

**ТОШКЕНТ ДАВЛАТ ТРАНСПОРТ УНИВЕРСИТЕТИ ҲУЗУРИДАГИ  
ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ DSc.15/31.08.2022.Т.73.03  
РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**ТОШКЕНТ ДАВЛАТ ТРАНСПОРТ УНИВЕРСИТЕТИ**

**ЭРГАШЕВ НУРИЛЛО ТОХИРБЕК ЎҒЛИ**

**КАТТА ҲАЖМЛИ ТРАКТОР ТИРКАМАСИ ТОРМОЗ ТИЗИМИ  
ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ**

**05.08.06 – Ғилдиракли ва гусеничали машиналар ва уларни ишлатиш**

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)  
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

**Тошкент – 2025**

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD)  
диссертацияси автореферати мундарижаси  
Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD)  
по техническим наукам  
Content of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD)  
on technical sciences**

**Эргашев Нурилло Тохирбек ўғли**

Катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизими параметрларини  
асослаш..... 3

**Эргашев Нурилло Тохирбек ўғли**

Обоснование параметров тормозной системы тракторного прицепа  
большой вместимости..... 22

**Ergashev Nurillo Tokhirbek ugli**

Substantiation of parameters of the braking system of a large-capacity tractor  
trailer..... 41

**Эълон қилинган ишлар рўйхати**

Список опубликованных работ

List of published works..... 46

**ТОШКЕНТ ДАВЛАТ ТРАНСПОРТ УНИВЕРСИТЕТИ ҲУЗУРИДАГИ  
ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ DSc.15/31.08.2022.Т.73.03  
РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**ТОШКЕНТ ДАВЛАТ ТРАНСПОРТ УНИВЕРСИТЕТИ**

**ЭРГАШЕВ НУРИЛЛО ТОХИРБЕК ЎҒЛИ**

**КАТТА ҲАЖМЛИ ТРАКТОР ТИРКАМАСИ ТОРМОЗ ТИЗИМИ  
ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ**

**05.08.06 – Ғилдиракли ва гусеничали машиналар ва уларни ишлатиш**

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)  
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

**Тошкент – 2025**

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Олий таълим, фан ва инновациялар вазирлиги хузуридаги Олий аттестация комиссиясида B2025.1.PHD/T5469 рақам билан рўйхатга олинган.**

**Диссертация Тошкент давлат транспорт университетида бажарилган.**

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) веб-саҳифанинг [www.andmiedu.uz](http://www.andmiedu.uz) ҳамда «ZiyoNet» ахборот-таълим портали [www.ziynet.uz](http://www.ziynet.uz) манзилларига жойлаштирилган.

**Илмий раҳбар:**

**Шермухамедов Абдулазиз Адилхакович,**  
техника фанлари доктори, профессор

**Расмий оппонентлар:**

**Ханкелов Тавбай Каршиевич**  
техника фанлари доктори, профессор

**Астанақулов Комил Дўллийевич**  
техника фанлари доктори, профессор

**Етакчи ташкилот:**

**Жиззах политехника институти**

Диссертация ҳимояси **Тошкент давлат транспорт университети** хузуридаги илмий даражалар берувчи **DSc. 15/31.08.2022.Т.73.03** рақамли Илмий Кенгашнинг 2025 йил “\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ соат \_\_\_\_ даги мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 100167, Тошкент ш, Одилхўжаев кўчаси, 1-уй, Тел.: (99871) 299-05-66).

Диссертация билан Тошкент давлат транспорт университетининг Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин ( \_\_\_\_\_ рақам билан рўйхатга олинган). (Манзил: 100167, Тошкент ш, Одилхўжаев кўчаси, 1-уй, Тел.: (99871) 299-05-66).

Диссертация автореферати 2025 йил «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ куни тарқатилди.  
(2025 йил «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ даги \_\_\_\_\_ рақамли реестр баённомаси).

**А.А.Рискулов**

Илмий даражалар берувчи илмий  
кенгаш раиси, т.ф.д., профессор

**К.З.Зияев**

Илмий даражалар берувчи илмий  
кенгаш котиби, фалсафа  
доктори (PhD), доцент

**А.А.Мухитдинов**

Илмий даражалар берувчи илмий  
кенгаш қошидаги илмий семинар  
раиси, т.ф.д., профессор

## **КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертацияси аннотацияси)**

**Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати.** Жаҳонда иқтисодий янада ривожлантириш ва аҳолининг транспорт хизматларига бўлган эҳтиёжларини сифатли қондириш мақсадида, қишлоқ хўжалигининг моддий-техника базасини мустаҳкамлаш, уни энергия ва ресурсларни тежайдиган янги технологияларни жорий этиш имконини берадиган янги юқори самарали автотранспорт воситалари билан таъминлашга катта аҳамият берилмоқда. Ҳозирда, қишлоқ хўжалигида дала ишларини белгиланган муддатларда олиб бориш, кўп жихатдан – зарур материалларни далага ўз вақтида етказиб беришни, йиғиб олинган ҳосилни далалардан олиб чиқишни таъминлайдиган юқори унумдор тезюрар автотранспорт воситаларининг мавжудлиги оширишга қаратилган масалалар етакчи ўринни эгаллаган. Бу борада, жумладан турли хил енгил ва йирик ўлчамли юкларни ташишда юқори иш унумдорлиги ва зарур қувватга эга бўлган катта ҳажмли трактор тиркамалардан фойдаланишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда қишлоқ хўжалиги маҳсулотларини ташишга мўлжалланган автотрактор тиркамалари, жумладан катта ҳажмли тиркамалар турларини кўпайтириш ва хусусиятларини яхшилаш борасида илмий-тадқиқот ишларини олиб бориш муҳим аҳамият касб этади. Ушбу йўналишда, жумладан, “John Deere”, Krampe, “Palmse Trailer”, “Blum Machinery”, “Mordovagromash”, “Белагромаш”, “Palaz og’lu”, “Luckinn vehicle” каби компаниялари турли йўл шароитларида ишлатиладиган катта ҳажмли тиркамаларда қишлоқ хўжалиги маҳсулотларини юклаш, турли хил механизмлардан фойдаланиб юкларни тушуриш, ўғитларни сепиш, тормоз тизими ва ҳаракатлантирувчи қисмлари параметрларини асослаш ҳамда уларни трактор ёки тиркамалар билан агрегатлаш масалаларига бағишланган тадқиқотлар устувор ҳисобланмоқда. Шу билан бирга, қишлоқ хўжалиги маҳсулотларини белгиланган муддатларда йиғиштириб олиш ва ташишни жадаллаштириш, замонавий ва ресурстежамкор техникалар ҳамда технологияларни жорий этиш, механизациялашган ишлар сифатини ошириш, қишлоқ хўжалиги техникаларидан унумли фойдаланиш ва хавфсизлигини таъминлаш каби масалалар долзарб вазифалардан ҳисобланмоқда.

Республикада қишлоқ хўжалигини ислоҳ қилиш ва бозор механизмларини жорий этиш, қулай агробизнес муҳитини ва қўшилган қиймат занжирини яратиш орқали маҳсулотларни истеъмолчиларга етказиш бўйича кенг қамровли режали чора-тадбирлар амалга оширилмоқда. Буни, йиғиш, ташиш, сақлаш, қайта ишлаш, қадоқлаш ва сертификатлаш ишларини ривожлантиришга қаратилган соҳадаги олиб борилаётган илмий-тадқиқот ва услубий ишларни рағбатлантирувчи қатор меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларнинг қабул қилинганлиги яққол кўрсатиб турибди. Жумладан, 2022-2026 йилларда Янги Ўзбекистоннинг тараққиёт стратегиясида “...Транспорт ва логистика хизматларини ривожлантириш концепциясини ишлаб чиқиш”<sup>1</sup>да юк ташиш

---

<sup>1</sup> Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2022 йил 28 январдаги “Янги Ўзбекистоннинг 2022-2026 йилларга мўлжалланган ривожланиш стратегияси тўғрисида” ги ПФ-60-сон фармони.

харажатларини 30 фоизгача камайтириш бўйича вазифалари алоҳида белгилаб берилган.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2019 йил 23 октябрдаги “Ўзбекистон Республикасининг қишлоқ хўжалигини ривожлантиришнинг 2020-2030 йилларга мўлжалланган стратегиясини тасдиқлаш тўғрисида”ги ПФ-5853-сон Фармони, Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2023 йил 29 мартдаги “Аграр секторни замонавий қишлоқ хўжалиги техникалари билан таъминлашни рағбатлантиришнинг қўшимча чора-тадбирлари тўғриси”даги ПҚ-103-сон, 2019 йил 31 июлдаги “Қишлоқ хўжалиги машинасозлигини жадал ривожлантириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги ПҚ-4410-сонли қарорлари, Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамасининг 2019 йил 12 июлдаги “Қишлоқ хўжалиги маҳсулотлари ишлаб чиқарувчиларнинг моддий-техник базасини янада мустаҳкамлаш чора-тадбирлари тўғриси”ги 578-сонли қарори ҳамда мазкур фаолиятга тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади<sup>2</sup>.

**Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги.** Мазкур тадқиқот республика фан ва технологиялар ривожланишининг II. «Энергетика, энергия ва ресурстежамкорлик» устувор йўналишига мос равишда бажарилган.

**Муаммонинг ўрганилганлик даражаси.** Транспорт воситаларининг тормоз тизимидаги иш жараёнларни статик ва динамик ҳисоби билан Герц Е.В., Ю.В.Беленкий, Г.В.Крейнин, В.И.Погорелов, Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Н.В.Дмитриев, Богдан Н.Н., А.В.Богачевой, В.И. Погорелов, В.В.Жестков, Бартош П.Р., Е.Bali, P.Beater, H.Bao., J.Czaban, Gangyan Li, A.K.Jindal, Z.Kamiński, M.Kisiel, S.V.Krichel, S.Palanivelu, J.Patil, O.Sawodny, M.Selvaraj, S.C. Subramanian, D.Szpica, L.Tokashiki, E.E.Торç, Z.Wang, W.Wei, X.Wei ва бошқалар тадқиқотлар олиб борган. Ўзбекистонда транспорт воситаларининг тормоз тизимини О.В.Лебедев, Рашидов Н.Р., А.А.Шермухамедов, В.А.Топалиди, О.К.Касимов, Т.Қодиршоев, Қ.К.Ходжиев ва бошқалар ўрганган.

Ҳозирги вақтда тиркамалар тормоз тизимининг конструктив, статик ва динамик параметрларини, тормозлаш жараёнида ҳосил бўладиган юкламаларни транспорт воситасига таъсирларини ўрганиш ва ҳисоблаш учун турли аналитик боғланишлар, моделлар ва услублар ишлаб чиқилган.

Тиркамаларнинг тормоз тизими параметрларини ҳисоблашнинг мавжуд усуллари таҳлили шуни кўрсатдики, уларнинг алоҳида элементлари учун математик моделлар тузилган ва аналитик усулларда ечилган, лекин тиркамаларнинг тормоз тизими параметрларини геометрик ўлчамлари, элементларининг схематик жойлашуви, ўқларига тушадиган тормоз кучларининг рационал тақсимланиши, уларнинг юкланиши, юк ва унинг

---

<sup>2</sup>2019 йил 23 октябрдаги ПФ-5853-сонли “Ўзбекистон Республикасининг 2020-2030 йилларда қишлоқ хўжалигини ривожлантириш стратегиясини тасдиқлаш тўғрисида”ги фармони

турларига боғлиқ ҳолда ЭХМ дан фойдаланиб, комплекс ҳисоблаш услуги ишлаб чиқилмаганини кўрсатди.

**Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган илмий-тадқиқот муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги.** Диссертация тадқиқоти ИЛ-462106970 – “Замонавий пахта териш машиналари учун катта ҳажмли трактор тиркамасининг саноат намунасини яратиш” (2022-2024 йй.) мавзусидаги давлат илмий техник дастурининг инновацион тадқиқотлар лойиҳаси асосида бажарилган.

**Тадқиқотнинг мақсади.** Маҳаллий ишлаб чиқарилган катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизимининг параметрларини асослашдан иборат.

**Тадқиқотнинг вазифалари:**

катта ҳажмли тиркамалар тормоз тизимига қўйиладиган талаблар ва ҳисоблаш усулларини таҳлил қилиш;

катта ҳажмли тиркамалар тормоз тизими параметрларини статик ҳисоблаш, уни турғунлиги ва тахланиш мезони бўйича баҳолаш;

катта ҳажмли тиркамалар тормоз тизими параметрларини динамик ҳисоблаш;

тиркамалар тормоз тизими параметрларини назарий ва экспериментал тадқиқот натижаларини қиёсий таҳлил қилиш;

тадқиқот натижаларини жорий қилиш бўйича тавсиялар ишлаб чиқиш. тадқиқот натижаларини жорий этишдан олинadиган иқтисодий самарани баҳолаш.

**Тадқиқотнинг объекти:** Катта ҳажмли трактор тиркамалари тормоз тизими.

**Тадқиқотнинг предмети:** Катта ҳажмли трактор тиркамалари тормоз тизими иш жараёнлари.

**Тадқиқотнинг усуллари.** Тадқиқот жараёнида тиркамалар тормоз тизими параметрларини асослашда назарий механиканинг асосий қоидалари ва усуллари, машиналар ва механизмлар назарияси, ғилдиракли машиналар ҳаракати назарияси, тажрибаларни режалаштириш ва математик статистика усуллари, тормозлаш хусусиятларини тартибга солувчи меъёрий ҳужжатлардан фойдаланилган.

**Тадқиқотнинг илмий янгилиги** қуйидагилардан иборат:

катта ҳажмли трактор тиркамаси учун тормозланиш жараёнида таянч юзанинг нормал реакция кучлари қайта тақсимланишини баҳолаш имконини берадиган тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффиценти қийматлари аниқланган.

катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз юритмасининг ишлаш жараёнини ўтказувчи қувур ва тормоз камераси диаметрларига боғлиқ равишда ўқларининг тормозлашини синхрон бўлмаган ҳолда ишлашини ҳисоблаш услуги ишлаб чиқилган.

катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизимини функционал тугалланган элементлар усули асосида ҳисоблаш модели ишлаб чиқилган;

катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизими иш жараёнини ташқи таъсир, юритмалар тизими, бошқарув таъсири, тормоз кучининг ўқлар

бўйича тақсимланишини ҳисобга олувчи сонли ҳисоблаш услуби ишлаб чиқилган.

**Тадқиқотнинг амалий натижалари** қуйидагилардан иборат:

ишлаб чиқилган моделлар, услублар, алгоритмлар ва компютер дастурлари ёрдамида сонли моделлаштириш асосида лойиҳалаш босқичида катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизимнинг самарадорлигига конструктив ечимларнинг таъсирини баҳолаш ва тормоз камералари ҳамда ўтказувчи қувур параметрларни аниқлаш имконини берган;

тадқиқотлар асосида катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизимининг динамик характеристикалари ҳамда юритмалар тизимининг куч характеристикалари аниқланган;

таклиф этилаётган модел ва сонли ҳисоблаш методикалари ёрдамида, лойиҳалаш жараёнида катта ҳажмли трактор тиркамасининг статик ва динамик параметрларини асослаш имкони яратилган.

**Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги** изланишларнинг замонавий услуб ва ўлчаш воситаларидан фойдаланган ҳолда ўтказилганлиги, тиркама тормоз тизимининг конструктив, статик ва динамик параметрлари назарий механика, математик моделлаштириш қоидалари асосида назарий асосланганлиги, тажрибалар натижаларига математик статистика услублари билан ишлов берилганлиги, трактор тиркамалари тормоз тизимини статик ва динамик ҳисоблаш учун ишлаб чиқилган компютер дастурини амалиётга жорий этилганлиги, назарий ва экспериментал тадқиқотларнинг ўзаро мослиги, синовлар ўтказилганлиги, амалиётга жорий қилинганлиги билан изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти.**

Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти тиркамалар тормоз тизимининг параметрларини аниқлаш имконини берадиган аналитик ифодалар ва ҳисобий усуллардан барча турдаги тиркамалар тормоз тизимларининг параметрларини асослашда фойдаланиш мумкинлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг амалий аҳамияти тиркамаларни тажриба синов нусхаларини ишлаб чиқаришда лойиҳалаш сифати ва самарадорлигини ошириш, тажриба-конструкторлик ва тиркамаларнинг завод синовларини ўтказиш харажатларини қисқартириш, шунингдек катта ҳажмли трактор тиркамаларидан фойдаланиш турли юкларни ташишда иш унумдорлигини ошириш ҳисобига ёқилғи-мойлаш материаллари сарфини тежалишига олиб келади.

**Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши.** Юк кўтарувчанлиги оширилган, катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизимининг параметрларини асослаш бўйича тадқиқотлар асосида:

катта ҳажмли трактор тиркамасининг тормозлаш самарадорлигини эмпирик коэффиенти қийматлари “Қишлоқ хўжалиги машинасозлиги конструкторлик-технологик маркази” МЧЖга жорий этилган (“Ўзавтосаноат” АЖнинг 2024 йил 18 январдаги 17/07-25-2011-сон маълумотномаси). Натижада, катта ҳажмли трактор тиркамаси учун

тормозланиш жараёнида таянч юзанинг нормал реакция кучлари қайта тақсимланишини баҳолаш имконини берган;

илмий асосланган катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз юритмасининг ишлаш жараёнини ўтказувчи қувур диаметри ва тормоз камераси диаметрларига боғлиқ ҳолда ўқларининг тормозлашини синхрон бўлмаган ҳолда ишлашини ҳисоблаш услуги “Қишлоқ хўжалиги машинасозлиги конструкторлик-технологик маркази” МЧЖга жорий этилган (“Ўзавтосаноат” АЖнинг 2024 йил 18 январдаги 17/07-25-2011-сон маълумотномаси). Натижада, тиркаманинг орқа ўқлари ғилдираклари олдинги ўқ ғилдиракларидан тезроқ тормозлаш ҳисобига турғун тормозланиши таъминланган;

катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизимини функционал тугалланган элементлар усули асосида ҳисоблаш модели “Қишлоқ хўжалиги машинасозлиги конструкторлик-технологик маркази” МЧЖга жорий этилган (“Ўзавтосаноат” АЖнинг 2024 йил 18 январдаги 17/07-25-2011-сон маълумотномаси). Натижада тормоз тизимининг элементлари параметрлари асосланган;

тиркалар тормоз тизими иш жараёнини сонли ҳисоблаш услуги “Қишлоқ хўжалиги машинасозлиги конструкторлик-технологик маркази” МЧЖга жорий этилган (“Ўзавтосаноат” АЖнинг 2024 йил 18 январдаги 17/07-25-2011-сон маълумотномаси). Натижада лойиҳалаш-конструкторлик ишлари, тажриба ва саноат нусхаларини ишлаб чиқаришнинг самарадорлигини 25% га оширишга эришилган.

Илмий натижаларнинг қўлланилиши орқали ишлаб чиқилган катта ҳажмли трактор тиркамасидан фойдаланишда, бир йил мобайнида кутилаётган иқтисодий самара 42,5 млн. сўм ни ташкил этган.

**Тадқиқот натижаларининг апробацияси.** Мазкур тадқиқот натижалари 1 та халқаро ва 4 та республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

**Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги.** Диссертация мавзуси бўйича жами 9 та илмий иш чоп этилган, шулардан, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг диссертациялар асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 5 та мақола, жумладан, 3 таси республика ва 2 таси ҳорижий журналларда нашр этилган.

**Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми.** Диссертация таркиби кириш, тўртта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертациянинг ҳажми 126 бет.

## ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

**Кириш** қисмида ўтказилган тадқиқотларнинг долзарблиги ва зарурати асосланган, тадқиқотнинг мақсади ва вазифалари, объект ва предметлари тавсифланган, республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён қилинган, олинган натижаларнинг илмий ва амалий

аҳамияти очиб берилган, тадқиқот натижаларини амалиётга жорий қилиш, нашр этилган ишлар ва диссертация тузилиши бўйича маълумотлар келтирилган.

Диссертациянинг **“Мавзу бўйича илмий техник адабиётларнинг таҳлили, муаммони шакллантириш”** деб номланган биринчи бобида катта ҳажмли трактор тиркамаларининг конструктив хослиги ва уларга қўйиладиган талаблар, бугунги кунда мамлакатимизда ва жаҳонда тиркамалар тормоз юритмалар тизимини моделлаштириш бўйича олиб борилаётган илмий-тадқиқот ишлари, катта ҳажмли трактор тиркамаларининг турғунлиги ва хавфсизлигини баҳолаш мезонлари таҳлили келтирилган.

Замонавий трактор тиркамалари тормоз тизимларининг мавжуд конструкцияларини таҳлил қилиш асосида катта ҳажмли трактор тиркамаларининг тормоз юритмаси схемаси таклиф этилган бўлиб, у тормозлашда хавфсизликни таъминлашни ҳисобга олган ҳолда, катта ҳажмли трактор тиркамаларининг тормоз тизимларига қўйиладиган асосий талабларни қаноатлантиради.

Адабиётлар таҳлили шуни кўрсатдики, мамлакатимизда ва хорижий мамлакатларда қўлаб олимлар транспорт воситаларининг тормоз тизимини ҳисоблаш масалалари билан шуғулланган ва шуғулланиб келаётганини кўрсатади. Улар томонидан тормоз тизимининг элементларини ҳисоблаш моделлари ва усуллари ишлаб чиқилган, тормоз тизимининг алоҳида характеристикаларини тадқиқ қилиш имконини берувчи қўлаб универсал ва махсус дастурий воситалар ва уларнинг аниқлик даражалари таҳлиллари таклиф қилинган, аммо катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизими учун мўлжалланган конструкцияларнинг ўзига хос хусусиятлари уларнинг юритма тизимларини ҳисоблашнинг мавжуд моделлари ва усуллари модернизация қилишни, ушбу юритмаларда қўлланиладиган жараёнларга турли характеристикаларнинг комплекс таъсирини кўриб чиқиш зарурлигини кўрсатади.

Диссертациянинг **“Катта ҳажмли трактор тиркамалари тормоз тизими параметрларини асослашнинг назарий тадқиқоти”** деб номланган иккинчи бобида, пневматик тормоз тизими (ПТТ)нинг статик ва динамик ҳисоблаш усуллари, статик ва динамик ҳисоблаш натижалари, назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларининг қиёсий таҳлили келтирилган.

ПТТни статик ҳисоблашнинг таклиф этилган усулидан фойдаланиб, ҳажмий пневматик юритма (ХПЮ) параметрлари аниқланди.

Аниқланиши керак бўлган ХПЮнинг асосий параметрларидан бири тормоз камераси диафрагмасининг диаметри бўлиб, у тиркаманинг оғирлиги  $G_n$ , йўлнинг илашиш коэффициенти  $\phi$ , тиркаманинг масса марказининг баландлиги ( $h_0$ ), тиркаманинг базаси  $l$ , тормоз камераси штокидаги куч  $P_T$ , тормоз камерасининг штоксиз бўшлиғидаги ҳаво босими  $p$  га боғлиқ.

Қабул қилинган ПТТнинг схемаси асосида тиркаманинг олди ва орқа ўқлари учун тормоз камераси диафрагмасининг диаметрлари ( $d_{TK1}$ ,  $d_{TK2}$ ) ғилдирақларнинг йўл билан илашишидаги тормоз кучининг максимал

қиймати бўйича аниқланди. Таклиф этилаётган трактор тиркамаси тормоз тизими параметрлари 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал

Катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизими параметрлари

$G_n$ , кН	$\varphi$	$l$ , м	$h_0$ , м	$F_{TK}$ , м <sup>2</sup>	$p$ , МПа	$P_{T1}$ , кН	$P_{T2}$ , кН	$d_{TK1}$ , м	$d_{TK2}$ , м
157,0	0,8	6,375	1,8	0,07	0,6	51,3	32,4	0,233	0,130

Тиркама тормоз тизимидаги бир марта фавқулдда тормозлаш учун ҳаво сарфи тормоз камераси диафрагмасининг ҳаракати натижасида вужудга келадиган ҳажм, ўтказувчи қувурлар ва ҳавонинг эластиклиги ҳисобига ҳосил бўладиган қўшимча ҳажм ҳамда тизимнинг ишга тушиш вақти билан аниқланади.

Трактор тиркамаларининг турғунлиги уларнинг тормоз тизимининг самарали ишлаши ва тиркаманинг трактордан эртароқ тормозлаши орқали тахланмаслиги билан тавсифланади.

Трактор тиркамаси тормоз тизимига таъсир этувчи қаршилик куч ва моментлари қийматидан келиб чиқиб, тиркаманинг оғирлик марказига қўйилган 12 тонна юкни тиркама олди ўқи учун диаметри 210 мм бўлган, орқа ўқлари учун диаметри 150 мм бўлган тормоз камералари ҳамда ҳаво динамикасини назарий тадқиқ қилиш натижасида тиркаманинг олди ва орқа ўқлари учун мос равишда 14 ва 12 мм бўлган ўтказувчи қувурларида тормоз тизимини самарали ишлатиш мумкинлиги аниқланди.

2-жадвалда лойиҳаланаётган трактор тиркамаси тормоз камераси ва ўтказувчи қувурларининг маълум ўлчамларида ( $d_{тр1}$ ,  $d_{тр2}$ ) бир марталик шошилишч тормозлаш учун ҳаво сарфи -  $G_m$ , тиркаманинг олдинги ва орқа ўқлари учун ҳаво сарфи  $G_m^1$ ,  $G_m^2$  ҳаво ва тўтказувчи қувурларнинг эластиклиги  $V_0^1$ ,  $V_0^2$  ҳисобига ҳосил бўладиган тормоз тизимининг олдинги ва орқа ўқларидаги қўшимча ҳажмлар, тормоз камераси диафрагмасининг ҳаракати натижасида ҳосил бўладиган олдинги ўқ ва орқа ўқлардаги  $V_1'$ ,  $V_2'$  ҳажмлар ва юритманинг ишга тушиши вақти  $\tau_{иш}$  келтирилган.

$$G_m = G_m^1 + G_m^2, \quad (1)$$

бунда

$$G_m^1 = (V_1' + 0.12 \cdot (V_1' + V_0)) / \tau_{иш}, \quad (2)$$

$$G_m^2 = (V_1' + 0.12 \cdot (V_1' + V_0)) / \tau_{иш}, \quad (3)$$

$$V_0 = V_0^1 + V_0^2 \quad (4)$$

$$V_0^1 = F_{тр}^1 \cdot l_{ум}^1, \quad (5)$$

$$V_0^2 = F_{тр}^2 \cdot l_{ум}^2, \quad (6)$$

$$V_1 = V_1' + V_2', \quad (7)$$

$$V_1' = \frac{\pi \cdot d_{TK1}^2 \cdot S \cdot n_{k1}}{4}, \quad (8)$$

$$V_2' = \frac{\pi \cdot d_{TK2}^2 \cdot S \cdot n_{k2}}{4}, \quad (9)$$

2 - жадвал

Трактор тиркамаси тормоз тизимининг параметрлари

Олди ўк	$d_{TK1}, \text{м}$	$d_{тр1}, \text{м}$	$V_0^1, \text{м}^3$	$V_0, \text{м}^3$	$V_1', \text{м}^3$	$V_1, \text{м}^3$	$G_m^1, \text{м}^3/\text{с}$	$G_m, \text{м}^3/\text{с}$
	0.21	0.014	0,00076		0,0052		0,0059	
Орқа ўқлар	$d_{TK2}, \text{м}$	$d_{тр2}, \text{м}$	$V_0^2, \text{м}^3$	0,0024	$V_2', \text{м}^3$	0,0092	$G_m^2, \text{м}^3/\text{с}$	0.0133
	0.15	0.012	0,0017		0,004		0,0074	

Ресивер ҳажми  $V_{pec}$  бир марта тормозлаш учун сарфланадиган ҳавонинг миқдори ГОСТ 22895-77 талабларига асосан беш мартадан кам бўлмаган тормозлашни бажариш орқали ҳисобланади.

$$V_{pec} = 5 \cdot G_m \quad (10)$$

Олинган натижалар пневмаюритманинг олди ва орқа ўқидаги қисмлар учун ресиверлар ҳажми мос равишда 29,5 литр ва 37 литр эканлиги аниқланди.

Маълумки тормоз юритмаси ва тормоз механизмларида динамик жараёнлар содир бўлади: барқарор кучлар содир бўлмайди ва бир текисда ўзгармайди. Ғилдирак шиналарининг блокировка бўлиши натижасида таянч юза билан илашиш кучи камаяди, натижада ғилдиракли машинанинг секинлашиши ҳам камаяди, тормоз ва тўхташ йўллари ортади. Шунингдек, транспорт воситасининг тормозланиш ҳолатида унинг турли ғилдираклари шиналарнинг таянч юзаси билан турлича илашиш коэффицентларида бўлиши мумкин. Бундай ҳолларда ўқлардаги тормоз кучлари ва моментларининг тақсимланиши илашиш коэффицентларининг нисбатига боғлиқ.

Д.П. Великанов томонидан таклиф этилган тормозлаш жараёни формулаларига тормоз тизими таъсирининг мумкин бўлган самарадорлигидан фойдаланиш даражасини ҳисобга олувчи тормозлаш самарадорлиги коэффиценти  $k_e$  ни тормозлаш жараёни кўрсаткичларини ҳисоблаш натижаларини реал қийматларга яқинлаштириш имконини беради.

У ҳолда тормоз йўлини аниқлаш формуласини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$S_{\text{тор}} = \frac{k_e \cdot v_{\text{max}}^2}{2 \cdot g \cdot (\varphi + i)}, \quad (11)$$

бунда  $i$  - йўлнинг қиялиги;  $k_e$  - тормозлаш самарадорлиги коэффиценти; енгил автомобиллар учун  $k_e = 1,1-1,2$ ; юк автомобиллари ва автобуслар учун  $k_e = 1,3-1,4$  бўйлама илашиш коэффиценти  $\varphi \geq 0,3$  бўлган йўлда.  $\varphi < 0,3$  бўлганда барча автомобиллар учун  $k_e = 1,0$  деб олиш мумкин, чунки бу ҳолда нормал реакцияларнинг қайта тақсимланиши кичик бўлади.

ДСт 25478-91 ГОСТ талабларига асосан тиркамаларнинг эквивалент тормоз йўли куйидаги формуладан фойдаланиб ҳисобланади.

$$S_0 = A \cdot V_0 + \frac{V_0^2}{26 \cdot j_{\text{сек}}}, \quad (12)$$

бунда  $A = 0,1$  – тормоз тизимининг ишга тушиш вақтини тавсифловчи коэффициент,  $j_{\text{сек}} = 3,45$  – барқарор секинлашиш  $\text{м/с}^2$ ,  $V_0 = 30$  – трактор тиркамасининг ўртача тезлиги,  $\text{км/соат}$ .

Юқоридаги тормоз йўлининг қийматини аниқлаш формуласига математик шакл ўзгартиришлар киритиш орқали эксперимент тадқиқотлар усулида аниқланган тормоз йўлини киритиб, ҳамда горизонтал йўлнинг қиялигини  $i = 0$  тенг деб қабул қилган ҳолда тормозлаш самарадорлиги коэффициенти қийматлари куйидагича аниқланади.

$$k_e = \frac{2 \cdot g \cdot \varphi \cdot S_e}{V_{\text{max}}^2}. \quad (13)$$

Трактор тиркамасининг максимал юкланишда ва ДСт меъёрий хужжатларда белгиланган максимал тезликда, йўлнинг горизонтал қисмида  $\varphi = 0,7$  илашиш коэффициенти қийматида олинган тормоз йўлининг назарий (12) ва синов натижалари ҳамда тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффициенти қиймати 3-жадвалда келтирилган. Тормоз йўлининг назарий ва синов натижаларини фарқи 22 фоизни ташкил қилади. Бундай фарқ тормоз йўлини тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффициенти киритилган (11) формуладан фойдаланиб аниқлаш мақсадга мувофиқлигини кўрсатади.

3-жадвал

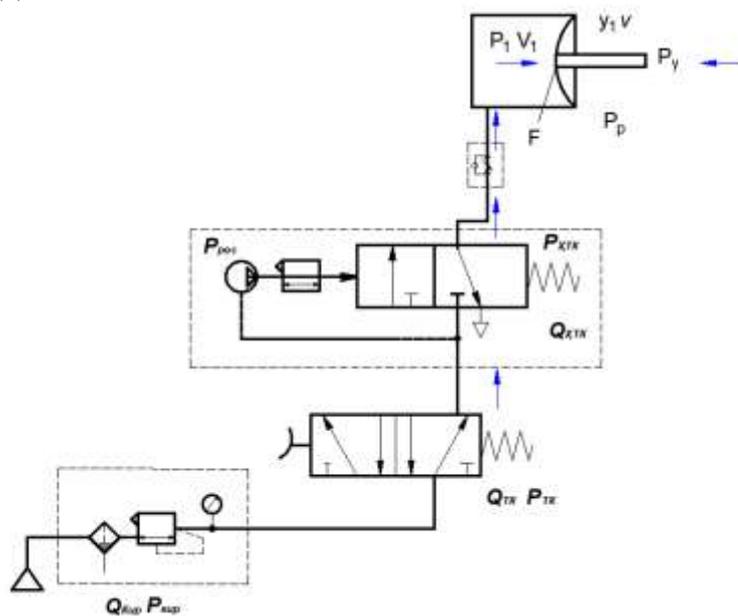
Катта ҳажмли тиркаманинг горизонтал йўлда максимал юкланиш ва максимал тезликда ҳисобланган тормоз йўли ва унинг синов натижаси билан солиштирма таҳлили натижалари

№	Тормозлаш бошланган вақтдаги ҳаракатланиш тезлигининг ўртача қиймати		Тормоз йўли ДСт бўйича	Синовда аниқланган тормоз йўли	Назарий ва экспериментал натижаларини фарқи	Тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффициенти қиймати
	$V_0, \text{км/соат}$	$V_0, \text{м/с}$				
1	30	8,33	13	10.1	22	1,99

Шундай қилиб, катта ҳажмли трактор тиркамасининг тормоз йўлини тормозлаш самарадорлиги коэффициенти орқали тузатиш киритилган тўхташ йўли формуласидан фойдаланган ҳолда аниқлаш ва тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффициентини қийматига қараб, тормозланиш жараёнида нормал реакция кучлариларнинг қайта тақсимланишини баҳолаш тавсия этилади.

ХПЮнинг математик моделини тузишда модулли куриш тамойили кўлланилади, бу ХПЮнинг ҳар бир элементи учун математик моделларни тузишни ва кейинчалик уларни қабул қилинган схемага мувофиқ чегаравий шартлар ёрдамида бирлаштиришни назарда тутати. Бу тамойил ЭХМда ҳисоблаш дастурини тузиш ва амалга ошириш вақтини анча қисқартириш имконини беради.

Муайян бўғинга кучларни келтириш усулидан фойдаланиб, пневматик тормоз камераси диафрагмасини ҳаракати тенгламасини тузамиз. Бунда, келтириш бўғини сифатида пневматик тормоз камераси диафрагмасини танлаймиз (2-расм), яъни. Бу ҳолда, пневматик тормоз камераси диафрагмасининг динамикаси қуйидаги дифференциал тенгламалар тизими билан ёритилади.



2-расм. Пневматик юритманинг ҳисоб схемаси.

$$m_{km} \frac{d^2y}{dt^2} = p_e F - P_p \text{sign} \left( \frac{dy}{dt} \right) - P(y) \quad (14)$$

$$\begin{cases} dp_e/dt = k/(V_0 + F_y \cdot v) \cdot [\rho \cdot R \cdot T \cdot Q_e - p_e \cdot F \cdot v] \\ d\rho_e/dt = \rho/(V_0 + F_y) \cdot [Q_e - F \cdot v] \end{cases} \quad (15)$$

бунда

$$P_p = b \frac{dy}{dt} \text{sign} \left( \frac{dy}{dt} \right), \quad \frac{d\rho_e}{dt} = \frac{\rho}{V_0 + F_y} [Q_e - F \frac{dy}{dt}], \quad \frac{dp_e}{dt} = \frac{k}{V_0 + F_y \frac{dy}{dt}} [\rho R T Q_e - p_e F \frac{dy}{dt}],$$

$m_{km}$ , - пневматик юритма диафрагмаси штокига келтирилган ҳаракатланувчи қисмларнинг массаси;  $k$  – адиабатик коэффициент;  $P_p$  - пружинанинг қаршилик кучи;  $P_y$  – тормоз камераси диафрагмаси штокига келтирилган қаршилик кучи;  $F_y$  тормоз камераси диафрагмасининг кўчиши;  $F$  – тормоз камераси диафрагмасининг майдони;  $V_0$  тормоз камерасининг бошланғич ҳаво ҳажми;  $V_e$  – тормоз камераси диафрагмасининг кўчиши натижасида ҳосил бўлувчи ҳажм;  $Q_e$  тормоз камерасидаги ҳаво сарфи;  $R$  - ҳаво учун газ

доимийси;  $T$  - ресивердаги ҳавонинг мутлақ ҳарорати;  $p_e$  - ресивердаги босим;  $\rho_e$  - ресивердаги ҳаво зичлиги.

Ўтказувчи қувурлардаги ихтиёрий кесим майдон учун динамик жараёнларни бир ўлчовли Навье-Стокс тенгламаси билан тавсифлаш мумкин, бунда оқим параметрлари (босим  $p$ , зичлик  $\rho$  ва тезлик  $V$ ) кесим бўйича ўртача олинади. Бундай ҳолда, қовушқоқлик кучлари фақат оқим ва ўтказувчи қувур магистралининг ички девори орасидаги юзада (ишқаланиш туфайли босим йўқотишлари сифатида), шунингдек, ўтказувчи қувур ўқиға перпендикуляр бўлган бўлимларда  $x$  ҳисобға олинади. Сиқилган ва қувурли магистралда босим йўқотилиши магистралнинг қўшимча узунлиги билан ҳисобға олинандиган турли хил маҳаллий қаршиликлар (эгилишлар, бурилишлар, кенгайиш ёки торайиш участкалари) туфайли юзаға келади деб фараз қилган ҳолда магистралдаги ҳаво оқими қуйидаги тенгламалар тизими билан ифодаланади.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(p+w)}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{a^2 u^2}{kp} \right) + \frac{35\nu u}{d^2} \text{sign}(u) + \frac{k_\varepsilon a^2 u^2}{2dkp} \text{sign}(u) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad (17)$$

$$\frac{\partial(\ln\rho)}{\partial t} = -V \frac{\partial(\ln\rho)}{\partial x} + \frac{1}{k+(k-1)w/\rho} \left[ \frac{\partial(\ln p)}{\partial t} + V \frac{\partial(\ln p)}{\partial x} \right] \quad (18)$$

бунда,  $u = \rho \cdot V$ ;  $k_\varepsilon$  - аппроксимация коэффициентлари, унинг қиймати пневматик ўтказувчи қувурларнинг нисбий ғадир-будурлиги  $\varepsilon$  га боғлиқ,  $\nu$  - газнинг кинематик қовушқоқлиги,  $k$  - ғадир-будурлик коэффициентлари,  $w$  - сунъий қовушқоқлик,  $a$  - товуш тезлиги, оқим параметрлари: босим  $p$ , зичлик  $\rho$  ва тезлик  $V$ .

Оқимнинг ҳаво тақсимлагич орқали ўтиши қуйидагича аниқланади:

$$Q_{\text{ТК}} = \mu_{\text{ТК}} * f_{\text{ТК}} \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_{\text{кир}} - p_{\text{чиқ}})} \quad (19)$$

бунда  $p_{\text{кир}}$ ,  $p_{\text{чиқ}}$  – тормоз кранининг кириш ва чиқишидаги босим,  $f_{\text{ТК}}$  - кранининг ўтиш қисмининг майдони,  $\mu_{\text{ТК}}$  - сарф коэффициентлари.

Кранининг ўтиш қисмининг майдони қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$f_{\text{ТК}} = \pi * d_{\text{к}} * h_{\text{к}} \quad (20)$$

бунда  $d_{\text{к}}$  – кириш клапанининг ўриндиқ диаметри;  $h_{\text{к}}$  – кириш клапанининг юриши.

Ҳаво тақсимлагич крани кириш клапанининг максимал силжишини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$h_k = \begin{cases} 0 & \text{бунда } 0 < t \leq \tau_0 \\ h_0 * \frac{t}{i * t_{max}} & \text{бунда } \tau_0 < t \leq \tau_0 + t_{max} \\ \frac{h_0}{i_n} & \text{бунда } t > \tau_0 + t_{max} \end{cases} \quad (21)$$

бунда  $h_0$  – краннинг кириш клапанининг максимал силжиши;  $i_n$  – краннинг механик юритмасининг узатишлар нисбати;  $\tau_0$  – механик юритманинг тиркичларини танлаш вақти;  $t_{max}$  – кириш клапанининг кўчиш вақти.

Юқоридаги (14)-(21) тенгламалар тизими бошланғич ва чегаравий шартлар билан биргаликда тракторнинг пневматик тормоз юритмаси ХПЮни динамик ҳисоблаш учун математик моделни ташкил қилади. Бу масалаларни ечиш учун Паскал алгоритмик тилида компьютер дастури ишлаб чиқилган («Кузовлари алмашувчи универсал шассили трактор тиркамаси тормоз тизимини динамик ҳисоблаш учун компьютер дастури», DGU 26314).

ХПЮларида ўтиш жараёнлари содир бўлганлиги сабабли улар куйидаги параметрлар ёрдамида баҳоланади: тормоз камераси диаметри  $D_{тк}$ , ўтказувчи қувур диаметри  $d_{ўк}$ , ишга тушиш вақти  $t_{иш}$ , назарий ва экспериментал қийматлари ишга тушиш вақтлари фарқи  $\Delta t_{итв}$ , ўтиш жараёни вақти  $t_{ўж}$ , назарий ва экспериментал қийматлари ўтиш жараёни вақтлари фарқи  $\Delta t_{ўжв}$ , босимни ростланиш қиймати  $p_p$ , босимнинг нисбий фаркланиши  $\Delta p_{max}$ .

Ҳисоблаш натижасида олинган ХПЮ параметрларининг ўзгариши тавсифлари 4-жадвалда келтирилган.

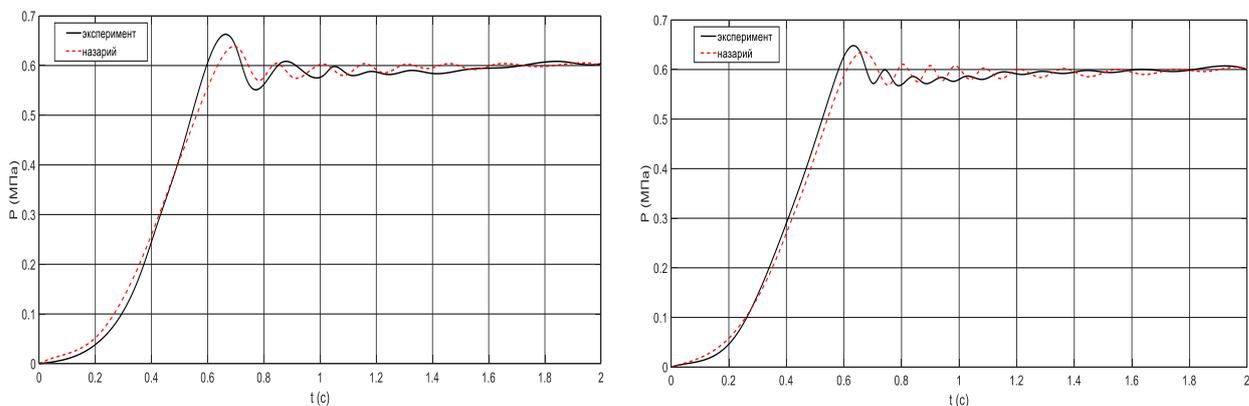
4-жадвал

Трактор тиркамасининг тормозланиши жараёнининг ҳисоб натижалари

Трактор тиркамаси ХПЮнинг олди ўқидаги тормоз камераси ва ўтказувчи қувур ўлчамлари, мм		Пневматик юритмадаги ўтиш жараёни тавсифлари			Трактор тиркамаси ХПЮнинг орқа ўқидаги тормоз камераси ва ўтказувчи қувур ўлчамлари, мм		Пневматик юритмадаги ўтиш жараёни тавсифлари		
$D_{тк}$	$d_{ўк}$	$t_{иш}, c$	$t_{ўж}, c$	$p_p, \%$	$D_{тк}$	$d_{ўк}$	$t_{иш}, c$	$t_{ўж}, c$	$p_p, \%$
210 мм	16 мм	0,59	0,24	8,3	150 мм	14 мм	0,57	0,20	6,3
200 мм	16 мм	0,58	0,22	7,6	167 мм	14 мм	0,57	0,20	6,9
188 мм	16 мм	0,57	0,21	6,8	177 мм	14 мм	0,58	0,19	7,4
210 мм	14 мм	0,58	0,25	6,82	150 мм	12 мм	0,56	0,21	4,5
200 мм	14 мм	0,56	0,21	5,68	167 мм	12 мм	0,57	0,22	5,6
188 мм	14 мм	0,55	0,20	4,95	177 мм	12 мм	0,58	0,24	6,1
210 мм	12 мм	0,58	0,25	3,88	150 мм	10 мм	0,55	0,28	3,4
200 мм	12 мм	0,57	0,23	3,65	167 мм	10 мм	0,56	0,25	4,2
188 мм	12 мм	0,56	0,20	3,50	177 мм	10 мм	0,57	0,23	5,4

Тавсияларга асосан, минимал ишга тушиши вақти ва босимнинг қайта ростланиши ўтказувчи қувур параметрлари олди ўқи учун 14 мм, орқа ўқлари учун 12 мм бўлган ўлчамларида мақбул самарадорликга эришиши мумкинлиги аниқланди.

Трактор тиркамасининг тезлиги 30 км/соат бўлгандаги назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларининг қиёсий таҳлили: (3-расм, 5-жадвал) трактор тиркамасининг тормозланиш параметрлари (тормоз йўли ва ўтиш жараёнларининг тавсифлари) четлашиши умуман олганда 8% дан ошмаслигини, бу эса ишлаб чиқилган моделдан ХПЮ параметрларини асослашда ва унинг ишлашига турли омиллар таъсирини таҳлил қилишда фойдаланиш имконини беради.



— -эксперимент, - - - - назария.

3-расм. Трактор тиркамасини тормозланиш жараёнида пневматик тизимининг тормоз камерасидаги босимнинг ўзгариши.

5-жадвал

Назарий ва экспериментал тадқиқот натижаларининг солиштирма жадвали

№	Параметрлар	Олди ўқ		Орқа ўқ	
		Наз.	Эксп.	Наз.	Эксп.
1	Ишга тушиш вақти, $\Delta t_{итв} = \frac{t_{итв}^э}{t_{итв}^н} \cdot 100\%, с$	0,58	0,55	0,56	0,53
		Фарқ, 5,26 %.		Фарқ, 5,35 %	
2	Ўтиш жараёни вақти $\Delta t_{ўжв} = \frac{t_{ўжв}^э}{t_{ўжв}^н} \cdot 100\%, с$	0,20	0,21	0,225	0,24
		Фарқ, 5,0 %.		Фарқ, 6,66 %.	
3	Босимнинг нисбий фарқланиши, $\Delta p_{мах} = \frac{\Delta p_p^э}{\Delta p_p^н} \cdot 100\%,$ МПа	0,616	0,642	0,610	0,630
		Фарқ, 4,2 %.		Фарқ, 3,28 %.	

Натижаларнинг солиштирма таҳлили ХПЮ ишлашининг назарий ва экспериментал тадқиқотлари натижаларининг максимал четлашиши: ишга тушиш вақти олди ўқ учун 5,26%, орқа ўқлари учун 5,35 %ни, ўтиш жараёни вақти олди ўқ учун 5,0%, орқа ўқлари учун 6,66 % ни, босимнинг ростланиши олди ўқи учун 4,2%, орқа ўқлари учун 3,28 % ни ташкил этди, бу натижалар таклиф қилинган модел ва ҳисоблаш методикасининг адекватлигини кўрсатади.

Диссертациянинг “Тиркамалар тормоз тизими параметрларини асослашнинг экспериментал тадқиқоти ва амалиётга татбиқини иқтисодий самарадорлиги” деб номланган учинчи бобида экспериментал тадқиқот дастури, услуби, тадқиқот натижаларини қайта ишлаш ва таҳлил қилиш ҳамда жорий этиш бўйича тавсиялар ишлаб чиқиш ва амалиётга тадбиқ этишнинг иқтисодий самарадорлиги” келтирилган.

Экспериментал тадқиқот дастури ва методикаси трактор тиркамаси пневматик тормоз тизими параметрлари, жумладан пневматик юритмадаги босимнинг ўзгаришини, тизимнинг ишга тушиш вақти, ўтиш жараёни вақти ҳамда трактор тиркамасини тормозлаш жараёнини аниқлашга бағишланган.

Экспериментларни режалаштириш орқали ишончлилик  $H=0,95$ , хатолик  $\Delta=3$  бўлиши учун синовлар сони  $n=3$  та бўлиши аниқланди.

Катта ҳажмли трактор тиркамасининг экспериментал тадқиқотлари натижасида тормоз йўли ва тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффиценти  $k_e$  қийматлари аниқланди (13-формула бўйича). Натижалар 6-жадвалда келтирилган.

6-жадвал

Тормоз йўли ва тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффиценти қийматлари

№	Тормозлаш бошланган вақтдаги ҳаракатланиш тезлиги		Синов вақтида ўлчанган тормоз йўли	Йўлнинг илашиш коэффиценти	Тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффиценти қийматлари ўзгариши
	$V_o, \text{ км / соат}$	$V_o, \text{ м/с}$	$S_e, \text{ м}$	$\varphi$	$k_e$
1	30	8,33	10,1	0,7	1,99
2	27,9	7,75	8,6	0,7	1,96
3	28,2	7,83	8,8	0,7	1,97
4	29,4	8,16	9,5	0,7	1,95
5	28,9	8,02	9,1	0,7	1,94
Ўртача	28,9	8,02	9,2	0,7	1,96

Тормозланиш самарадорлигини аниқлашда ҳажмдор юкларни ташишга мўлжалланган катта ҳажмли трактор тиркамасининг ўқлари ва ғилдиракларида нормал реакция кучларининг қайта тақсимланиш қийматлари катталашиб кетиши кузатилади. Натижада, ушбу реакция кучлари тормоз тизимининг ишлаш самарадорлигига салбий таъсир кўрсатади.  $k_e$  нинг ўртача қиймати тақлиф этилган тиркама учун 1,96 ташкил қилди. Бу натижа нормал реакция кучларининг қайта тақсимланиши катта бўлмаслиги ва тормоз тизими параметрлари тўғри танланганлигини кўрсатади.

Трактор тиркамасининг пневматик тормоз тизимининг асосий кўрсаткичлари: трактор тиркамасининг пневматик тормоз тизимининг ишга тушиш вақти олди ўқи учун 0,58 сек, орқа ўқлари учун 0,56 сек, бу ЎЗДСт 35:13-2010 ва 80-техник регламент талабларига (0,6 секунддан ортиқ эмас) тўғри келади, трактор тиркамасининг текис асфалт-бетон йўлда 30 км/соатгача тормозланишида ҲПЮдаги максимал босим 0,640 МПа, номинал босим 0,601 МПа, ишга тушиш вақти олди ўқи учун 0,58 сек, орқа ўқлари учун 0,56 сек, ўтиш жараёни вақтлари мос равишда 0,21, 0,24 сек, босимнинг ростланиши мос равишда 0,640, 0,630 МПа.

Тавсия этилган параметрлар ва олинган натижалардан фойдаланиш лойиҳалаш-конструкторлик ишларининг сифати ва самарадорлигини ошириш, завод синовлари учун сарф маблағларини камайтириш ва меҳнат унумдорлигини 25% га ошириш имконини беради. Катта ҳажмли трактор тиркамасининг параметрларини асослаш бўйича илмий тадқиқот натижалари "Қишлоқ хўжалиги машинасозлиги конструкторлик-технологик маркази" МЧЖда жорий этилган ва битта тиркамадан фойдаланишдан кутилаётган иқтисодий самара бир йилда 42,5 млн. сўмни ташкил этади.

## ХУЛОСА

1. Тадқиқотлар ва мавжуд конструкцияларни таҳлил қилиш натижалари шуни кўрсатдики, мавжуд чет-эл аналогигадаги тиркамалар катта ҳажмли ва енгил юкларни бир вақтда кўпроқ ташиш орқали ёқилғи ва иш вақтини тежаш имконини бериб, юк ташиш самарадорлигини оширсада, Ўзбекистонда бундай тиркамалар конструкциясини ишлаб чиқишда пахта ва бошқа енгил маҳсулотларни етиштириш ва қайта ишлашнинг ўзига хос хусусиятларини (пахтани сақлаш ва қайта ишлаш пунктларининг геометрик ўлчамлари) ҳисобга олиш зарур, устқўймалардан фойдаланишда кузовнинг баландлиги пахта териш машинаси бункерининг юклаш баландлиги билан чегараланиши, уч ўқли тиркамада тормоз тизимининг юкланишини бир текис тақсимлаш, барқарорлик ва маневр қилиш имкониятини таъминлаш, даладан маҳсулотларни тез олиб чиқиш, хом-ашёни конвейер орқали тушириш ва мавжуд йўл ҳаракати хавфсизлик қоидаларини ҳисобга олишни ҳамда ЎзДСт 35.13:2010 (БМТ ЕИК Қоидалари № 13) "М, Н ва О тоифадаги транспорт воситаларини тормозлашга нисбатан расмий тасдиқлашга тааллуқли ягона кўрсатмалар"га мувофиқ бўлишини талаб қилади.

2. Тиркаманинг максимал юкланиши, унинг ўқларига тушадиган юклама, геометрик ўлчамлари, танланган босим асосида ҳажмий пневматик тормоз юритмасининг статик параметрлари аниқланди.

3. Катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизими учун функционал тугалланган элементлар усули асосида ҳисоблаш модели ишлаб чиқилди, унга кўра тормоз тизимининг ҳар бир элементи учун математик модел тузилади ва қабул қилинган схема бўйича чегаравий шартлар билан бирлаштирилади. Хусусан, тормоз тизими юритмасининг ўтказувчи қувурларидаги динамик жараёнларни тасвирловчи моделнинг асосий тенгламаси сифатида В.В.Жестков томонидан модернизация қилинган машҳур Навье-Стокс тенгламаси қабул қилинган бўлиб, унда ҳаво тўлқини қовушқоқлиги коэффициентини, ҳаво оқим режими ва маҳаллий қаршилик коэффициентларини тасвирловчи боғлиқликлар ўзгартирилган. Умумий моделда алгебраик оддий дифференциал тенгламалар ва хусусий ҳосилалар тенгламаларни ўз ичига олади. Оддий дифференциал тенгламаларни ечиш учун биринчи даражали аниқликдаги Рунге-Кутта усули (Эйлер усули)

қўлланилди. Хусусий ҳосилали тенгламаларни ечиш учун модификацияланган икки қатламли Лакс-Вендрофф схемаси қўлланилди.

4. Катта ҳажмли трактор тиркамаси тормоз тизими иш жараёни ва тормозланиш жараёнини ташқи таъсир, юритмалар тизимининг ишлаши, бошқарув таъсири, тормоз кучининг ўқлар бўйича тақсимланишини ҳисобга олувчи сонли ҳисоблаш усули ишлаб чиқилди.

5. Тиркама тормоз тизимининг статик ва динамик ҳисоби таҳлили шуни кўрсатдики, ўтказувчи қувур диаметрининг камайиши юритманинг тезлигини яхшилайдди, аммо бир вақтда ўтиш жараёнлари сифатини камайтиради. Шу билан бирга, ўтказувчи қувур диаметрининг ортиши юритмадаги қаршиликларни орттириб юритманинг ишга тушиш вақтини камайтиради ва ўтиш жараёни вақтини оширади. Ўтиш жараёнининг энг яхши кўрсаткичларига тормоз камераси диафрагмасининг диаметри олдинги ўқ учун 210 мм ва орқа ўқлар учун 150 мм, қувурлар диаметри олдинги ўқ учун 14 мм ва орқа ўқлар учун 12 мм бўлганда эришилди, бунда тиркаманинг олдинги ва орқа ўқлари юритмаларида ишга тушиш вақти мос равишда 0,58 ва 0,56 с ни ташкил этди.

6. Тиркама тормоз тизимининг иш жараёнини комплекс ҳисоблаш бўйича таклиф этилган услуб назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларининг яхши корреляциясини кўрсатди, унга кўра тизимнинг олдинги ўқи учун ишга тушиш вақтлари бўйича натижаларнинг максимал оғишлари 5,26%, орқа ўқлар учун 5,35%, ўтиш жараёнлари вақтлари бўйича олдинги ўқ учун 5,0%, орқа ўқлар учун 6,66%, максимал босимнинг номинал босимга нисбатан фарқи эса олдинги ўқ учун 4,2% ва орқа ўқлар учун 3,28% ни ташкил этди. Тиркама тормоз тизими параметрларининг оғиши (қувур диаметри, тормоз камераси ўлчамлари, қувур узунлиги, ўтиш жараёни хусусиятлари) умуман олганда 8% дан ошмаслиги аниқланди, бу эса ишлаб чиқилган моделдан юритма параметрларига қараб иш жараёнини синхрон бўлмаган ҳолда ҳисоблаш учун фойдаланиш ва тормоз тизими параметрларини асослаш ва унинг ишлашига турли омилларнинг таъсирини таҳлил қилиш имконини берди.

7. Тажрибалар натижалари асосида, йўлнинг горизонтал қисмида тиркамага максимал юклама ва меъёрий хужжатларда белгиланган максимал тезликда тормозлаш жараёнида нормал реакция кучларининг қайта тақсимланиши ва тормоз тизимининг самарадорлигини баҳолаш имконини берувчи тормозлаш самарадорлигининг эмпирик коэффициенти  $k_e$  нинг ўртача қиймати таклиф этилаётган тиркама учун 1,96 га тенг эканлиги аниқланди. Бу натижа нормал реакция кучларининг қайта тақсимланиши катта эмаслигини ва тормоз тизимининг параметрлари тўғри танланганлигини кўрсатади.

8. Тажрибалар натижалари асосида олинган қийматлар таҳлили шуни кўрсатдики, максимал юклама билан 30 км/соат тезликда ҳаракатланаётган трактор тиркамаси тормоз тизимининг олдинги ўқидаги ўтиш жараёнларнинг қийматлари тизимнинг ишга тушиш вақти кечикишини ҳисобга олган ҳолда дастлабки 0,58 сонияда 0,640 МПа атрофидаги босимгача кескин ошади,

сўнгра у қаршилиқ кучига эга бўлган қийматларгача пасаяди, орқа ўқлардаги ўтиш жараёнларнинг қийматлари дастлабки 0,56 сонияда максимал 0,628 МПа ни ташкил қилади. Тизимнинг орқа ўқларида тормозланиш жараёни 0,02 секунд олдин бошланиши аниқланди. Умуман олганда, тажрибалар таҳлили ТТЗ-85120-1 тиркамаси тажриба нусхасининг ишчи тормоз тизими тиркамани фавқулодда тормозлашни таъминлаши ва техник талабларга тўлиқ жавоб беришини кўрсатди.

9. Катта ҳажмли трактор тиркамаси хаво тормоз тизими иш жараёнини комплекс ҳисоблаш услубини жорий қилиш натижасида лойиҳалаш-конструкторлик ишлари, тажриба ва саноат нусхаларини ишлаб чиқаришнинг самарадорлигини 25% га оширишга эришилди. Катта ҳажмли трактор тиркамаси параметрларини асослаш бўйича илмий тадқиқот натижалари "Қишлоқ хўжалиги машинасозлиги конструкторлик-технологик маркази" МЧЖда жорий этилган ва битта тиркамадан фойдаланишдан кутилаётган иқтисодий самара бир йилда 42,5 млн. сўмни ташкил этади.

Тадқиқот натижаларига 2 та компютер дастурларига гувоҳнома олинди.

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

---

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТРАНСПОРТНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

**ЭРГАШЕВ НУРИЛЛО ТОХИРБЕК УГЛИ**

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ  
ТРАКТОРНОГО ПРИЦЕПА БОЛЬШОЙ ВМЕСТИМОСТИ**

05.08.06 – Колесные и гусеничные машины и их эксплуатация

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

Ташкент – 2025

**Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан № B2025.1.PHD/T5469.**

Диссертация выполнена в Ташкентском государственном транспортном университете.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-сайте Научного совета и на Информационно-образовательном портале «Ziynet» ([www.ziynet.uz](http://www.ziynet.uz)).

**Научный руководитель:** **Шермухамедов Абдулазиз Адилхакович,**  
доктор технических наук, профессор

**Официальные оппоненты:** **Ханкелов Тавбай Каршиевич**  
доктор технических наук, профессор

**Астанақулов Комил Дўллийевич**  
доктор технических наук, профессор

**Ведущая организация:** **Джизакский политехнический институт**

Защита диссертации состоится часов на заседании Научного совета **DSc.15/31.08.2022.T.73.03** при Ташкентском государственном транспортном университете «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 года в \_\_\_\_\_. (Адрес: 100167, г.Ташкент, ул.Адилхужаева, дом 1. Тел.: (99871) 299-05-66).

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 «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 года.  
(Протокол реестра под № \_\_ от «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 года).

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

**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 в целях дальнейшего развития мировой экономики и качественного удовлетворения потребностей населения в транспортных услугах большое значение придается укреплению материально-технической базы сельского хозяйства, обеспечению его новыми высокоэффективными автотранспортными средствами, позволяющими внедрять новые энерго – и ресурсосберегающие технологии. В настоящее время в сельском хозяйстве ведущее место занимают вопросы, направленные на проведение полевых работ в установленные сроки, во многом – увеличение наличия высокопроизводительных скоростных автотранспортных средств, обеспечивающих своевременную доставку необходимых материалов на поля, вывоз собранного урожая с полей. В связи с этим особое внимание уделяется использованию тракторного прицепа большой вместимости и необходимой мощностью при перевозке различных видов легких и крупногабаритных грузов.

В мире ведутся научно-исследовательские работы по увеличению типов и улучшению свойств автотракторных прицепов, в том числе прицепов большой вместимости, предназначенных для перевозки сельскохозяйственной продукции. В этом направлении, в частности, такие компании, как "John Deere", "Krampe", "Palmse Trailer", "Blum Machinery", "Mordovagromash", "Белагромаш", "Palaz og'lu", "Luckinn vehicle", приоритетными считаются исследования, посвященные вопросам погрузки сельскохозяйственной продукции, разгрузки грузов и разбрасывания удобрений с использованием различных механизмов на прицепах большой вместимости, используемых в различных дорожных условиях, а также их агрегации с тракторами или прицепами с последующим обоснованием параметров тормозной системы и движущихся частей. В то же время такие вопросы, как ускорение уборки и транспортировки сельскохозяйственной продукции в установленные сроки, внедрение современной и ресурсосберегающей техники и технологий, повышение качества механизированных работ, эффективное использование сельскохозяйственной техники и обеспечение ее безопасности, считаются актуальными задачами.

В нашей республике реализуются комплексные плановые меры по реформированию сельского хозяйства и внедрению рыночных механизмов, доставке продукции потребителям путем создания благоприятной агробизнес-среды и цепочки добавленной стоимости. Об этом свидетельствует принятие ряда нормативно-правовых актов, направленных на развитие работ по сборке, транспортировке, хранению, переработке, упаковке и сертификации, стимулирующих научно-исследовательскую и методическую работу в данной сфере. В частности, в Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы "...Разработка концепции развития

транспортно-логистических услуг"<sup>3</sup> отдельно определены задачи по снижению затрат на перевозку грузов до 30 процентов.

Указ Президента Республики Узбекистан № УП-5853 от 23 октября 2019 года "Об утверждении Стратегии развития сельского хозяйства Республики Узбекистан на период 2020-2030 годы", Постановления Президента Республики Узбекистан № ПП-103 от 29 марта 2023 года "О дополнительных мерах по стимулированию обеспечения аграрного сектора современной сельскохозяйственной техникой", № ПП-4410 от 31 июля 2019 года "О мерах по ускоренному развитию сельскохозяйственного машиностроения", Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан № 578 от 12 июля 2019 года "О мерах по дальнейшему укреплению материально-технической базы в сфере производителей сельскохозяйственной продукции" и другие нормативно-правовые акты, касающиеся данной деятельности<sup>4</sup>.

**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 тормозной системе транспортных средств занимались: Герц Е.В., Ю.В.Беленкий, Г.В.Крейнин, В.И.Погорелов, Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Н.В.Дмитриев, Богдан Н.Н., А.В.Богачевой, В.И. Погорелов, В.В.Жестков, Бартош П.Р., E.Bali, P.Beater, H.Bao., J.Czaban, Gangyan Li, A.K.Jindal, Z.Kamiński, M.Kisiel, S.V.Krichel, S.Palanivelu, J.Patil, O.Sawodny, M.Selvaraj., S.C. Subramanian, D.Szpica, L.Tokashiki, E.E.Topç, Z.Wang, W.Weі, X.Weі и др. В Узбекистане тормозные системы транспортных средств изучали О.В.Лебедев, Рашидов Н.Р., А.А.Шермухамедов, В.А.Топалиди, О.К.Касимов, Т.Қодиршоев, Қ.К.Ходжиев и другие.

В настоящее время разработаны различные аналитические зависимости, модели и методы для изучения и расчета конструктивных, статических и динамических параметров тормозной системы прицепов, влияния нагрузок, возникающих в процессе торможения на транспортное средство.

Анализ имеющихся методов расчета параметров тормозной системы прицепов показал, что математические модели для их отдельных элементов составлены и решены аналитическими методами, но не разработана комплексная методика расчета параметров тормозной системы прицепов с использованием ЭВМ в зависимости от геометрических размеров, схематического расположения элементов, рационального распределения тормозных сил на осях, их нагружения, груза и его вида.

**Связь диссертационного исследования с планом научно-**

---

<sup>3</sup> Указ Президента Республики Узбекистан № УП-60 от 28.01.2022 года " О Стратегии развития Нового Узбекистана на период 2022 — 2026 годы".

<sup>4</sup> Указ Президента Республики Узбекистан № УП-5853 от 23 октября 2019 года "Об утверждении Стратегии развития сельского хозяйства Республики Узбекистан на период 2020-2030 годы"

**исследовательских работ высшего образовательного учреждения, в котором выполнена диссертация.** Диссертационное исследование выполнено на основании проекта инновационных исследований государственной научно-технической программы ИЛ-462106970 «Создание промышленного образца тракторного прицепа повышенной вместимости для современных хлопкоуборочных машин» (2022-2024 годы).

**Цель исследования.** Обоснование параметров тормозной системы прицепа большой вместимости трактора отечественного производства.

**Задачи исследования:**

анализ требований к тормозной системе прицепов большой вместимости и методов их расчета;

статический расчет параметров тормозной системы прицепов большой вместимости, её оценка по критерию устойчивости и складывания;

динамический расчет параметров тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости;

сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований тормозной системы прицепов;

разработка рекомендаций по внедрению результатов исследования. Оценка экономического эффекта от внедрения результатов исследования.

**Объект исследования:** Тормозная система тракторного прицепа большой вместимости.

**Предмет исследования:** Рабочие процессы тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости.

**Методы исследования.** В процессе исследования при определении параметров тормозного привода тракторного прицепа большой вместимости использованы основные правила и методы теоретической механики, теории механизмов и машин, теории движения колесных машин, методы планирования экспериментов и математической статистики, нормативные документы, регламентирующие тормозные свойства.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

определены значения эмпирического коэффициента эффективности торможения тракторного прицепа большой вместимости, позволяющие оценивать перераспределение сил нормальной реакции опорной поверхности в процессе торможения;

разработана методика расчета работы тормозного привода тракторного прицепа большой вместимости в зависимости от диаметра трубопровода и диаметров тормозной камеры при несинхронном торможении его осей;

разработана модель расчета тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости на основе метода функционально-законченных элементов;

разработана методика численного расчета рабочего процесса тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости, учитывающая внешнее воздействие, систему приводов, управляющее воздействие, распределение тормозной силы по осям.

**Практический результат исследования** заключается в следующем:

на основе численного моделирования с использованием разработанных моделей, методов, алгоритмов и компьютерных программ на этапе проектирования удалось оценить влияние конструктивных решений на эффективность тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости и определить параметры тормозных камер и трубопроводов;

на основе исследований определены динамические характеристики тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости и силовые характеристики системы приводов;

с помощью предложенной модели и методов численного расчета в процессе проектирования создана возможность обоснования статических и динамических параметров тракторного прицепа большой вместимости.

**Достоверность результатов исследования** подтверждается проведением исследования с использованием современных методов и средств измерений, теоретическим обоснованием конструктивных, статических и динамических параметров тормозной системы прицепа на основе правил теоретической механики, математического моделирования, обработкой результатов экспериментов методами математической статистики, внедрением в практику разработанной компьютерной программы для статического и динамического расчета тормозной системы тракторных прицепов, корреляции теоретических и экспериментальных исследований, проведением испытаний и внедрением в практику.

#### **Научная и практическая значимость результатов исследования.**

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

Практическая значимость заключается в использовании результатов исследования при изготовлении опытного образца тракторного прицепа большой вместимости, повышении качества и эффективности проектирования, сокращении затрат на опытно-конструкторские и заводские испытания прицепов, а также использование тракторного прицепа большой вместимости приводит к экономии расхода горюче-смазочных материалов за счет повышения производительности труда при перевозке различных грузов.

**Внедрение результатов исследований.** На основании исследований по обоснованию параметров тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости с повышенной грузоподъемностью.

Значения эмпирического коэффициента эффективности торможения тракторных прицепов большой вместимости внедрены в ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения" (справка АО "Узавтосаноат" № 17/07-25-2011 от 18 января 2024 г.). В результате стало возможным оценить перераспределение сил нормальной реакции опорной поверхности в процессе торможения для тракторных прицепов большой вместимости.

Предложенный метод расчета процесса работы тормозного привода тракторных прицепов большой вместимости в зависимости от диаметра

трубопровода и диаметров тормозной камеры при несинхронном торможении его осей внедрен в ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения" (справка АО "Узавтосаноат" № 17/07-25-2011 от 18 января 2024 г.). В результате обеспечивается устойчивое торможение за счет более быстрого торможения колес задних осей прицепа, чем колес передних осей;

Разработанная модель расчета тормозной системы тракторных прицепов большой вместимости на основе метода функционально-законченных элементов внедрена в ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения" (справка АО "Узавтосаноат" № 17/07-25-2011 от 18 января 2024 г.). В результате были обоснованы параметры элементов тормозной системы;

Разработанная методика численного расчета рабочего процесса тормозной системы прицепов внедрена в ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения" (справка АО "Узавтосаноат" № 17/07-25-2011 от 18 января 2024 г.). В результате достигнуто повышение эффективности проектно-конструкторских работ, производства опытных и промышленных образцов на 25%;

Ожидаемый экономический эффект в годовом исчислении от использования тракторного прицепа большой вместимости, разработанного с использованием научных результатов, составляет 42,5 млн сум.

**Апробация результатов исследования.** Результаты диссертации были представлены и обсуждены на 1 международной и 4 республиканских научно-практических конференциях.

**Публикация результатов исследований.** Всего по теме диссертации опубликовано 9 научных работ, из них, в научных изданиях, рекомендованных ВАК Республики Узбекистан опубликовано 5 статей, в том числе 3 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 126 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 «**Анализ научно-технической литературы по теме, формулировка проблемы**» даны конструктивные особенности тракторного прицепа большой вместимости и предъявляемые к нему требования, научно-

исследовательские работы по моделированию системы тормозных приводов прицепов, используемых на сегодняшний день в нашей стране и в мире, анализ критериев оценки устойчивости и безопасности тракторного прицепа большой вместимости.

На основе анализа существующих конструкций тормозных систем современных тракторных прицепов предложена схема тормозного привода тракторного прицепа большой вместимости, удовлетворяющая основным требованиям, предъявляемым к тормозным системам крупногабаритных тракторных прицепов с учетом обеспечения безопасности при их торможении.

Анализ литературы показывает, что вопросами расчета тормозных систем транспортных средств занимались и занимаются множество ученых нашей страны и зарубежных стран. Ими разработаны модели и методы расчета элементов тормозных системы, предложены множества универсальных и специальных программных средств, позволяющие исследовать отдельные характеристики тормозных систем и анализ их уровней точности, однако особенности конструкций, предназначенных для тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости, указывают на необходимость модернизации существующих моделей и методов расчета их систем приводов, рассмотрения комплексного влияния различных характеристик на процессы, в которых применяются эти приводы.

Во второй главе **«Теоретическое исследование обоснования параметров тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости»** приведены методы статического и динамического расчета пневматической тормозной системы (ПТС), результаты статического и динамического расчета, сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований.

По предложенному методу статического расчета ПТС определены параметры объемного пневматического привода (ОПП).

Одним из основных параметров ОПП требующего определения является диаметр диафрагмы тормозной камеры, который зависит от веса прицепа  $G_n$ , коэффициента сцепления дороги  $\varphi$ , высоты центра масс прицепа ( $h_0$ ), базы прицепа  $l$ , силы на штоке тормозной камеры  $P_T$ , давления воздуха в бесштоковой полости тормозной камеры  $p$ .

На основе принятой схемы ПТС определены диаметры диафрагмы тормозной камеры для передней и задних осей прицепа ( $d_{TK1}$ ,  $d_{TK2}$ ) по максимальному значению тормозного усилия при сцеплении колес с дорогой.

Параметры предлагаемой тормозной системы тракторного прицепа приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости

$G_n$ , кН	$\varphi$	$l$ , м	$h_0$ , м	$F_{TK}$ , м <sup>2</sup>	$p$ , МПа	$P_{T1}$ , кН	$P_{T2}$ , кН	$d_{TK1,м}$	$d_{TK2,м}$
157,0	0,8	6,375	1,8	0,07	0,6	51,3	32,4	0,233	0,130

Расход воздуха на однократное экстренное торможение в тормозной системе прицепа определяется объемом, возникающим в результате движения диафрагмы тормозной камеры, дополнительным объемом, создаваемым за счет эластичности проводящих труб и воздуха, а также временем срабатывания системы.

Устойчивость прицепов тракторов характеризуется эффективной работой их тормозной системы и тем, что прицеп тормозит раньше трактора и не складывается.

Исходя из значений сил и моментов сопротивления, действующих на тормозную систему тракторного прицепа, для прицепа с тормозными камерами диаметром 210 мм для передней оси и диаметром 150 мм для задних осей с грузом 12 тонн, помещенным в центр тяжести прицепа, а также в результате теоретического исследования динамики воздуха установлено, что тормозную систему можно эффективно использовать с трубопроводами диаметром 14 и 12 мм соответственно для передней и задних осей прицепа.

В табл. 2. приведены значения расхода воздуха -  $G_m$  для однократного экстренного торможения при определенных размерах тормозной камеры и трубопроводов ( $d_{тр1}$ ,  $d_{тр2}$ ) проектируемого тракторного прицепа, расходы воздуха для передней и задних осей прицепа  $G_m^1$ ,  $G_m^2$ , дополнительные объемы на передней и задних осях тормозной системы, образующиеся за счет эластичности воздуха и трубопроводов  $V_0^1$ ,  $V_0^2$ , объемы на передней оси и задних осей возникающие в результате движения диафрагмы тормозной камеры  $V_1'$ ,  $V_2'$ , время срабатывания привода  $\tau_{ср}$ .

$$G_m = G_m^1 + G_m^2, \quad (1)$$

где

$$G_m^1 = (V_1' + 0.12 \cdot (V_1' + V_0)) / \tau_{иш}, \quad (2)$$

$$G_m^2 = (V_1' + 0.12 \cdot (V_1' + V_0)) / \tau_{иш}, \quad (3)$$

$$V_0 = V_0^1 + V_0^2 \quad (4)$$

$$V_0^1 = F_{тр}^1 \cdot l_{ум}^1, \quad (5)$$

$$V_0^2 = F_{тр}^2 \cdot l_{ум}^2, \quad (6)$$

$$V_1 = V_1' + V_2', \quad (7)$$

$$V_1' = \frac{\pi \cdot d_{тц}^2 \cdot S \cdot n_{k1}}{4}, \quad (8)$$

$$V_2' = \frac{\pi \cdot d_{тц}^2 \cdot S \cdot n_{k2}}{4}, \quad (9)$$

Таблица 2

Параметры тормозной системы тракторного прицепа

Передняя ось	$d_{TK1}, \text{м}$	$d_{тр1}, \text{м}$	$V_0^1, \text{м}^3$	$V_0, \text{м}^3$	$V_1', \text{м}^3$	$V_1, \text{м}^3$	$G_m^1, \text{м}^3/\text{с}$	$G_m, \text{м}^3/\text{с}$
	0.21	0.014	0,00076		0,0052		0,0059	
Задние оси	$d_{TK2}, \text{м}$	$d_{тр2}, \text{м}$	$V_0^2, \text{м}^3$	0,0024	$V_2', \text{м}^3$	0,0092	$G_m^2, \text{м}^3/\text{с}$	
	0.15	0.012	0,0017		0,004		0,0074	

Объем ресивера  $V_{рес}$  рассчитывается по величине расхода воздуха на одно торможение, учитывая ее запас для выполнения не менее пяти торможений в соответствии с требованием ГОСТ 22895-77.

$$V_{рес} = 5 \cdot G_m \quad (10)$$

Полученные результаты показали, что для передней и задних осей объем ресиверов составляет соответственно 29,5 литров и 37 литров.

Известно что, в тормозном приводе и тормозных механизмах происходят динамические процессы: силы не стабильны и изменяются не плавно. При блокировке колес сила сцепления шин с опорной поверхностью уменьшается, вследствие чего уменьшается и замедление колесной машины, увеличиваются тормозной и остановочный пути. Также в общем случае торможения разные колеса машины могут иметь различные коэффициенты сцепления шин с опорной поверхностью. Тогда распределение тормозных сил и моментов по осям зависит еще и от соотношения коэффициентов сцепления.

В формулы процесса торможения, предложенные Д.П. Великановым, коэффициент эффективности торможения, учитывающий степень использования возможной эффективности воздействия тормозной системы, позволяет приблизить результаты расчета показателей процесса торможения к реальным значениям.

Тогда формулу для определения тормозного пути можно представить следующим образом:

$$S_{\text{тор}} = \frac{k_e \cdot v_{\text{max}}^2}{2 \cdot g \cdot (\varphi + i)}, \quad (11)$$

где  $i$  - уклон дороги;  $k_e$  - коэффициент эффективности торможения; для легковых автомобилей  $k_e = 1,1-1,2$ ; для грузовых автомобилей и автобусов  $k_e = 1,3-1,4$  на дороге с продольным коэффициентом сцепления  $\varphi \geq 0,3$ . При  $\varphi < 0,3$  можно принять  $k_e = 1,0$  для всех автомобилей, так как в этом случае перераспределение нормальных реакций будет малым.

Эквивалентный тормозной путь прицепов рассчитывается согласно ГОСТ 25478-91 по формуле.

$$S_0 = A \cdot V_0 + \frac{V_0^2}{26 \cdot j_{\text{уст}}}, \quad (12)$$

где  $A=0,1$  – коэффициент, характеризующий время срабатывания тормозной системы,  $j_{уст} = 3,45$  – установившееся замедление,  $m/c^2$ ,  $V_0 = 30$  – средняя скорость тракторного прицепа, км/ч.

Введя математические изменения в приведенную выше формулу определения значения тормозного пути, определяемого методом экспериментальных исследований, принимая уклон горизонтального пути  $i=0$ , значения коэффициента эффективности торможения определяются следующим образом.

$$k_e = \frac{2 \cdot g \cdot \varphi \cdot S_e}{V_{max}^2} \quad (13)$$

Теоретические (12) и экспериментальные результаты тормозного пути, полученные при максимальной нагрузке тракторного прицепа и максимальной скорости, установленной ГОСТ, при значении коэффициента сцепления  $\varphi=0.7$  на горизонтальном участке дороги, а также значение эмпирического коэффициента эффективности торможения приведены в таблице 3. Разница между теоретическими и экспериментальными результатами тормозного пути составляет 22%. Такая разница указывает на целесообразность определения тормозного пути с использованием формулы (11), содержащей эмпирический коэффициент эффективности торможения.

Таблица 3

Результаты сравнительного анализа расчетного тормозного пути при максимальной нагрузке и максимальной скорости на горизонтальной дороге тракторного прицепа большой вместимости с результатом его испытаний

№	Среднее значение скорости движения в момент начала торможения		Тормозной путь, определенный по ГОСТ	Тормозной путь определен- ный при испытаниях	Разница между теоретическими и эксперименталь- ными результатами	Значение эмпирического коэффициента эффективности торможения
	$V_0, км/ час$	$V_0, м/с$	$S_0, м$	$S_e, м$	$\Delta S, \%$	$k_e$
1	30	8,33	13	10.1	22	1,99

Таким образом, рекомендуется определить тормозной путь тракторных прицепов большой вместимости с использованием формулы тормозного пути, скорректированной через коэффициент эффективности торможения, и оценить перераспределение сил нормальной реакции в процессе торможения в зависимости от значения эмпирического коэффициента эффективности торможения.

При составлении математической модели ОПП применим модульный принцип построения, который предполагает составление математических моделей для каждого элемента ОПП и дальнейшее их соединение согласно принятой схеме с помощью граничных условий. Этот принцип дает

возможность значительно сократить время на составление и реализацию программы расчета на ЭВМ.

Используя метод приложения сил к конкретному звену, составим уравнение движения диафрагмы пневматической тормозной камеры. При этом в качестве приводного звена выбираем диафрагму пневматической тормозной камеры (рис. 2). В этом случае динамика диафрагмы пневматической тормозной камеры описывается следующей системой дифференциальных уравнений.

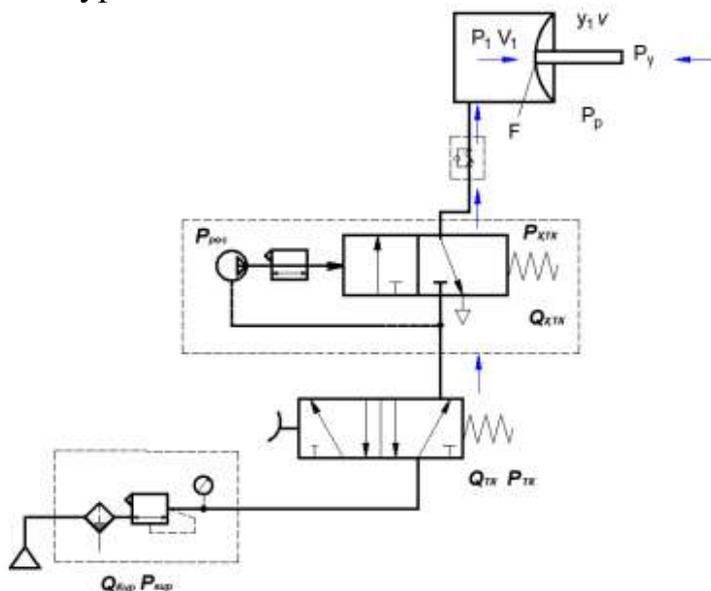


Рис 2. Расчетная схема пневматического привода.

$$m_{km} \frac{d^2 y}{dt^2} = p_e F - P_p \text{sign} \left( \frac{dy}{dt} \right) - P(y) \quad (14)$$

$$\begin{cases} \frac{dp_e}{dt} = k / (V_0 + F_y \cdot v) \cdot [\rho \cdot R \cdot T \cdot Q_e - p_e \cdot F \cdot v] \\ \frac{d\rho_e}{dt} = \rho / (V_0 + F_y) \cdot [Q_e - F \cdot v] \end{cases} \quad (15)$$

где

$$P_p = b \frac{dy}{dt} \text{sign} \left( \frac{dy}{dt} \right), \quad \frac{dp_e}{dt} = \frac{\rho}{V_0 + F_y} \left[ Q_e - F \frac{dy}{dt} \right], \quad \frac{d\rho_e}{dt} = \frac{k}{V_0 + F_y \frac{dy}{dt}} \left[ \rho R T Q_e - p_e F \frac{dy}{dt} \right],$$

$m_{km}$ , – масса подвижных частей, приведенных к штоку диафрагмы пневматического привода;  $k$  – адиабатический коэффициент;  $P_p$  – сила сопротивления пружины;  $P_y$  – приведенная к штоку диафрагмы тормозной камеры сила сопротивления;  $F_y$  – перемещение диафрагмы тормозной камеры;  $F$  – площадь диафрагмы тормозной камеры;  $V_0$  – начальный объем воздуха в тормозной камере;  $V_e$  – объем, образующийся в результате перемещения штока диафрагмы тормозной камеры;  $Q_e$  – расход воздуха в тормозной камере;  $R$  – газовая постоянная воздуха;  $T$  – абсолютная температура воздуха в ресивере;  $p_e$  – давление в ресивере;  $\rho_e$  – плотность воздуха в ресивере.

Динамические процессы в трубопроводах произвольной площадью поперечного сечения можно описать одномерным уравнением Навье-Стокса,

в котором параметры потока (давление  $p$ , плотность  $\rho$  и скорость  $V$ ) берутся осредненными по сечению. При этом силы вязкости учитываются только на границе раздела потока и внутренней стенки трубопровода (как потери напора вследствие трения), а также между сечениями, перпендикулярными оси трубопровода. Предположим, что потери давления в сжатой и трубопроводной магистрали возникают из-за различных местных сопротивлений (изгибов, поворотов, участков расширения или сужения), которые учитываются дополнительной длиной магистрали, тогда поток воздуха в магистрали описывается системой уравнений.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(p+w)}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{a^2 u^2}{kp} \right) + \frac{35\nu u}{d^2} \text{sign}(u) + \frac{k_\varepsilon a^2 u^2}{2dkp} \text{sign}(u) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad (17)$$

$$\frac{\partial(\ln\rho)}{\partial t} = -V \frac{\partial(\ln\rho)}{\partial x} + \frac{1}{k+(k-1)w/\rho} \left[ \frac{\partial(\ln p)}{\partial t} + V \frac{\partial(\ln p)}{\partial x} \right] \quad (18)$$

где,  $u = \rho \cdot V$ ;  $k_\varepsilon$  – коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от  $\varepsilon$  относительной шероховатости пневматических трубопроводов,  $\nu$  – кинематическая вязкость газа,  $k$  – коэффициент шероховатости,  $w$  – искусственная вязкость,  $a$  – скорость звука, параметры потока давление  $p$ , плотность  $\rho$  и скорость  $V$ .

Прохождение потока через воздухораспределитель определяется следующим образом:

$$Q_{\text{ТК}} = \mu_{\text{ТК}} * f_{\text{ТК}} \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_{\text{Кир}} - p_{\text{Чик}})} \quad (19)$$

где  $p_{\text{ВХ}}$ ,  $p_{\text{ВЫХ}}$  – давление на входе и выходе тормозного крана,  $f_{\text{ТК}}$  – площадь переходной части крана,  $\mu_{\text{ТК}}$  – коэффициент расхода.

Площадь переходной части крана определяется по формуле:

$$f_{\text{ТК}} = \pi * d_{\text{К}} * h_{\text{К}} \quad (20)$$

где  $d_{\text{К}}$  – диаметр седла входного клапана;  $h_{\text{К}}$  – ход входного клапана

Максимальное перемещение впускного клапана воздухораспределительного крана можно выразить следующим образом:

$$h_{\text{К}} = \begin{cases} 0 & \text{бунда} & 0 < t \leq \tau_0 \\ h_0 * \frac{t}{i * t_{\text{max}}} & \text{бунда} & \tau_0 < t \leq \tau_0 + t_{\text{max}} \\ \frac{h_0}{i_n} & \text{бунда} & t > \tau_0 + t_{\text{max}} \end{cases} \quad (21)$$

где  $h_0$  – максимальное перемещение входного клапана крана;  $i_n$  – отношение передач механического привода крана;  $\tau_0$  – время выбора зазоров механического привода;  $t_{\text{max}}$  – время перемещения входного клапана.

Вышеприведенная система уравнений (14) - (21) вместе с начальными и граничными условиями представляет собой математическую модель для динамического расчета ОПП тракторного прицепа. Для решения этих задач разработана компьютерная программа на алгоритмическом языке Паскаль (компьютерная программа DGU 26314).

Поскольку в ОПП происходят переходные процессы, они оцениваются с помощью следующих параметров: диаметр тормозной камеры  $D_{\text{тк}}$ , диаметр трубопровода  $d_{\text{тр}}$ , время срабатывания  $t_{\text{ср}}$ , теоретические и экспериментальные значения разности времени срабатывания  $\Delta t_{\text{ср}}$ , время переходного процесса  $t_{\text{пн}}$ , теоретические и экспериментальные значения разности времени переходного процесса  $\Delta t_{\text{пн}}$  значение перерегулирования давления  $p_p, \%$ , относительная разность давлений  $\Delta p_{\text{мах}}$ .

Характеристики изменения параметров ОПП, полученные в результате расчетов, приведены в табл. 4.

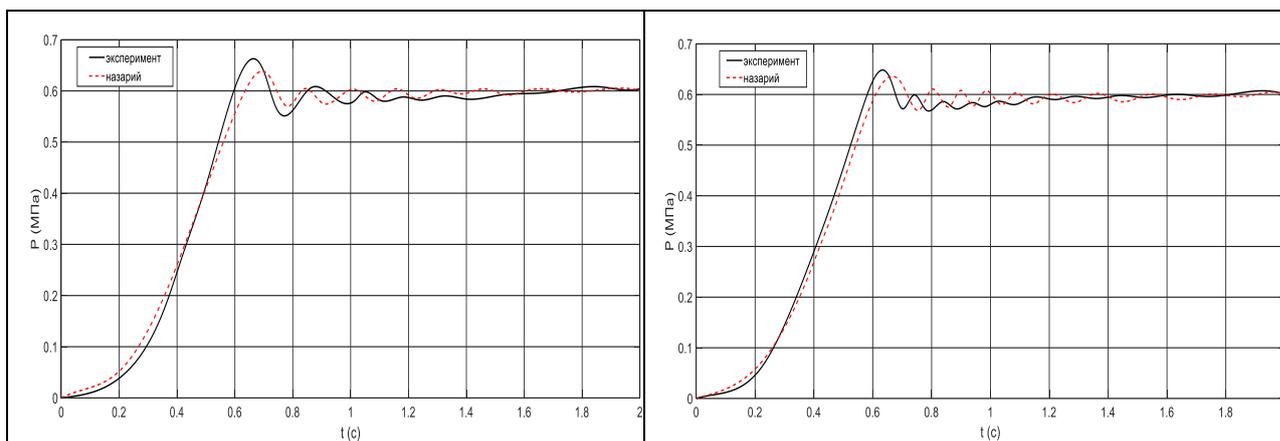
Таблица 4

Результаты расчета процесса торможения тракторного прицепа

Размеры тормозной камеры и трубопровода на передней оси тракторного прицепа ОПП, мм		Характеристики переходного процесса в ОПП			Размеры тормозной камеры и трубопровода на задних осях тракторного прицепа, мм		Характеристики переходного процесса в ОПП		
$D_{\text{тк}}$	$d_{\text{тр}}$	$t_{\text{ср}}, \text{с}$	$t_{\text{пн}}, \text{с}$	$p_p, \%$	$D_{\text{тк}}$	$d_{\text{тр}}$	$t_{\text{ср}}, \text{с}$	$t_{\text{пн}}, \text{с}$	$p_p, \%$
210 мм	16 мм	0,59	0,24	8,3	150 мм	14 мм	0,57	0,20	6,3
200 мм	16 мм	0,58	0,22	7,6	167 мм	14 мм	0,57	0,20	6,9
188 мм	16 мм	0,57	0,21	6,8	177 мм	14 мм	0,58	0,19	7,4
210 мм	14 мм	0,58	0,25	6,82	150 мм	12 мм	0,56	0,21	4,5
200 мм	14 мм	0,56	0,21	5,68	167 мм	12 мм	0,57	0,22	5,6
188 мм	14 мм	0,55	0,20	4,95	177 мм	12 мм	0,58	0,24	6,1
210 мм	12 мм	0,58	0,25	3,88	150 мм	10 мм	0,55	0,28	3,4
200 мм	12 мм	0,57	0,23	3,65	167 мм	10 мм	0,56	0,25	4,2
188 мм	12 мм	0,56	0,20	3,50	177 мм	10 мм	0,57	0,23	5,4

Исходя из рекомендаций по обеспечению минимального времени срабатывания и перерегулирования давления, установлено, что наибольшая эффективность может быть достигнута при размерах параметров трубопровода 14 мм для передней оси и 12 мм для задних осей.

Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований при скорости тракторного прицепа 30 км/ч (рис. 3, табл.5) показал, что отклонение параметров торможения тракторного прицепа (тормозной путь и характеристики переходных процессов) в целом не превышает 8%, что позволяет использовать разработанную модель для обоснования параметров ОПП и анализа влияния различных факторов на его работу.



— эксперимент, - - - теория.

Рис 3. Изменение давления в тормозной камере пневматической системы в процессе торможения тракторного прицепа.

Таблица 5

Сравнительная таблица результатов теоретического и экспериментального исследования

№	Параметры	Передняя ось		Задние оси	
		теория.	эсп.	теория.	эсп.
1	Время срабатывания, $\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ср}}^{\text{э}}}{t_{\text{ср}}^{\text{т}}} \cdot 100\%, \text{ с}$	0,58	0,55	0,56	0,53
		Отклонение, 5,26 %.		Отклонение, 5,35 %	
2	Время переходного процесса $\Delta t_{\text{пп}} = \frac{t_{\text{пп}}^{\text{э}}}{t_{\text{пп}}^{\text{т}}} \cdot 100\%, \text{ с}$	0,20	0,21	0,225	0,24
		Отклонение, 5,0 %.		Отклонение, 6,66 %.	
3	Относительная разность давлений, $\Delta p_{\text{max}} = \frac{\Delta p_{\text{р}}^{\text{э}}}{\Delta p_{\text{р}}^{\text{т}}} \cdot 100\%, \text{ МПа}$	0,616	0,642	0,610	0,630
		Отклонение, 4,2 %.		Отклонение, 3,28 %.	

Сравнительный анализ результатов показал, что максимальное отклонение результатов теоретических и экспериментальных исследований работы ОПТ составило: время срабатывания для передней оси 5,26%, для задних осей 5,35%, время переходного процесса для передней оси 5,0%, для задних осей 6,66%, для передней оси перерегулирования давления 4,2%, для задних осей 3,28%, что свидетельствует об адекватности предложенной модели и методики расчета.

В третьей главе диссертации "Экспериментальное исследование и экономическая эффективность внедрения в практику, обоснование параметров тормозной системы прицепов" приведены экспериментальная исследовательская программа, методика, обработка и анализ результатов исследования, экономическая эффективность разработки и реализации рекомендаций по внедрения.

Программа и методика экспериментальных исследований посвящена определению параметров пневматической тормозной системы тракторного

прицепа, в том числе изменения давления в пневматическом приводе, времени срабатывания, времени переходного процесса, а также процесса торможения тракторного прицепа.

Путем планирования экспериментов было определено, что количество испытаний должно быть  $n=3$ , чтобы надежность была  $H=0,95$ , а погрешность  $\Delta=3,0$ .

В результате экспериментальных исследований тракторных прицепов большой вместимости определены значения тормозного пути и эмпирического коэффициента эффективности торможения  $k_e$  (по формуле 13), которые приведены в таблице 6.

Таблица 6

Результаты значения тормозного пути и эмпирического коэффициента эффективности торможения

№	Скорость движения в момент начала торможения		Измеренный тормозной путь во время испытания	Коэффициент сцепления дороги	Изменение значений эмпирического коэффициента эффективности торможения
	$V_0, \text{ км / час}$	$V_0, \text{ м/с}$			
1	30	8,33	10,1	0,7	1,99
2	27,9	7,75	8,6	0,7	1,96
3	28,2	7,83	8,8	0,7	1,97
4	29,4	8,16	9,5	0,7	1,95
5	28,9	8,02	9,1	0,7	1,94
Средний	28,9	8,02	9,2	0,7	1,96

Среднее значение  $k_e$  для предложенного прицепа составило 1,96. Этот результат показывает, что перераспределение сил нормальной реакции невелико и параметры тормозной системы выбраны правильно.

Основные показатели пневматической тормозной системы тракторного прицепа: время срабатывания ОПП тракторного прицепа для передней оси 0,58 сек, для задних осей 0,56 сек, что соответствует требованиям ГОСТ 35:13-2010 и технического регламента ТР-80 (не более 0,6 сек), при торможении тракторного прицепа до 30 км/ч на ровной асфальтобетонной дороге максимальное давление в ОПП составляет 0,640 МПа, номинальное давление 0,601 МПа, время срабатывания для передней оси 0,58 сек, для задних осей 0,56 сек, время переходного процесса соответственно 0,21, 0,24 сек, перерегулирования давления соответственно 0,640, 0,630 МПа.

Использование предложенных параметров и полученных результатов позволяет повысить качество и эффективность проектно-конструкторских работ, снизить затраты на заводские испытания и повысить производительность труда на 25%. Результаты научного исследования по обоснованию параметров тракторного прицепа большой вместимости

внедрены в ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения" и ожидаемый экономический эффект от использования одного прицепа за один год составляет 42,5 млн. сум.

## ВЫВОДЫ

1. Результаты исследований и анализа существующих конструкций показали, что существующие прицепы зарубежного аналога позволяют экономить топливо и рабочее время за счет одновременной перевозки большего количества объемных и легких грузов, повышая эффективность грузоперевозок, при разработке конструкции таких прицепов в Узбекистане необходимо учесть особенности выращивания и переработки хлопка и другой легкой продукции (геометрические размеры пунктов хранения и переработки хлопка), высота кузова при использовании накладок ограничена высотой загрузки бункера современных хлопкоуборочной машины, равномерное распределение нагрузки тормозной системы трехосного прицепа, обеспечение устойчивости и маневренности, необходимость быстрого вывоза продукции с поля, выгрузки сырья конвейером и существующих правил безопасности дорожного движения, а также соответствовать требованиям ГОСТ 35.13:2010 (Правила ЕЭК ООН № 13) "Единые указания, касающиеся официального подтверждения торможения транспортных средств категорий М, N и O"

2. На основе максимальной нагрузки прицепа, нагрузки на его оси, геометрических размеров, выбранного давления определены статические параметры объемного пневматического тормозного привода.

3. Разработана расчетная модель на основе метода функционально-законченных элементов для тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости, согласно которому составляется математическая модель для каждого элемента тормозной системы и по принятой схеме соединяется граничными условиями. В частности, в качестве основного уравнения модели, описывающей динамические процессы в трубопроводах привода тормозной системы, было принято модернизированное В.В.Жестковым уравнение Навье-Стокса, где были изменены зависимости, описывающие коэффициент вязкости воздушной волны, режим воздушного потока и коэффициенты местного сопротивления. Общая модель содержит алгебраические, обыкновенные дифференциальные уравнения и уравнения в частных производных. Для решения обыкновенных дифференциальных уравнений использовался метод Рунге-Кутты (метод Эйлера) первой степени точности. Для решения уравнений в частных производных была применена модифицированная двухслойная схема Лакса-Вендроффа.

4. Разработана численная методика комплексного расчета рабочего процесса тормозной системы и процесса торможения тракторного прицепа большой вместимости с учетом внешнего воздействия, работы системы

приводов, управляющего воздействия, распределения тормозной силы по осям.

5. Анализ статического и динамического расчета тормозной системы прицепа показал, что уменьшение диаметра трубопровода улучшает время срабатывания привода, но одновременно снижает качество переходных процессов. В тоже время увеличение диаметра трубопровода увеличивает сопротивление в приводе, снижает время срабатывания и увеличивает время переходного процесса привода. Установлено, что лучшие характеристики переходного процесса достигается при диаметрах диафрагмы тормозной камеры для передней оси 210 мм и 150 мм для задних осей, трубопроводов 14 мм для передней оси и 12 мм для задних осей, при которых время срабатывания составило 0,58 и 0,56 с соответственно в приводах передней и задних осей прицепа.

6. Предложенная методика комплексного расчета рабочего процесса тормозной системы прицепа показала хорошая корреляция результатов теоретических и экспериментальных исследований, согласно которым максимальные отклонения результатов составляют для передней оси системы по временам срабатывания 5,26%, для задних оси 5,35%, по временам переходных процессов для передней оси 5,0%, для задних осей 6,66%, а разница максимального давления по отношению к номинальному давлению составляет для передней оси 4,2% и для задних осей 3,28%. Установлено, что отклонение параметров тормозной системы прицепа (диаметр трубопровода, размеры тормозной камеры, длина трубопровода, характеристики переходного процесса) в целом не превышает 8%, что позволило использовать разработанную модель для несинхронного расчета рабочего процесса в зависимости от параметров привода и обосновать параметры тормозной системы и проанализировать влияние различных факторов на ее работу.

7. На основании результатов экспериментов определено, что среднее значение эмпирического коэффициента эффективности торможения  $k_e$ , позволяющего оценить перераспределение сил нормальной реакции и эффективность тормозной системы в процессе торможения при максимальной нагрузке прицепа и максимальной скорости, установленной в нормативных документах, на горизонтальном участке дороги, для предложенного прицепа составляет 1,96. Этот результат показывает, что перераспределение сил нормальной реакции невелико и параметры тормозной системы выбраны правильно.

8. Анализ значений, полученных по результатам экспериментов, показал, что значения переходных процессов на передней оси тормозной системы тракторного прицепа, движущегося со скоростью 30 км/ч с максимальной нагрузкой, резко возрастают в начальные 0,58 секунды до давления около 0,640 МПа с учетом задержки времени срабатывания системы, затем оно снижается до значений, имеющих силу сопротивления, значения переходных процессов на задних осях в начальные 0,56 секунды составляют максимум 0,628 МПа. Установлено, что процесс торможения на задних осях системы

начинается на 0,02 секунды раньше. В целом, анализ экспериментов показал, что рабочая тормозная система опытного образца прицепа ТТЗ-85120-1 обеспечивает экстренное торможение прицепа и полностью соответствует техническим требованиям.

9. В результате внедрения метода комплексного расчета рабочего процесса пневматической тормозной системы тракторного прицепа большой вместимости достигнуто повышение эффективности проектно-конструкторских работ, производства опытных и промышленных образцов на 25%. Результаты научного исследования по обоснованию параметров тракторного прицепа большой вместимости внедрены в ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения" и ожидаемый экономический эффект от использования одного прицепа за один год составляет 42,5 млн. сум.

По результатам исследования получены 2 свидетельства на компьютерные программы.

**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**

**ERGASHEV NURILO TOKHIRBEK UGLI**

**JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF THE BRAKING SYSTEM  
OF A LARGE-CAPACITY TRACTOR TRAILER**

**05.08.06 – Wheeled and tracked vehicles and their operation**

**ABSTRACT**

**Doctor of Philosophy (PhD) Dissertation in Technical Sciences**

**Tashkent-2025**

**The theme of the doctor of philosophy (PhD) in technical sciences is registered in the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan under number B2025.1.PhD/T5469.**

The dissertation was completed at the Tashkent State Transport University.

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

**Scientific supervisor:**

**Shermuxamedov Abdulaziz Adilxakovich**

doctor of technical sciences, professor

**Official opponents:**

**Xankelov Tavbay Karshiyevich**

doctor of technical science, professor

**Astanaqulov Komil Do‘liiyevich**

doctor of technical science, professor

**Leading organization:**

**Jizzakh Polytechnic Institute**

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 "\_\_\_\_" 2025 \_\_\_\_\_ at \_\_\_\_ (Address: 100167, Tashkent city, Odilhojaev street, 1, Tel.: (99871) 299-05-66).

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 "\_\_\_\_" \_\_\_\_\_, 2025.

(Report of the \_\_\_\_ digital register on \_\_\_\_\_ of 2025).

**A.A. Riskulov**

Scientific degree-granting  
chairman of the board, Ph.D., professor

**K. Z. Ziyaev**

Scientific degree-granting  
Board Secretary, (PhD), Associate professor

**A.A. Mukhitdinov**

Scientific degree-granting  
scientific seminar under the council  
chairman, Ph.D., professor

## **INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)**

**Aim of the research:** Substantiation of the parameters of the trailer braking system for a large-capacity tractor of domestic production.

**Research tasks:**

analysis of the requirements for the braking system of large-capacity trailers and methods for their calculation;

static calculation of the braking system of large-capacity trailers, assessment by the criterion of its stability and folding;

dynamic calculation of the braking system of a large-capacity tractor trailer;

comparative analysis of the results of theoretical and experimental studies of the trailer braking system;

development of recommendations for the implementation of the research results. Assessment of the economic effect from the implementation of research results.

**The object of the study:** Large-capacity tractor trailer braking system.

**The subject of research:** Working processes of the braking system of a large-capacity tractor trailer.

**Research methods.** In the research process, the main rules and methods of theoretical mechanics, the theory of mechanisms and machines, the theory of motion of wheeled machines, methods of experiment planning and mathematical statistics, and regulatory documents for determining operational properties were used to determine the parameters of the large-capacity tractor trailer drive systems.

**The scientific novelty of the research is as follows:**

the values of the empirical braking efficiency coefficient of a large-capacity tractor trailer have been determined, which allow us to assess the redistribution of normal reaction forces of the supporting surface during the braking process;

a method for calculating the operation of a large-capacity tractor trailer brake drive, depending on the diameter of the pipeline and the diameters of the brake chamber during non-synchronous braking of its axes, has been developed;

a model for calculating the braking system of a large-capacity tractor trailer based on the functional-finished element method has been developed;

a numerical method for calculating the working process of the braking system of a large-capacity tractor trailer has been developed, taking into account the external influence, the drive system, the control influence, and the distribution of braking force along the axes.

**The practical result of the study is as follows:**

based on numerical modeling using the developed models, methods, algorithms, and computer programs at the design stage, it was possible to assess the impact of design solutions on the efficiency of the braking system of a large-capacity tractor trailer and determine the parameters of brake chambers and pipelines;

based on research, the dynamic characteristics of the large-capacity tractor trailer braking system and the power characteristics of the drive system were determined;

using the proposed model and numerical calculation methods in the design process, the possibility of substantiating the static and dynamic parameters of a large-capacity tractor trailer has been created.

**The reliability of the research results** is confirmed by conducting research using modern methods and measuring instruments, theoretical substantiation of the structural, static, and dynamic parameters of the trailer brake system based on the rules of theoretical mechanics, mathematical modeling, processing of experimental results by methods of mathematical statistics, implementation of the developed computer program for static and dynamic calculation of the tractor trailer brake system in practice, correlation of theoretical and experimental studies, conducting tests, and implementation 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 in substantiating the parameters of braking systems for all similar types of trailers.

The practical significance lies in the fact that the use of research results in the manufacture of a prototype of a large-capacity tractor trailer, improving the quality and efficiency of design, reducing costs for experimental design and factory tests of trailers, as well as the use of a large-capacity tractor trailer leads to savings in fuel and lubricants due to increased labor productivity during the transportation of various types of cargo.

**Implementation of research results.** Based on research on substantiating the parameters of the braking system of a large-capacity tractor trailer with increased load capacity:

The values of the empirical braking efficiency coefficient of large-capacity tractor trailers have been implemented in the LLC "Constructural and Technological Center of Agricultural Machinery" (certificate of JSC "Uzavtosanoat" No. 17/07-25-2011 dated January 18, 2024). As a result, it was possible to assess the redistribution of normal reaction forces of the supporting surface during the braking process for tractor trailers with a large capacity.

The proposed method for calculating the operation process of the brake drive of large-capacity tractor trailers depending on the diameter of the pipeline and the diameters of the brake chamber during non-synchronous braking of its axes has been implemented in LLC "Constructural and Technological Center of Agricultural Engineering" (certificate of JSC "Uzavtosanoat" No. 17/07-25-2011 dated January 18, 2024). As a result, stable braking is ensured due to faster braking of the trailer's rear axle wheels compared to the front axle wheels.

The developed model for calculating the braking system of large-capacity tractor trailers based on the functional-finite element method has been implemented in the "Design and Technological Center for Agricultural Engineering" LLC (certificate of "Uzavtosanoat" JSC No. 17/07-25-2011 dated January 18, 2024). As a result, the parameters of the braking system elements were justified;

The developed method for the numerical calculation of the working process of the trailer brake system has been implemented in LLC "Constructural and

Technological Center of Agricultural Engineering" (certificate of JSC "Uzavtosanoat" No. 17/07-25-2011 dated January 18, 2024). As a result, an increase in the efficiency of design and engineering work, production of prototypes and industrial designs by 25% was achieved;

The expected annual economic effect from the use of a large-capacity tractor trailer developed using scientific results is 42.5 million sums.

**Approval of research results.** The results of the dissertation were presented and discussed at 1 international and 4 republican scientific and practical conferences.

**Publication of research results.** In total, 9 scientific works were published on the topic of the dissertation, of which 5 articles were published in scientific publications recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan, including 3 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 126 pages.

## ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ

### Список опубликованных работ

#### List of published works

#### I-БЎЛИМ, I-РАЗДЕЛ, I-PART

1. Shermukhamedov A.A., Ergashev N.T. The method of calculating the geometric parameters of the body of modern large auto tractor trailers. The scientific journal vehicles and roads, 2023 №1 – 39 - 43 с. (05.00.00; № 1)
2. Shermukhamedov A.A., Ergashev N.T. Calibration of measuring instruments for conducting experimental studies of tractor trailer braking system. The scientific journal vehicles and roads, 2024 №2 – 151-156 с. (05.00.00; № 2)
3. Shermukhamedov A.A., Ergashev N.T. Analysis of studies on the justification of the parameters of the brake system of auto-tractor trailers. (2022) *Research and education*, volume 1 №6, 91-94. (05.00.00; № 3)
4. Shermukhamedov A.A., Ergashev N.T., Frimpong J.A. Experimental investigation of response time for large tractor trailer brake system. International journal of transport and technological machines Tashkent 2024, issue 2, <https://ijttm.uz/>. (05.00.00; № 1)
5. Shermukhamedov A.A., Azizov A.A., Ergashev N.T. Substantiating parameters brake system of the tractor trailer. (2021) In *E3S Web of Conferences* (Vol. 264, p. 04019). EDP Sciences. (05.00.00; SCOPUS IF:0,5)

#### II-БЎЛИМ, II –РАЗДЕЛ, II-PART

6. Shermuxamedov A.A., Ergashev N.T., Jalilova G.T. Qishloq xo'jaligi mahsulotlarini tashishda avtotraktor tirkamalarini tormoz tizimi sxemasini loyihalash. // “Yosh ilmiy tadqiqotchi” I Xalqaro ilmiy amaliy anjumani maqolalar to'plami. Toshkent – 2021 y. – С. 490-492.
7. Shermukhamedov A.A., Ergashev N.T., Akbaraliyev A.A. Method for calculation of geometric parameters of a large tractor trailer. The collection includes the scientific - materials of the International conference participants on the topic “Scientific basis for the application of innovative technologies in modern mechanical engineering: experience and prospects”, 2022NECI, September 23-24, 2022 Namangan.
8. Шермухамедов А.А., Эргашев Н.Т. Трактор тиркамаси тормоз тизимини экспериментал тадқиқотларини ўтказиш учун ўлчов воситалари калибрлаш // Халқаро илмий-техник конференция материаллари. Тошкент, ЎзММИ, 2024 – 214-219 б.
9. Shermukhamedov A.A., Ergashev N.T., Ergashov R.R. Experimental study of pressure changes in the pneumatic drive of a universal chassis trailer brake system // “Yosh ilmiy tadqiqotchi” I Xalqaro ilmiy amaliy anjumani maqolalar to'plami. Toshkent – 2022 y. – p. 531-535.



