворотной полосы, характеристики переходного процесса) в целом не превышает 19%;

- для переходных процессов, происходящих в ГНС при подъеме груза 1000 и 1500 кг максимальные отклонения времени срабатывания составляет 7,1%, времени переходного процесса 15%, перерегулирования давления 13,3%. Эти данные показывают хорошую адекватность предложенной модели и методики расчета.

8. На основе разработанной программы и методики лабораторно-полевых испытаний ГРУ, ГНС трактора для садоводства и виноградарства с изменяемой длиной базы, регулируемым клиренсом, получены результаты, позволяющие оценить соответствия параметров опытного трактора требованиям технического задания, а также проверки адекватности теоретических моделей экспериментальным данным. Экспериментальными исследованиями установлено, что минимальный радиус поворота колеса при транспортном положении трактора, без подтормаживания составил 5,95 м и при развороте 5,1 м, угол поворота наружного колеса составил 41° и внутреннего колеса 51° , максимальное давление при нагружении ГНС массой 1500 кг составил 10,6 МПа, номинальное давление 8,34 МПа, время срабатывания 0,28 сек, время переходного процесса 1,9 сек, перерегулирование давления 2,26 МПа.

9. Результаты исследований внедрены в АО "Узавтосаноат". За счет моделирования рабочего процесса в системах ГРУ и ГНС трактора для садоводства и виноградарства удалось повысить эффективность проектно-конструкторских работ и изготовления опытного экземпляра на 30%. Расчет годового экономического эффекта от внедрения результатов исследования показал, что при годовом выпуске 50 тракторов, ожидаемый экономический эффект составил 1312500000 сум.

По результатам исследования получены 2 патента на изобретения и 3 зарегистрированных программ для ЭВМ.

**SCIENTIFIC COUNCIL AWARDING SCIENTIFIC DEGREE
DSc. 15/31. 08. 2022. T. 73. 03 UNDER TASHKENT STATE TRANSPORT
UNIVERSITY**

**TASHKENT STATE TRANSPORT UNIVERSITY
INSTITUTE OF MECHANICS AND SEISMIC STABILITY OF
STRUCTURES NAMED AFTER M.T.URAZBAEV**

SHERMUKHAMEDOV YUSUFBEK ABDULAZIZ UGLI

**SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF DRIVE SYSTEMS OF A
DOMESTIC HIGH-CLEARANCE TRACTOR FOR HORTICULTURE
AND VITICULTURE**

05.08.06 – Wheeled and tracked vehicles and their operation

ABSTRACT

Doctor of Philosophy (PhD) Dissertation in Technical Sciences

TASHKENT-2024

The theme of dissertation doctor of philosophy (PhD) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number B2024.3.PhD/T4963.

The dissertation was completed at the Tashkent State Transport University and the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan named after M.T. Urazbayev

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (abstract)) on the website: www.andmiedu.uz and on the Information of the Educational Portal "ZiyoNet" (www.ziyo.net).

Scientific supervisor:	Astanov Bekzod Jangibayevich PhD, senior scientific researcher
Official opponents:	Khalmukhamedov Aziz Suratovich doctor of technical science, associate professor Akhmedov Doniyor Anvarjonovich doctor of philosophy (PhD) of technical science, associate professor
Leading organization:	Tashkent State Technical University

Dissertation defense at **Tashkent State Transport University** DSc. 15/31.08.2022.T.73. will be held at the meeting of the digital Scientific Council "05" december 2024 at 10:00 (Address: 100208, Tashkent city, Temirchi street, 57, Tel.: (99871)294-77-38).

The dissertation can be viewed at the Information Resource Center of the Tashkent State Transport University (registered with the number ____). (Address: 100167, Tashkent city, Odilhozhaev street, 1, Tel.: (99871) 299-05-66).

The abstract of the dissertation was distributed on " ____ " _____, 2024.

(Report of the ____ digital register on _____ of 2024).

A.A. Riskulov

Scientific degree-granting chairman of the board,
doctor of technical science, professor

K. Z. Ziyaev

Scientific degree-granting
Board Secretary, PhD, associate professor

A.A. Mukhitdinov

Scientific degree-granting scientific seminar
under the council chairman,
doctor of technical science, professor

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

Aim of the research: Development of a methods for complex calculation and justification of the parameters of drive systems of a high-clearance tractor for domestically produced gardening and viticulture.

Research tasks:

analysis of the requirements for horticultural and viticultural tractors, their drive systems and methods for their calculation;
static calculation of tractor drive systems for gardening and viticulture, assessment of its stability according to the sliding and tilting criterion;
dynamic calculation of tractor drive systems for gardening and viticulture;
experimental study of tractor drive systems for gardening and viticulture;
comparative analysis of the results of theoretical and experimental studies;
development of recommendations for the implementation of the research results.

The object of the study: Drive systems for high-clearance tractors for horticulture and viticulture.

The subject of research: Static, kinematic and dynamic indicators of drive systems of a high-clearance tractor for horticulture and viticulture.

Research methods. In the process of research, when determining the parameters of drive systems of a high-clearance tractor for gardening and viticulture, the basic rules and methods of theoretical mechanics, fluid mechanics, the theory of mechanisms and machines, the theory of movement of wheeled vehicles, methods of planning experiments and mathematical statistics, and regulatory documents for determining operational properties were used.

The scientific novelty of the research is as follows:

based on the equilibrium equations, the limiting values of the tilting and sliding angles of a tractor for gardening and viticulture with a variable base, track and clearance at different speeds and slopes of the base surface were determined;

analytical dependencies of changes in angles, angular velocities and accelerations of links of the steering and mounted mechanisms of a tractor for horticulture and viticulture were determined;

a model and numerical method for calculating the hydraulic steering of a tractor for horticulture and viticulture were developed, allowing to specify its parameters taking into account the complex influence of the steering mechanism, hydrostatic steering drive and road conditions on the process of turning the tractor;

a model and numerical method for calculating the hydraulic mounted system of a tractor for horticulture and viticulture were developed, allowing to specify its parameters depending on the operation of the mounted mechanism, hydraulic drive and load mass.

The practical result of the study is as follows:

the use of developed models, methods, algorithms and computer programs allows, on the basis of numerical modeling, to evaluate the impact of design solutions on the efficiency of the drive systems of a high-clearance tractor for

horticulture and viticulture at the design stage, and to determine rational parameters;

based on the research, the kinematic and power characteristics of the drive systems, the dynamic characteristics of the turning process, the process of lifting the load of the tractor for horticulture and viticulture were determined.

with the help of the proposed criteria, analytical dependencies, models and methods of numerical calculation, it is possible to justify the static and dynamic parameters of the tractor for horticulture and viticulture in the design process.

The reliability of the research results is confirmed by conducting research using modern methods and measuring instruments, substantiating the design, static and dynamic parameters of tractor drive systems for gardening and viticulture based on the rules of theoretical mechanics, hydromechanics, the theory of mechanisms and machines, the theory of movement of wheeled vehicles and mathematical modeling, processing experimental data using mathematical statistics methods, using computer programs for kinematic and dynamic calculations of tractor drive systems, the adequacy of the obtained results of theoretical and experimental research, laboratory and field testing of the tractor and the implementation of the results obtained in practice.

Scientific and practical significance of research results.

The scientific significance is explained by the possibility of using the developed mathematical models, analytical dependencies and calculation methods when justifying the parameters of drive systems of all similar tractors.

The practical significance lies in the use of the research results in the manufacture of a prototype tractor, improving the quality and efficiency of design, reducing the costs of development work and factory testing, labor and other costs, as well as increasing labor productivity when performing agricultural work using tractors for gardening and viticulture.

Implementation of research results. Based on studies to substantiate the parameters of drive systems of a high-clearance tractor for horticulture and viticulture:

criteria for resistance to rollover and sliding of a high-clearance tractor for horticulture and viticulture at various speeds and slopes of the supporting surface were determined and implemented at Uzavtosanoat JSC (Certificate of Uzavtosanoat JSC No. 17/07-25-1253 dated 08/14/2024). As a result, maximum values of speed and slope for rollover and sliding were determined; The kinematic diagrams of the hydraulic steering mechanism and hydraulic mounted mechanism, the kinematic parameters of the tractor for horticulture and viticulture, which are determined by the analytical relationships of its links, were improved and implemented at Uzavtosanoat JSC (Certificate of Uzavtosanoat JSC No. 17 / 07-25-1253 dated 08/14/2024). As a result, the design of a tractor for horticulture and viticulture was developed;

a model of the work process and a numerical method for calculating the hydraulic steering and hydraulic mounted system of a tractor for horticulture and viticulture were developed and implemented at Uzavtosanoat JSC (Certificate of Uzavtosanoat JSC No. 17 / 07-25-1253 dated 08/14/2024). As a result, it was

possible to study the dynamic process of the drive systems of the tractor for gardening and viticulture, and to clarify its parameters.

By modeling the workflow in the hydraulic steering systems, braking system and hydraulic mounted system of the tractor for gardening and viticulture, it was possible to increase the efficiency of design and engineering work and the manufacture of a prototype by 30%. The expected annual economic effect from the implementation of the research results with an annual output of 50 tractors is 1312500000 sum.

Based on the research results, 2 patents for inventions were received ("High-clearance suspension of vehicles", No. IAP 06768; "Hydraulic power steering of a vehicle", No. IAP 07207).

Approval of research results. The results of the dissertation were presented and discussed at 2 international and 2 national scientific and practical conferences.

Publication of research results. In total, 15 scientific works were published on the topic of the dissertation, of which 6 articles were published in scientific publications recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan, including 4 republican and 2 in foreign journals.

The structure and scope of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a list of references and applications. The volume of the dissertation is 120 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ

Список опубликованных работ

List of published works

I-БЎЛИМ, I-РАЗДЕЛ, I-PART

1. Патент № IAP 06768. Высококлиренсная подвеска транспортных средств. / Шермухамедов Ю.А., Аннакулова Г.К., Равутов Ш.Т., Астанов Б.Ж., Саидов С.А., Шермухамедов А.А. – Официальный бюллетень. – 2022. № 3(251). –с.72-73.
2. Shermukhamedov A.A., Annakulova G.K., Astanov B.J., Akhmedov Sh.A., Shermukhamedov Yu.A. Dynamic Calculation of a Steering Control of Gantry High-Clearance Tractor Used in Horticulture and Viticulture. // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE). ISSN: 2278-3075, Volume-9 Issue-7, May 2020. Pages 762-768. DOI: 10.35940/ijitee.G5798.059720. (SJIF: 6.421).
3. Annakulova G.K., Astanov B.J., Shermukhamedov Y.A., Shadiev S.R. Transversal stability of a specialized portal tractor under curved linear movement. // European Scholar Journal (ESJ). SSN: 2660-5562, Vol. 4 No.04, April 2023. Available Online at: <https://www.scholarzest.com>. (SJIF: 6.644).
4. Тогаев А.А., Астанов Б.Ж., Шермухамедов Ю.А. Динамический расчет процесса поворота четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033. // Проблемы механики. –Ташкент, 2020. №1-2. – С. 109-113. (05.00.00 №6).
5. Шермухамедов А.А., Аннакулова Г.К., Астанов Б.Ж., Шермухамедов Ю.А. Кинематика рулевой трапеции четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033. // Вестник ТАДИ. 2018. №1. С.51-55. (05.00.00 №15).
6. Аннакулова Г.К., Тогаев А.А., Астанов Б.Ж., Шермухамедов Ю.А. Динамический расчет гидравлического рулевого управления четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033. // Вестник ТАДИ. 2018. №3. С.6-10. (05.00.00 №15).
7. Аннакулова Г.К., Астанов Б.Ж., Шермухамедов Ю.А. Оценка устойчивости специализированного портального трактора по критерию бокового скольжения и по критерию опрокидывания. Железнодорожный транспорт: актуальные задачи и инновации, 2023. №4. – С.145-150. (05.00.00 №288/14, 30.11.2020 г.).

II-БЎЛИМ, II –РАЗДЕЛ, II-PART

8. Патент № IAP 07207. Гидроусилитель рулевого управления транспортного средства. / Аннакулова Г.К., Астанов Б.Ж., Саидов С.А., Шермухамедов Ю.А. – Официальный бюллетень. – 2022. № 12-2(261). –с.60-61.
9. АИС при Минюсте РУз № DGU 24056. Компьютерная программа динамического расчета гидравлического рулевого управления

- портального высококлиренсного трактора для садоводство и виноградарства. / Астанов Б.Ж., Шермухамедов Ю.А., Азизов А.А. Заяв.16.03.2023; Зарегистрирован в гос. Реестре программ для ЭВМ РУз 12.04.2023.
10. АИС при Минюсте РУз № DGU 25970. Компьютерная программа динамического расчета гидравлической задней навесной системы портального высококлиренсного трактора для садоводство и виноградарства. / Астанов Б.Ж., Рашидов А.М., Шермухамедов Ю.А., Шодиев С.Р. Заяв.24.05.2023; Зарегистрирован в гос. Реестре программ для ЭВМ РУз 27.06.2023.
 11. АИС РУз № DGU 04084. Компьютерная программа динамического расчета гидронавесной системы трактора. / Тогаев А.А., Шермухамедов Ю.А. Заяв.31.08.2016; Зарегистрирован в гос. Реестре программ для ЭВМ РУз 24.11.2016. Оpubл. 30.12.2016. Бюлл.№ 12(188). –с.213-214.
 12. Астанов Б.Ж., Шермухамедов Ю.А. Аналитический обзор работ по исследованиям устойчивости и критериям оценки безопасности высококлиренсных сельскохозяйственных тракторов. Материалы международной научно–технической конференции «Инновационные решения технических и инженерно-технологических задач производства», Джизакский политехнический институт, 28-29 октября, 2022 г. С. 624-628.
 13. Shermukhamedov A., Azizov A., Ergashev N., Shermukhamedov Yu, Azizov Kh. Substantiation of the parameters of the wheel propeller tread lugs. The 1st International Conference Conf. on Problems and Perspectives of Modern Science. AIP Conference Proceedings 2432, 030089 (2022); <https://doi.org/10.1063/5.0091148> Published Online: 16 June 2022
 14. Тогаев А.А., Шермухамедов Ю.А. Управление портального высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства. Сборник материалов республиканской научно-технической конференции “Подготовка высококвалифицированных кадров для автомобильно-дорожного комплекса Республики Узбекистан: новые концепции и современные решения”. – Ташкент: ТИПСЭАД, 3 июня 2020. С.132-135.
 15. Шермухамедов А.А., Шермухамедов Ю.А. Критерии подобия при исследовании физических процессов в гидравлических системах колесных машинах. Сборник материалов Республиканской научно–практической конференции «Перспективы развития транспортно-дорожного комплекса на юге республики». Термиз, 30-31 март, 2017 г. С. 115-117.