

**MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK MUSTAHKAMLIGI
INSTITUTI HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDA
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

**O‘R FA M.T. O‘ROZBOYEV NOMIDAGI MEXANIKA VA INSHOOTLAR
SEYSMIK MUSTAHKAMLIGI INSTITUTI**

SAIDOV SARVAR ABDIJALILOVICH

**AVTOTRANSPORT VOSITALARI UZLUKLI GIDRAVLIK TIZIMLARI
BOSHQARUVI BARQARORLIGINI OSHIRISH UCHUN DINAMIK
MODEL ISHLAB CHIQISH**

01.02.02 – Mashinalar, asboblari va uskunalari dinamikasi va mustahkamligi

texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
AVTOREFERATI

Тошкент – 2026

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

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

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

Saidov Sarvar Abdijalilovich

Avtotransport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari boshqaruvi barqarorligini
oshirish uchun dinamik model ishlab chiqish3

Саидов Сарвар Абдижалилович

Разработка динамических моделей гидравлических разрывных систем
управлений повышенной устойчивости транспортных средств..... 23

Saidov Sarvar Abdijalilovich

Development of dynamic models of hydraulic rupture control systems for
increased vehicle stability43

E'lon qilingan ishlar ro'yxati

Список опубликованных работ
List of published works.....45

**MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK MUSTAHKAMLIGI
INSTITUTI HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDA
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

**O‘R FA M.T. O‘ROZBOYEV NOMIDAGI MEXANIKA VA INSHOOTLAR
SEYSMIK MUSTAHKAMLIGI INSTITUTI**

SAIDOV SARVAR ABDIJALILOVICH

**AVTOTRANSPORT VOSITALARI UZLUKLI GIDRAVLIK TIZIMLARI
BOSHQARUVI BARQARORLIGINI OSHIRISH UCHUN DINAMIK
MODEL ISHLAB CHIQISH**

01.02.02 – Mashinalar, asboblari va uskunalari dinamikasi va mustahkamligi

texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
AVTOREFERATI

Тошкент – 2026

Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2021.1.PHD/T2037 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya O'zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi M.T. O'rozboyev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) Ilmiy kengash veb-sahifasida (<https://institutemechanics.uz/>) va "Ziyonet" axborot ta'lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar: **Annakulova Gulsara Kuchkarovna**
fizika-matematika fanlari nomzodi, katta ilmiy xodim

Rasmiy opponentlar: **Mardonov Botir Mardonovich**
fizika-matematika fanlari doktori, professor

Xudjayev Muxiddin Kushaevich
texnika fanlari doktori, dotsent

Yetakchi tashkilot: **Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti**

Dissertatsiya himoyasi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti huzuridagi ilmiy darajalar beruvchi DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 raqamli ilmiy kengash asosida bir martalik Ilmiy kengashning 2026 yil «__»__soat__dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 100125, Toshkent shahri, Do'rmon yo'li ko'chasi 40-uy, 428-majlislar zali. Tel: (99855) 520-02-45, (99855) 520-04-46, e-mail: insmech@academy.uz).

Dissertatsiya bilan Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (35 raqam bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 100125, Toshkent shahri, Do'rmon yo'li ko'chasi 40-uy. Tel: (99855) 520-02-45.

Dissertatsiya avtoreferati 2026 yil «__»__kuni tarqatildi.

(2025 yil «22» dekabrda 35 raqamli reester bayonnomasi).



M.M. Mirsaidov
Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash raisi, texnika fanlari doktori, professor, O'zR FA akademigi

F.F. Adilov
Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash ilmiy kotibi, fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori, katta ilmiy xodim

A.A. Rizayev
Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash seminar raisi, texnika fanlari doktori, professor

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zaruriyati. Jahonda transport vositalari, ayniqsa qishloq xo'jaligi, qurilish, harbiy va maxsus texnikalari asosiy qismini gidravlik boshqaruv tizimlari tashkil qiladi. Gidravlik tizimlar doimiy ravishda yuqori bosim, yuqori harorat, tezkor harakat va murakkab yuklanishlar ostida ishlashi, ularning tez ishdan chiqishga, ma'lum holatlarda texnika barqarorligini yo'qotishga va hatto halokatli avariyalarga olib kelishi sababli hozirgi zamonaviy talablar funksional xavfsizlikka ega, avtomatik uziladigan va barqaror ishlaydigan gidravlik boshqaruv tizimlarini yaratishga alohida ahamiyat berilmoqda. Hozirgi kunda rivojlangan mamlakatlarda energiya oqimini xavfli holatlarda avtomatik to'xtatish va boshqaruvni saqlab qolish funksiyalarini qo'llash muammolarini hal etish muhim ahamiyat kasb etmoqda. Bu borada, jumladan transport vositasi rul boshqaruv, tormoz tizimi, kuch uzatish, yuk ko'tarish mexanizmlarining gidravlik tizimlari boshqaruvning turg'unligi va barqarorligi samaradorligini oshirishga alohida e'tibor qaratilmoqda.

Jahonda transport vositalari gidravlik va elektrogidravlik boshqaruv tizimlarining ishonchliligi va barqarorligini oshirish imkonini beruvchi matematik modellarni ishlab chiqish hamda takomillashtirishga qaratilgan ilmiy tadqiqotlar olib borilmoqda. Transport vositalarining elektrogidravlik boshqaruv tizimlarini barqarorligi va ishonchligini yaxshilash ustuvor masala hisoblanadi. Ushbu yo'nalishda, jumladan, Bosch Rexroth (Germaniya) ilmiy laboratoriyalarida elektrogidravlik servo va proporsional klapanlarning chiziqsiz dinamik modellarini ishlab chiqish, Lyapunov funksiyalariga asoslangan barqarorlashtiruvchi boshqaruv qonunlarini sintez qilish, Eaton (Irlandiya) korporatsiyasi tadqiqotlarida nasos, taqsimlagich va ijro mexanizmlarining o'zaro ta'sirini hisobga olgan integrallashgan dinamik modellar, Danfoss (Daniya) ilmiy laboratoriyalarida esa raqamli gidravlik tizimlar, diskret klapanlar asosida boshqaruv, chiziqsiz xarakat va Lyapunov usullariga asoslangan stabilizatsiya algoritmlarini qo'llash bo'yicha ilmiy tadqiqotlar olib borilmoqda. Umuman olganda, transport vositalari gidravlik va elektrogidravlik boshqaruv tizimlarining mukammallashtirilgan dinamik modellarini ishlab chiqish, ular asosida barqarorlik va ishonchlilikni oshiradigan boshqaruv usullari algoritmlarini tuzish dolzarb vazifalardan hisoblanmoqda.

Respublikamizda so'nggi yillarda qishloq xo'jaligi, yo'l qurilishi va logistika sohalarida transport vositalariga bo'lgan talab ortgani sababli, gidravlik boshqaruv tizimlarining rolini to'g'ri baholashga qaratilgan ko'plab ilmiy tadqiqotlar olib borilmoqda. 2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan "Avtomobil sanoatida kooperatsiyani yanada rivojlantirish orqali ishlab chiqarish hajmini 1,4 baravarga, eksport hajmini 2 baravarga ko'paytirish va mahalliyashtirish darajasini oshirish. Chirchiq shahrida qishloq xo'jaligi mashinasozligi ishlab chiqarishini yagona sanoat klasteri usulida tashkil etish"¹ bo'yicha vazifalari belgilangan. Ushbu vazifalarni amalga oshirishda,

¹ O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son "2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida" gi Farmoni

modellashtirish asosida transport vositalarining gidravlik boshqaruv tizimlarini mahalliy sharoitlarga mos ravishda qayta ishlab bo'yicha tadqiqotlar olib borish muhim hisoblanadi.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019 yil 23 oktyabrdagi PF-5853-son "O'zbekiston Respublikasining qishloq xo'jaligini rivojlantirishning 2020-2030-yillarga mo'ljallangan strategiyasini tasdiqlash to'g'risida"gi Farmoni, O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2017 yil 7 iyuldagi PQ-3117-son "Qishloq xo'jaligida mashinasozlik sohasi ilmiy-texnikaviy bazasini yanada rivojlantirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi, Qarorlari hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Ushbu tadqiqot Respublika fan va texnologiyalarni rivojlantirishning II. «Energetika, energiya va resurslarni tejash» ustuvor yo'nalishiga muvofiq amalga oshirildi.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Gidravlik tizimlar dinamikasi va boshqaruvi, turg'unligi va stabillashtirish nazariyalarini shakllantirish va rivojlantirishga H.E. Merrit, M. Jelali, M. Khalil, H.K. Esfandiari, Shibly Ahmed, K.E. Rydberg, O'nder M, Q. Gui, A.A. Boguslavskiy, D.V. Galdin, M.I. Jilevich, N.F. Metlyuk, V.P. Avtushko, N.S. Gaminin, T.M. Bashta, V.D. Furasov, V.N. Afanasev, D.N. Popov, V.G. Zezin, Ya.A. Darsht tomonidan amalga oshirilgan.

Respublikamizda D.F. Fayzullayev, K.Sh. Latipov, I.K. Xujayev, Z.M. Malikov, K.A. Sharipov, M.K. Xudjayevlar gidrodinamika masalalari bo'yicha, gidravlik tizimlar dinamikasi va boshqaruvi, turg'unligi va stabillashtirish masalalari bo'yicha esa O.V. Lebedev, X.T. Turaev, A.A. Shermuxamedov, G.K. Annakulova va boshqa bir qator olimlar ilmiy tadqiqotlar olib borishgan va ijobiy natijalarga erishgan.

Shu bilan birga, transport vositalari gidravlik tizimining turg'unligi va stabillashtirish omillarini o'rganish, baholash va tahlil qilishga imkon beradigan matematik va kompyuter modellarini ishlab chiqish muammolari yetarli darajada o'rganilmagan.

Tadqiqotning dissertatsiya bajarilgan ilmiy-tadqiqot muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Dissertatsiya ishi O'zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi M.T.O'rozboev nomidagi Mexanika inshootlar seysmik mustahkamligi institutining «Mashinasozlikda gidro-pnevmo yuritmalar tizimlaridagi dinamik chiziqsiz jarayonlarni, turg'unligini va stabillashtirish masalalarini tadqiq qilish uslublarini ishlab chiqish» fundamental mavzusi (2020-2022), «Transport vositalari gidro-pnevmatik tizimlari maxsus va tabiiy chiziqsizliklarini hisobga olgan holda stabillashtirish va hisobi matematik modellarini ishlab chiqish» fundamental mavzusi (2022-2024), MB-Atex-2018-94 –"Cho'l yerlarda ishlash uchun mo'ljallangan yuqori turg'unlikka ega to'rt g'ildirakli universal-chopiq traktorining konstruktiv parametrlarini ishlab chiqish" (2018-2020 yy.) amaliy loyiha bo'yicha ilmiy tadqiqot loyihalari doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi transport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari boshqaruvi barqarorligini oshirish uchun dinamik model ishlab chiqishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

tizimlarning chiziqsizligini hisobga olgan holda transport vositalarining gidravlik va elektro-gidravlik boshqaruv tizimlarining barqarorligini ta'minlash usullari bo'yicha mahalliy va xorijiy tadqiqotlarni tahlil qilish;

transport vositalarining gidravlik va elektro-gidravlik boshqaruv tizimlari harakatining matematik modelini ishlab chiqish;

Lyapunov funksiyalari va dinamik dasturlash usullari asosida transport vositalarining gidravlik va elektro-gidravlik boshqaruv tizimlarining barqarorligini hisoblash va tahlil qilish uslubiyatini ishlab chiqish;

dinamik dasturlash usuli asosida gidravlik va elektrogidravlik boshqaruv tizimlarining ratsional blok-sxemalarini qurish;

Matlab-Simulink dasturidan foydalangan holda transport vositalarining gidravlik tizimlarining dinamik modellarini ishlab chiqish;

hisoblash va modellashtirish natijalarini eksperiment natijalari bilan qiyosiy tahlil qilish.

Tadqiqot ob'ekti sifatida transport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari olingan.

Tadqiqot predmeti transport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari boshqaruvi barqarorligini oshirish uchun dinamik modelni nazariy va kompyuterli modellashtirish usublari.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida matematik modellashtirish, chiziqsiz mexanika, suyuqliklar va gazlar mexanikasining asosiy qoidalari, avtomatik rostdash va boshqarish nazariyasi va kompyuter (Matlab-simulink) dasturida tizimning dinamik va imitatsion modellarini qurish, tajribalarni rejalashtirish va matematik statistika usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

transport vositalari gidravlik rul boshqaruvi, gidravlik osma tizimlari matematik modellari doirasida chiziqsizliklarni (ishqalanish, ishchi suyuqlikning siqiluvchanligi) hisobga olgan holda Lyapunov-Bellman ustuvorlik nazariyasi asosida matematik modellari ishlab chiqilgan;

ishlab chiqilgan model asosida transport vositalarining gidravlik va elektrogidravlik boshqaruv tizimlarining barqarorligini tahlil qilish uslubiyati taklif qilingan;

transport vositalarining gidravlik ilgarilanma-qaytma ijro mexanizmi uchun Lyapunov funksiyalarini qurish usuli yordamida tizim turg'unligini ta'minlovchi shartlar aniqlangan;

transport vositalarining gidravlik aylanma va ilgarilanma-qaytma harakatlanuvchi ijro mexanizmlari uchun barqarorlashtiruvchi qonuniyatlari aniqlangan;

transport vositalarining gidravlik aylanma va ilgarilanma-qaytma harakatlanuvchi ijro mexanizmlarining ratsional strukturaviy sxemalari barqarorlashtiruvchi qonuniyatlarni hisobga olgan holda tuzilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

transport vositalarining uzlukli gidravlik tizimlari barqarorligini baholashning umumlashtirilgan Matlab-Simulink modeli ishlab chiqilib simulatsiya qilingan, natijada tizim parametrlarini oldindan tanlash imkoniyati yaratilgan;

dinamik dasturlash uslubidan foydalangan holda elektrogidravlik tizim ijrochi elementlari aylanma va ilgarilanma-qaytma harakatlanuvchi bo'lgan hollarda stabillashtiruvchi funksiyalarni aniqlash uchun Bellman tenglamalari olinib, tizimlar uchun optimal stabillashtiruvchi funksiyalarni aniqlash uslubiyati taklif etilgan;

olingan natijalar asosida transport vositasi uzlukli gidravlik tizimlari boshqaruv barqarorligini ta'minlash uchun zarur xulosalar keltirilgan;

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Olingan natijalar rele tipida ishlovchi gidravlik tizimining dinamik parametrlarini matematik modellashtirish, chiziqsiz mexanika, suyuqliklar va gazlar mexikasining asosiy qoidalari, avtomatik rostdash va boshqarish nazariyasi va kompyuter (Matlab-simulink) dasturida tizimning dinamik va imitatsion modellari asosida amalga oshirilganligi, tajribalar natijalariga matematik statistika usublari bilan ishlov berilganligi, gidravlik tizimni dinamik hisoblashda kompyuter dasturlaridan foydalanilgani, olingan nazariy va eksperimental natijalarning o'zaro mosligi, yetarliligi, tadqiqotlar laboratoriya sinovlari o'tkazilib, amaliyotga joriy qilinganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati transport vositalari gidravlik tizimlarining turg'unligi masalalarini parametrlarning chiziqsizligini hisobga olish orqali masalalarni matematik, dinamik modellashtirish, sonli yechish va simulatsiya usullari taklif etilgan, samarali hisoblash Simulink modeli ishlab chiqilgan va ular yordamida dasturiy vositalar yaratilganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati transport vositalari uzlukli gidravlik tizimlarning turg'unligini o'tish rejimlarini hisoblash usullarini ishlab chiqish, shuningdek, avtotebranishlarning vujudga kelish shartlari aniqlanganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Transport vositalarining uzlukli gidravlik tizimlari barqarorligini oshirish uchun dinamik model ishlab chiqish bo'yicha olingan natijalar asosida:

Chiziqsiz jarayonlarni hisobga olgan holda uzlukli gidro-pnevmatik boshqaruv tizimlarida barqarorlik mezonlarini aniqlashning kombinatsiyalashgan usuli "O'zavtosanoat" AJda joriy etilgan: ("O'zavtosanoat" AJ ma'lumotnomasi №17/07-25-0517, 2025-yil 15-mart). Natijada transport vositalari gidravlik tizimlaridagi jarayonni avtomatlashtirish imkoniyati yaratilgan.

Tipik gidravlik va elektro-gidravlik tizimlar uchun barqarorlashtirish va hisoblashning dinamik modeli "O'zavtosanoat" AJga joriy etildi (O'zavtosanoat AJ ma'lumotnomasi №17/07-25-0517, 2025-yil 15-mart) taklif qilindi. Natijada transport vositalari gidrotizimlarida kechadigan dinamik jarayonlarning ratsional parametrlar tanlash imkoni yaratilgan.

Traktor gidrotizimiga ish jarayonini modellashtirish orqali loyihalash sifati va konstruktorlik ishlari samaradorligini 14-16 % oshirilishiga erishildi. Natijada

mehnat unumdorligini oshishi hisobiga bir yilda iqtisodiy samaradorlik 11 200 000 soʻmni tashkil etdi.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Dissertatsiya ishining asosiy natijalari natijalari 5 ta ilmiy-amaliy anjumanlarda, shu jumladan, 4 ta xalqaro va 1 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokama qilingan.

Tadqiqot natijalarining eʼlon qilinganligi. Dissertatsiya mavzusi boʻyicha jami 12 ta ilmiy ish chop etilgan, shulardan, Oʻzbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining dissertatsiyalar asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 6 ta ilmiy maqola chop etilgan, jumladan, 5 ta respublika va 1 ta xorijiy jurnallarida chop etilgan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, toʻrtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar roʻyxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 118 betni tashkil etgan, 35 ta rasm, 110 nomdagi adabiyotlar roʻyxatidan tashkil topgan.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida oʻtkazilgan tadqiqotlarning dolzarbligi va zarurati asoslangan, maqsad va vazifalari, obʼekt va predmetlari tavsiflangan, respublika fan va texnologiyalar taraqqiyotining ustuvor yoʻnalishlariga mosligi koʻrsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan, olingan natijalarning ilmiy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot natijalarini amaliyotga joriy etilishi roʻyxati, nashr etilgan ishlar va dissertatsiya ishining tuzilishi boʻyicha maʼlumotlar keltirilgan.

Dissertatsiya ishining «**Transport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari boshqaruvi dinamik modellari boʻyicha adabiyotlar tahlili**» deb nomlangan birinchi bobida gidravlik tizimlar dinamikasining klassik va zamonaviy tadqiqotlari, gidravlik tizimlar tadqiqotlarining hozirgi kundagi ahvoli, tizim uchun dinamik modellar tuzish uslubiyatlari va uzlukli ishlaydigan gidravlik elementlar parametrlarining turgʻunlikka taʼsiri boʻyicha olib borilgan ilmiy tadqiqot ishlari tahlil qilingan hamda tadqiqotning maqsad va vazifalari shakllantirilgan.

Dissertatsiya ishining «**Transport vositasi gidravlik yuritmalarining umumiy xususiyatlari va xarakat tenglamalarining tadqiqi**» deb nomlangan ikkinchi bobida uzlukli gidravlik tizimlar uchun masalaning qoʻyilishi, transport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari dinamikasini modellashtirishning asosiy tamoyillari, rele tipidagi gidroyuritma boshqaruv tizimlarining turgʻunligini tahlil va tadqiq qilishning samarali uslubiyati Lyapunov funksiyalarini qurishning Zubov usuli asosida ishlab chiqish, ikki pozitsiyali gidravlik yuritma turgʻunligin (gidrosilindrdagi ishqalanishlarni hisobga olgan holda) tadqiq qilish va Lyapunov teoremasini qanoatlantiruvchi Lyapunov funksiyasini qurish, turgʻunlik shartini aniqlash, gidravlik tizim uchun Matlab-Simulink modelini qurish uslubiyatlari keltirilgan.

Gidrotsilindrning harakatlanuvchi elementlari harakat tenglamalari, unga taʼsir qilayotgan kuchlar va momentlar taʼsirida harakatlanuvchi elementning muvozanatiga asoslanib tuziladi

$$m_p \frac{d^2 y_p}{dt^2} = F_D + F_C, \quad (1)$$

bu yerda y_p – porshening ko‘chishi, F_D, F_C – aktiv va qarshilik kuchlari.

Matlab-Simulink dasturidan foydalanib, gidravlik tizimni modellashtiramiz. Ko‘rib chiqilayotgan holat harakat tenglamasi (1) quyidagi ko‘rinishda yoziladi:

$$m_p \frac{d^2 y_p}{dt^2} = (p_1 A_p - p_2 A_{sh}) + F_v + \text{sign} \dot{y}_p \left[F_c + F_s \exp\left(\frac{-|\dot{y}_p|}{c_s}\right) \right] + F_{tash}, \quad (2)$$

bu yerda F_{tash} - gidrosilindr shtokiga ta'sir qilayotgan yuk (tashqi kuch), F_v - qovushqoq ishqalanish kuchi, F_c - quruq ishqalanish kuchi, F_s - porshening silindr devorlariga nisbatan statik ishqalanish kuchi, c_s – sribek tezligi.

Ishchi suyuqlik Q_k va Q_{ch} oqimlarini zolotnikning holatini inobatga olgan holda ularni quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$Q_k = c_0 [sg(y_z) \text{sign}(p_v - p_1) \sqrt{|p_v - p_z|} - sg(-y_z) \text{sign}(p_1 - p_T) \sqrt{|p_1 - p_T|}], \quad (3)$$

$$Q_{ch} = c_0 [sg(y_z) \text{sign}(p_v - p_1) \sqrt{|p_2 - p_T|} - sg(-y_z) \text{sign}(p_v - p_2) \sqrt{|p_v - p_2|}].$$

Zolotnikning harakat tenglamasi ikkinchi tartibli differensial tenglama orqali ifodalanadi:

$$\ddot{y}_z + 2\zeta \omega_n \dot{y}_z + \omega_n^2 y_z = \omega_n^2 u \quad (4)$$

bu yerda u - boshqaruvchi signal, ω_n - хусусий частота, ζ - dempferlovchi koeffitsiyent.

Gidrosilindr bo‘shliqlaridagi bosimlar quyidagi ifodalar yordamida aniqlanadi:

$$\dot{p}_1 = \frac{E'}{V_p (y_{p0} + y_p) A_p} [Q_k - A_p \dot{y}_p], \quad (5)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{E'}{V_{sh} (y_{p0} + y_p) A_{sh}} [Q_{ch} - A_{sh} \dot{y}_p],$$

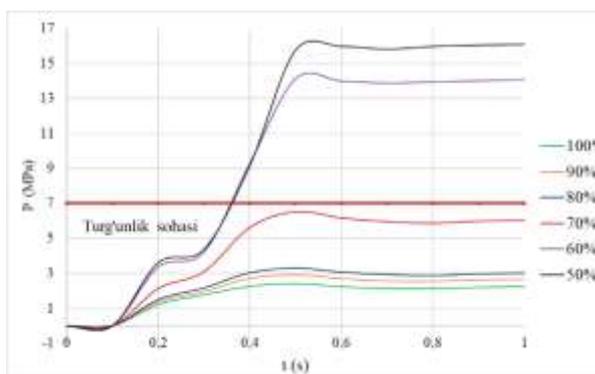
bu yerda V_p, V_{sh} - gidrosilindrning shtoksiz va shtokli kameralari tomonidagi quvurlar hajmlari, mos ravishda quyidagicha belgilanadi, A_p, A_{sh} - gidrosilindrning shtoksiz va shtokli qismlari yuzasi, E' - ishchi suyuqlikning keltirilgan siqiluvchanlik moduli.

Matlab-Simulink dasturida gidravlik tizimning (gidrotaqsimlagich va gidrosilindr) dinamik modeli ishlab chiqildi va hisoblandi (1-rasm).

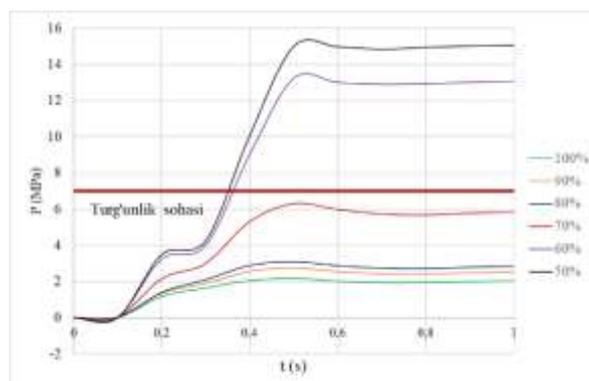


1 - rasm. Hidrotizimning Simulink-modeli

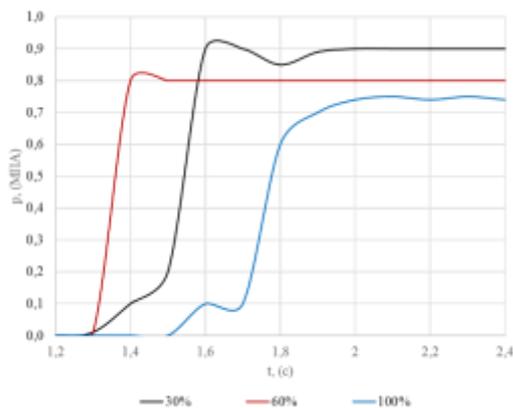
Drosselning (100, 90, 80, 70, 60 va 50 %) ochilishlarida, tizim 700 va 500 H yuklanganda bosimning o'zgarish natijalari olindi. Drosselning 60 va 50 % ochilishlarida tizimdagi bosimning yuqori bo'lganligi (14÷16 MPa) kuzatildi (2 va 3 - rasmlar). Tizimga kichik yuklanish (90 H) qo'yilgandagi, drosselning 30, 60 va 100 % ochilishlarida bosimning o'zgarishi olindi.



2-rasm. $F = 700$ N bo'lganda bosim qiymatlarining vaqt bo'yicha o'zgarishi



3-rasm. $F = 500$ N bo'lganda bosim qiymatlarining vaqt bo'yicha o'zgarishi

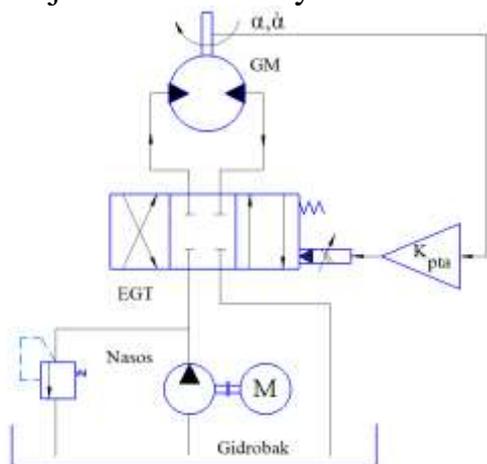


4-rasm. $F = 90$ N bo'lganda bosim qiymatlarining vaqt bo'yicha o'zgarishi

Ishlab chiqilgan dastur boshqaruv blokiga uzatiladigan boshqaruv signallarini modellashtirishga, gidrosilindr shtokiga ta'sir qiluvchi yuklamani imitatsiya qilishga, o'tish jarayonini grafiklar ko'rinishida olishga imkon beradi, gidrotizimdagi o'tish jarayonlarini tahlil qilishni soddalashtiradi, shuningdek, loyihalash bosqichida gidroyuritmaning tarkibiy qismlari uchun maqbul konstruktiv parametrlarni tanlash imkonini beradi.

Dissertatsiya ishining “**Transport vositasi uzlukli gidravlik tizimlari harakatini stabillashtirish**” nomli uchinchi bobida ijrochi mexanizmlari aylanma va ilgarilanma-qaytma harakat qiluvchi servomexanizmlarning harakatini barqarorlashtirish masalalari ko‘rilgan. Tizimning barqarorligini ta‘minlaydigan Lyapunov funksiyasi aniqlangan. Dinamik dasturlash uslubidan foydalangan holda elektrogidravlik tizim ijrochi elementlari aylanma va ilgarilanma-qaytma harakatlanuvchi bo‘lgan hollarda stabillashtiruvchi funksiyalarni aniqlash uchun Bellman tenglamalari olinib, optimal strukturaviy sxemalari qurilgan.

Ijro mexanizmi aylanma harakatlanuvchi gidravlik tizimni modellashtirish.



4-rasm. Elektrogidravlik tizim prinsipial sxemasi

Tizim quyidagicha ishlaydi. Nasosdan ishchi suyuqlik elektro-gidravlik taqsimlagichga yuboriladi. Tizim kontrollerdan keladigan signal orqali boshqariladi. Ishchi suyuqlik oqimi ta‘sirida gidromotor aylana boshlaydi va natijada burchak tezligi hosil bo‘ladi. Aylanish parametrlarini datchiklar qayd etadi va olingan ma‘lumotlar signal uzatish tizimi orqali kontrollerga uzatiladi. Kontroller kiruvchi ma‘lumotlarni tahlil qilib, taqsimlagichga boshqaruv signalini yuboradi.

Elektrogidravlik taqsimlagich orqali oqayotgan ishchi suyuqlik sarfi quyidagi ko‘rinishda ifodalanadi:

$$Q_z = k_z x_v \sqrt{\frac{p_n - p_T - p_H \text{sign}(x_v)}{2}}, \quad \text{sign}(x_v) = \begin{cases} 1, & x_v > 0, \\ 0, & -1 < x_v < 1, \\ -1, & x_v < 0, \end{cases} \quad (6)$$

bu yerda $k_z = \mu_z \pi d_z k_n \sqrt{\frac{2}{\rho}}$; μ_z – suyuqlik sarfi koeffitsiyenti; d_z – zolotnik diametri;

k_z – zolotnik perimetridan foydalanish to‘liqligi koeffitsiyenti; p_n – taqsimlagichga keladigan bosim; p_T – bakka qaytishdagi bosim; p_H – gidromotor bo‘shliqlaridagi bosimlar farqi.

(6) ifodaning o‘ng qismini p_T bakka qaytishdagi bosim va yuritma nasosidan kelayotgan p_n bosimning o‘zgarmas qiymatlarida, $x_0 = 0$, $p_{H.0} = 0$ atrofida chiziqli holga keltirib, (6) ni quyidagicha o‘zgartirish mumkin:

$$Q_z = K_{Qx} x_v - K_{Qp} p_H. \quad (7)$$

Inersion yuklama va qovushqoq ishqalanishning quruq ishqalanishga nisbatan ustunligi sharoitida gidromotorning chiqish vali uchun harakat tenglamasi quyidagi ko‘rinishga ega:

$$J_m \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + k_{tr.m} \frac{d\alpha}{dt} = q_m p_H, \quad (8)$$

bu yerda J_m – gidromotor valiga keltirilgan gidromotoring aylanuvchi qismlarining umumiy inersiya momenti; $k_{tr.m}$ – gidromotordagi ishqalanish koeffitsiyenti.

Elektro-gidravlik taqsimlagich bilan gidromotorni bog‘lovchi quvurlarda hamda gidromotor bo‘shliqlarida suyuqlikning siqiluvchanligini hisobga olgan holda oqimlar muvozanat tenglamasi quyidagi ko‘rinishda yoziladi:

$$\frac{V_0}{2B_{tr}} \frac{dp_H}{dt} + k_{per.m} p_H = Q_z - q_m \frac{d\alpha}{dt}, \quad (9)$$

bu yerda V_0 – elektro-gidravlik taqsimlagich va gidromotorga ulangan bo‘shliqlari orasidagi quvurlarning hajmi; B_{tr} – hajmiy elastiklik moduli; q_m – gidromotor hajmi; α – gidromotor valining burilish burchagi. Gidromotor valining burilish burchagi datchigidan olingan chiqish kuchlanishi elektrogidravlik taqsimlagich kirish qismida boshqaruvchi kuchlanish u_k bilan solishtiriladi

$$u_b = (u_k - K_{pta} \alpha), \quad (10)$$

bu yerda K_{pta} - pozitsion teskari aloqa koeffitsiyenti.

Quyidagi belgilashlarni kiritamiz

$$\alpha = y_1, \quad \dot{\alpha} = y_2, \quad p_H = y_3. \quad (11)$$

(9) ifoda va (11) ni hisobga olgan holda (8) differensial tenglamalar tizimi quyidagi ko‘rinishni oladi:

$$\begin{aligned} \frac{dy_1}{dt} &= y_2, \\ \frac{dy_2}{dt} &= -\frac{k_{tr.m}}{J_m} y_2 + \frac{q_m}{J_m} y_3, \\ \frac{dy_3}{dt} &= -\frac{2B_{tr}q_m}{V_0} y_2 + (K_{Qp} - k_{per.m}) \frac{2B_{tr}}{V_0} y_3 + K_{Qx} \frac{2B_{tr}}{V_0} x_v. \end{aligned} \quad (12)$$

(12) tizim uchun stasionar yechimni aniqlaymiz. Stasionar yechimni aniqlash uchun tenglamalar:

$$\begin{aligned} y_2 &= 0, \\ -\frac{k_{tr.m}}{J_m} y_2 + \frac{q_m}{J_m} y_3 &= 0, \\ -\frac{2B_{tr}q_m}{V_0} y_2 + (K_{Qp} - k_{per.m}) \frac{2B_{tr}}{V_0} y_3 + K_{Qx} \frac{2B_{tr}}{V_0} x_v &= 0, \end{aligned} \quad (13)$$

bundan

$$y_1 = 0, \quad y_2 = \frac{K_{Qx} x_v}{q_m}, \quad y_3 = 0. \quad (14)$$

Shunday qilib, tizimning stasionar (barqaror holatdagi) yechimlari quyidagi ko‘rinishga ega:

$$y_{10} = 0, \quad y_{20} = \frac{K_{Qx} x_v}{q_m}, \quad y_{30} = 0. \quad (15)$$

(12) tenglamalar tizimidan quyidagi almashtirishlar orqali

$$y_1 = x_1, \quad y_2 = x_2, \quad y_3 = x_3, \quad (16)$$

toyilgan harakat tenglamalarini quyidagicha olamiz va barqarorlashtiruvchi u funksiyani kiritamiz:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2, \\ \dot{x}_2 &= -\frac{k_{tr.m}}{J_m} x_2 + \frac{q_m}{J_m} x_3 + u, \\ \dot{x}_3 &= -\frac{2B_{tr} q_m}{V_0} x_2 - (K_{Qp} - k_{per.m}) \frac{2B_{tr}}{V_0} x_3. \end{aligned} \quad (17)$$

(17) tenglamalar sistemasining statsionar yechimlarining barqarorligini ko'rib chiqamiz.

(16) munosabatlar koordinatalar bosh nuqtasini, (y_{10}, y_{20}, y_{30}) nuqtasiga siljitish bo'yicha o'zgartirishni aniqlaydi. Shu sababli, (12) tenglamaning yechimiga (17) tenglamalarning quyidagi ko'rinishdagi yechimi mos keladi:

$$x_k = 0, \quad k = 1, 2, 3. \quad (18)$$

Lyapunov funksiyasini quyidagi ko'rinishda aniqlaymiz:

$$V = \frac{1}{2} (x_1^2 + x_2^2 + x_3^2). \quad (19)$$

V funksianing hosilasini (17) tenglamalar tizimiga asoslanib aniqlaymiz

$$\frac{dV}{dt} = x_1 \dot{x}_1 + x_2 \dot{x}_2 + x_3 \dot{x}_3. \quad (20)$$

(17) tenglamalarga muvofiq quyidagini olamiz:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{k_{Tp.m}}{J_m} x_2^2 - (K_{Qp} + k_{nep.m}) \frac{2B_{mp}}{V_0} x_3^2 - \left(\frac{2B_{mp} q_m}{V_0} - \frac{q_m}{J_m} \right) x_2 x_3 + x_1 x_2. \quad (21)$$

(21) munosabatdan, quyidagi shart ko'rinishda:

$$\frac{dV}{dt} < 0 \quad (22)$$

quyidagi shartlar bajarilganda tizim turgunligi ta'minlanadi:

$$\frac{k_{mp}}{J_m} > 0, \quad \frac{2B_{mp}}{V_0} - \frac{1}{J_m} > 0, \quad (K_{Qp} + k_{nep.m}) \frac{2B_{mp}}{V_0} > 0. \quad (23)$$

Agar (22) va (23) shartlar bajarilsa, unda Lyapunov funksiyasi V har doim musbat bo'ladi, uning hosilasi \dot{V} esa manfiy ishorali bo'ladi. Shunga ko'ra, Lyapunov teoremasiga asosan, ko'rib chiqilayotgan holatda toyilgan harakat barqaror hisoblanadi.

(17) tenglamalar sistemasini qaraymiz, berilgan nuqta sifatida koordinatalar

$x_* \left(0, \frac{K_{Qx} x_v}{q_m}, 0 \right)$ boshini qabul qilamiz, ya'ni quyidagicha belgilaymiz $x_* = 0$.

Optimal boshqaruv jarayoni Bellman tenglamasi yordamida aniqlanadi. Uni (17) ifodani hisobga olgan holda quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$\min_u \left[x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + u^2 + \frac{\partial s}{\partial x_1} x_2 + \frac{\partial s}{\partial x_2} \left(-\frac{k_{tr.m}}{J_m} x_2 - \frac{q_m}{J_m} x_3 + u \right) + \frac{\partial s}{\partial x_3} \left(\frac{2B_{tr} q_m}{V_0} x_1 + \frac{2B_{tr} (K_{Qp} - k_{per.m})}{V_0} x_3 \right) \right] \quad (24)$$

Minimumni aniqlash uchun (24) tenglamaning o‘ng tomonini u bo‘yicha differensiallaymiz va nolga tenglashtiramiz:

$$2u + \frac{ds}{dx_2} = 0. \quad (25)$$

(25) dan

$$u = -\frac{1}{2} \frac{ds}{dx_2}. \quad (26)$$

(24) tenglamaning yechimini quyidagi funksiya ko‘rinishda izlaymiz:

$$s(x) = b_1 x_1^2 + b_2 x_2^2 + b_3 x_3^2. \quad (27)$$

$s(x)$ funksiyaning xususiy hosilalari quyidagicha ifodalanadi:

$$\frac{\partial s}{\partial x_1} = 2b_1 x_1, \quad \frac{\partial s}{\partial x_2} = 2b_2 x_2, \quad \frac{\partial s}{\partial x_3} = 2b_3 x_3. \quad (28)$$

(28) munosabatlarni (24) ga qo‘yib, quyidagini olamiz:

$$x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 - (b_2 x_2)^2 + 2b_1 x_1 x_2 - \frac{2b_2 k_{tr.m}}{J_m} x_2^2 + 2b_1 q_m x_1 x_3 + \frac{2b_2 q_m}{J_m} x_2 x_3 - 2b_2 x_2^2 + 2b_3 \left(\frac{2B_{tr} (K_{Qp} - k_{per.m})}{V_0} \right) x_3^2 = 0. \quad (29)$$

b_1, b_2 va b_3 koeffitsiyentlarni aniqlash uchun algebraik tenglamalar sistemasini tuzib, (26) va (28) munosabatlarini hisobga olgan holda sintezlovchi funksiyaning quyidagi ko‘rinishda olamiz:

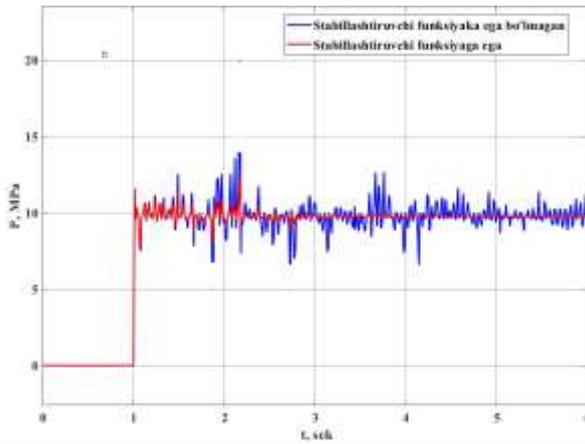
$$u = \frac{1}{2} \left(\frac{k_{tr.m}}{J_m} - \frac{\sqrt{k_{tr.m}^2 + J_m^2}}{J_m} \right) x_2. \quad (30)$$

Shu tariqa, optimal sintezlovchi funksiya (30) tenglama bilan ifodalanadi.

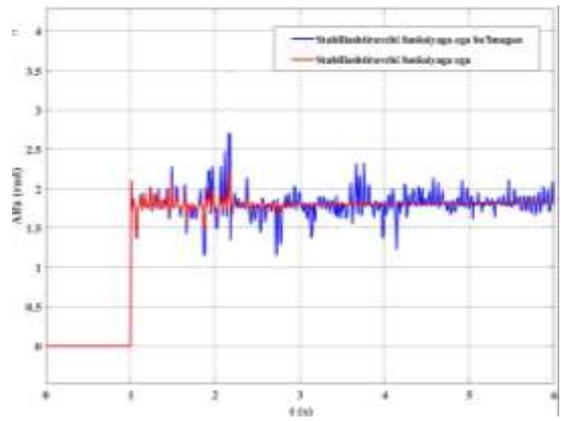
Modellashtirish jarayonida quyidagi kattaliklarning qiymatlaridan foydalanildi:

$$K_{Qx} = 1,865 \text{ m}^2 / \text{s}; \quad K_{Qp} = 1,259 \text{ m}^3 / \text{Pa} \cdot \text{s}; \quad B_{tr} = 8 \cdot 10^8 \text{ Pa}; \quad V_0 = 0,175 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3; \\ k_{per.m} = 4,82 \cdot 10^{-12} \text{ m}^3 (\text{Pa} \cdot \text{s}); \quad q_m = 5,68 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3; \quad k_{tr.m} = 0,973 \text{ Nms}; \quad k_z = 8,34 \cdot 10^{-4}.$$

6 va 7 - rasmlarda gidravlik tizimda barqarorlashtiruvchi funksiyaning hisobga olinmagan va olingan holatlarda tizim bosimining hamda gidromotor valining burilish burchagi o‘zgarishlari keltirilgan.



6-rasm. Hidravlik tizimdagi bosimning o'zgarishi

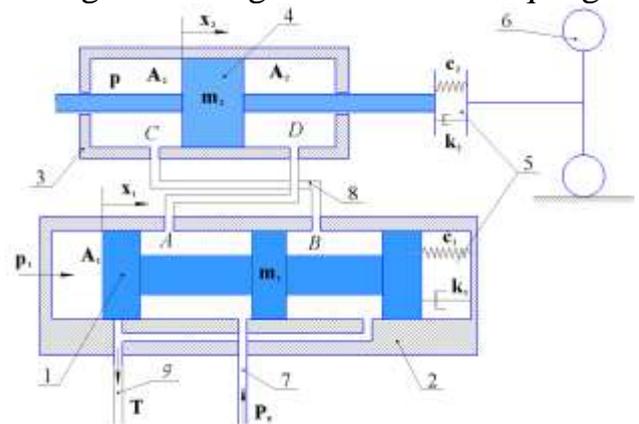


7-rasm. Hidromotor valining burilish burchagining o'zgarishi

Raslardan ko'rinib turibdiki, olingan boshqaruv qonuni tizimning barqarorligini ta'minlaydi.

Ijro mexanizmi ilgari lanma qaytma xarakterlanuvchi gidravlik tizimni barqarorlashtirish. Tizim Matlab-Simulink muhitida amalga oshirilgan holda, tizimdagi bosimning o'zgarishi, porshen va zolotnikning siljishini barqarorlashtiruvchi funktsiya hisobga olinmagan va olingan holatlarda aniqlangan.

Gidrosilindr va taqsimlagichdan iborat bo'lgan gidrotizimni ko'rib chiqaylik (8-rasm). Servomexanizm quyidagicha ishlaydi: agar zolotnik 1 chapga harakatlansa, 7 bosim quvuridan suyuqlik B bo'shlig'iga oqib kiradi, va ishchi oqim 8 quvur orqali gidrosilindr 3 ning shtokli bo'shlig'i C ga yo'naltiriladi. D bo'shlig'idan chiqayotgan suyuqlik esa 9 quvur orqali gidrobakga qaytadi. Bu holatda porshen 4 o'ngga siljiydi, va shtok avtomobilning rul mexanizmi orqali harakatni uzatib, g'ildirakning burilishini ta'minlaydi.



- 1 – zolotnik; 2 – gidrotaqsimlagich; 3 – gidrosilindr; 4 – porshen;
5 – rul mexanizmi elastik elementlari; 6 – g'ildirak; 7 – yuqori bosimli quvur; 8 – quvur; 9 – past bosimli quvur

8-rasm. Rul servomexanizmi funksional sxemasi

Servomexanizmning harakat tenglamalari quyidagi ko'rinishda ifodalanadi:

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= p_1 A_1 - k_1 \frac{dx_1}{dt} - c_1 (x_1 - x_2), \\
 m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= p A_2 - k_2 \frac{dx_2}{dt} - c_2 x_2 - c_1 (x_1 - x_2), \\
 k_p \frac{dp}{dt} &= \frac{dx_2}{dt} A_2 - \mu b x_1 \sqrt{\frac{2(p - p_0)}{\rho}},
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

bu yerda p_1 – zolotnikni boshqaruvchi bosim; p_0 – tizimdagi bosim; A_1, A_2 –

zolotnik va porshen ko'ndalang kesim yuzalari; m_1, m_2 – zolotnik va porshen massalari; c_1, c_2 – gidrotaqsimlagich va porshen prujinasi bikrlilari; k_1, k_2 – gidrotaqsimlagich va porshen dempferlovchi koeffitsiyentlari; k_p – ishchi suyuqlik va quvurlarning elastik xossalarini hisobga oluvchi koeffitsient; μ – dinamik qovushqoqlik koeffitsiyenti; b – zolotnikning ochilish tirqishi; ρ – ishchi suyuqlik zichligi.

(31) ifodadan ko'rinib turibdiki, uchunchi tenglama chiziqsiz hadga ega. Yuqori bosimli quvurning o'zgarish qiymatlarida, $x_{01} = 0, p = 0$ atrofida ikkinchi hadni chizikli holga keltirib (31) tizimning uchunchi tenglamasini quyidagi ko'rinishga keltiramiz

$$\frac{dp}{dt} = \frac{A_2}{k_p} \frac{dx_2}{dt} - \frac{k_{QP}}{k_p} p + \frac{k_3}{k_p} x_1, \quad (32)$$

bu yerda $k_3 = \mu b x_1 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}$, $k_{QP} = \mu b x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho p_0}}$.

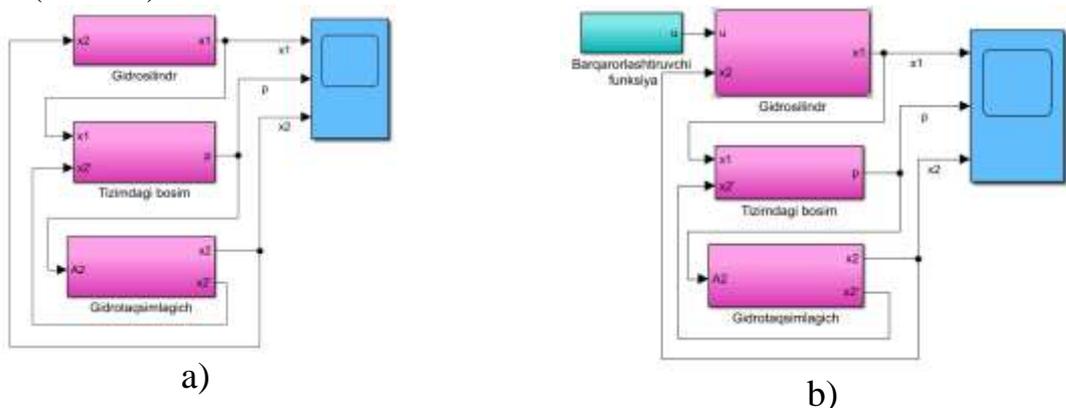
(32) ifodani (31) tenglamalar tizimiga qo'yib quyidagi ko'rinishga keltiramiz va barqarorlashtiruvchi u funksiyani kiritamiz:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= \frac{A_1}{m_1} p_1 - \frac{k_1}{m_1} \frac{dx_1}{dt} - \frac{c_1}{m_1} x_1 + \frac{c_1}{m_1} x_2 + u, \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \frac{A_2}{m_2} p - \frac{k_2}{m_2} \frac{dx_2}{dt} - \frac{c_1}{m_2} x_1 + \frac{c_1 - c_2}{m_2} x_2, \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{A_2}{k_p} \frac{dx_2}{dt} - \frac{k_{QP}}{k_p} p + \frac{k_3}{k_p} x_1. \end{aligned} \quad (32)$$

Belgilashlar kiritib, avvalgi amallarga o'xshash hisoblarni bajarib, barqarorlashtiruvchi funksiyani quyidagi ko'rinishda olamiz:

$$u = -\frac{1}{2} \left[-\frac{k_1}{m_1} + \frac{\sqrt{k_1^2 + m_1^2}}{m_1} \right] x_2 \quad (33)$$

(32) differensial tenglamalar asosida, barqarorlashtiruvchi funksiya (33) ni hisobga olgan (a) va olmagan (b) holda gidravlik tizimning Simulink modeli ishlab chiqildi (9-rasm).

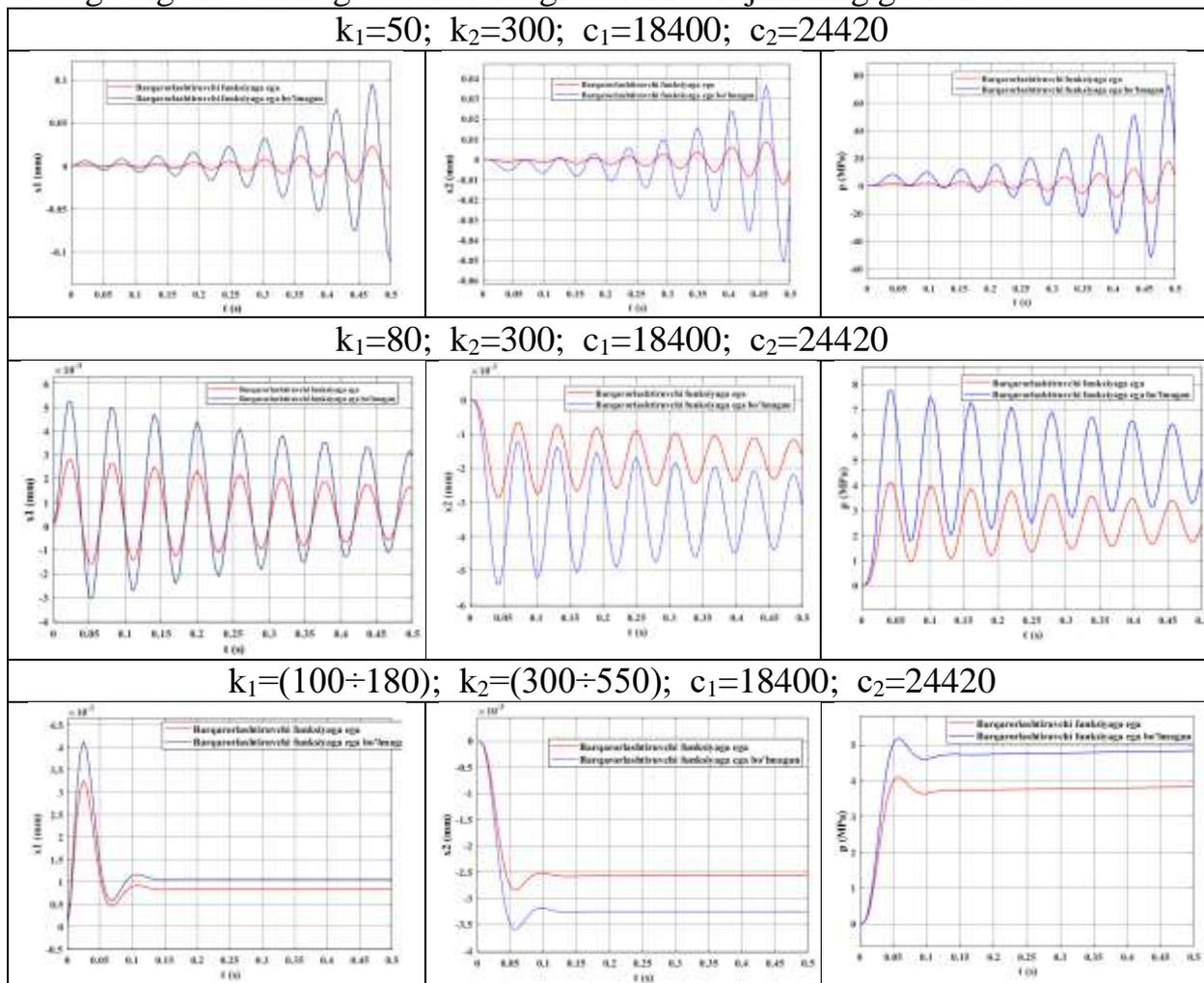


9-rasm. Stabilizatsiyalovchi funksiyani hisobga olgan (a) va olmagan (b) holatdagi servomexanizmning Simulink modeli

Taklif etilgan model asosida 1-jadvalda c_1, c_2 – prujinalarining bikrligi, k_1, k_2 – dempfer koeffitsiyentlarining turli qiymatlarida, gidrotizimdagi bosim o‘zgarishi, gidrotaqsimlagich zolotnigi, gidrosilindr porshenining siljishi natijalari keltirilgan. Modellashtirish gidrotaqsimlagich zolotnigining to‘liq ochilgan holda va $t = 0,5$ soniya davomida amalga oshirilgan.

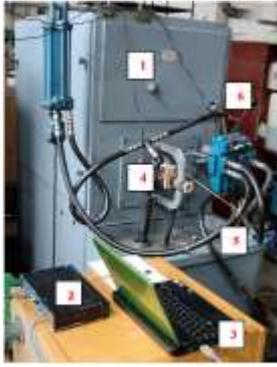
1-jadval

Tizim parametrlarining turli qiymatlari bo‘yicha barqarorlashtiruvchi funksiyani hisobga olgan va olmagan holatlardagi tebranish rejimining grafiklari



Dissertatsiyaning “**Transport vositalari gidravlik tizimlarining eksperimental tadqiqi**” nomli to‘rtinchi bobida transport vositalarining gidravlik tizimining asosiy parametrlari, gidravlik tizimlarda eksperimental tadqiqotlar o‘tkazish uchun shartlar va o‘lchov vositalari, tadqiqot usuli, eksperiment natijalarini qayta ishlash ma’lumotlari taqdim etilgan.

Sinovlar KИ 4815M gidravlik tizimlar uchun sinov stendi (10-rasm) va Festo universal gidravlik stendlarida (11-rasm) o‘tkazilgan.

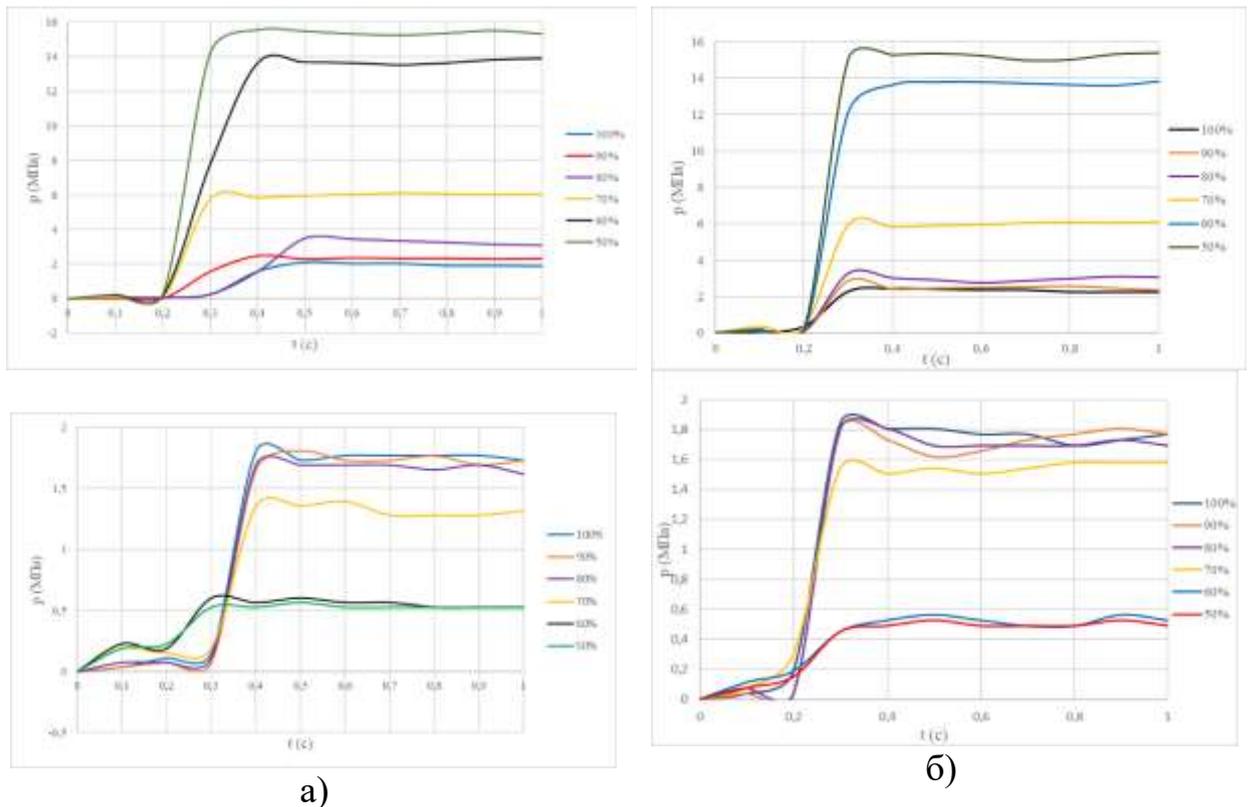


10-rasm. KI 4815M stendi



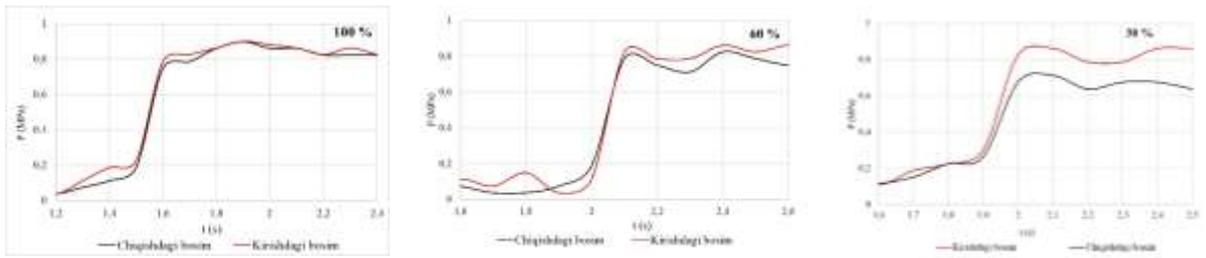
11-rasm. Festo gidravlik stendi

Transport vositasining drosselli boshqariluvchi gidravlik tizimlarining laboratoriyaviy eksperiment tadqiqotlari KI 4815M va Festo stendlarida o‘tkazildi. Drosselning 50, 60, 70, 80, 90 va 100 % ochilishlarida tizimdagi bosimning drosselga kirish va chiqishdagi o‘zgarishlari olindi. Tizim 700 N yuk bilan yuklanganda, drosselga kirishdagi bosim (15,39; 13,89; 6,09; 2,97; 2,8; 2,6) MPa, chiqishdagi bosim (1,84; 1,8; 1,8; 1,58; 0,6; 0,56) MPa ni, tizim 500 N yuk bilan yuklanganida, drosselga kirishdagi bosim (15,32; 13,81; 6,01; 2,93; 2,44; 2,4) MPa, chiqishdagi bosim (1,81; 1,8; 1,69; 1,39; 0,6; 0,56) MPa ni tashkil etdi (12 - rasm).



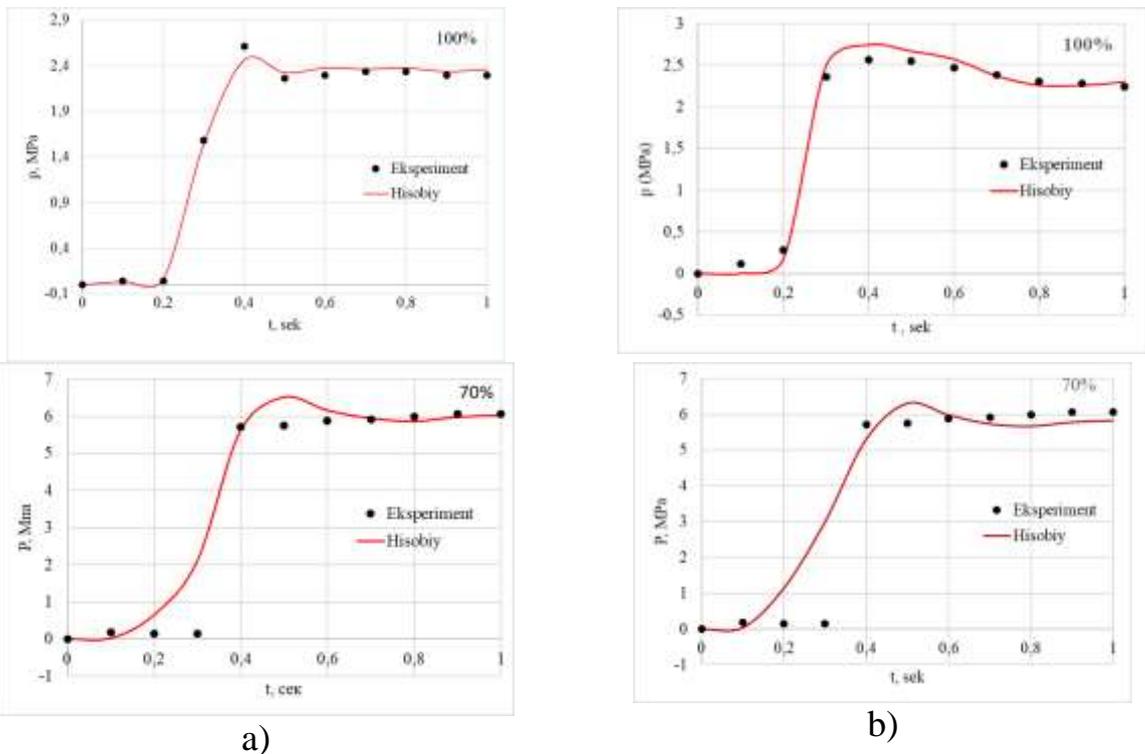
12-rasm. Drosselga kirish va chiqishdagi bosim qiymatlarining vaqt bo‘yicha o‘zgarishi: yuklanish a) 700 N; b) 500 N

Festo stendiga 90 N yuklama berilganida, drossel 30, 60 va 100 % ga ochilgan holatlarida quyidagi bosim qiymatlari qayd etildi: drosselga kirishdagi bosim: 0,75; 0,8; 0,9 MPa, drosseldan chiqishdagi bosim: 0,9; 0,8; 0,74 MPa (13 - rasm).

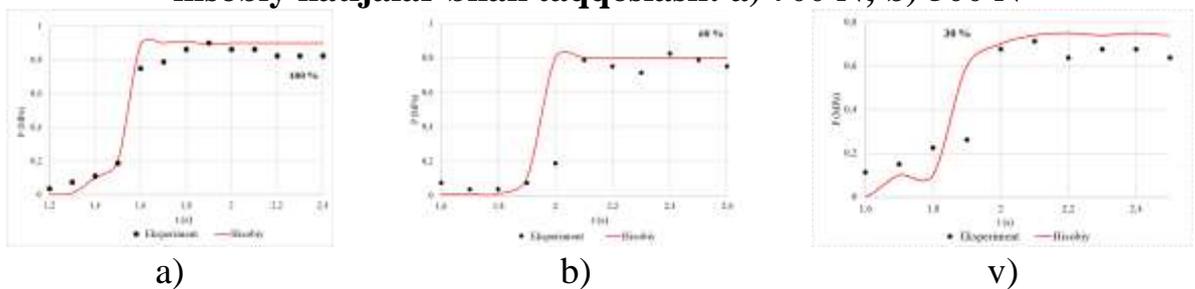


13 - rasm. Drosselning a) 100%, b) 60 % va v) 30% ochilishlarida tizimdagi bosimning o'zgarishi tajriba natijalari

Laboratoriya stendlari KI 4815M va Festoda olingan natijalar Matlab-Simulink va FluidSIM-H dasturiy paketlari yordamida olingan natijalar bilan taqqoslandi (14,15-rasmlar).



14-rasm. Gidravlik tizimdagi bosim o'zgarishlarini tajriba natijalari va hisobiy natijalar bilan taqqoslash: a) 700 N; b) 500 N



15-rasm. Drosselning 100, 60, 30 % ochilish holatiga ko'ra bosimning taqqoslash natijalari

Matlab/Simulink dasturida yaratilgan gidrotizim matematik modeli asosida taklif etilgan stabilizatsiya usuli natijalari taqqoslanganda (700 N yukda – 5,67 %, 20

500 N yukda – 9,07 %) KI 4815M stendida olingan tajriba natijalariga yaqin bo‘lgan (maksimal farq 10 % gacha). Shu sababli, ushbu model transport vositalari gidrotizimlarining parametrlarini ilmiy asoslashda qo‘llanilishi mumkin.

XULOSA

“Avtoransport vositalari uzlukli gidravlik tizimlari boshqaruvi barqarorligini oshirish uchun dinamik model ishlab chiqish” mavzusidagi texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiya bo‘yicha olib borilgan tadqiqotlar natijalari asosida quyidagi xulosalar taqdim etildi:

1. Transport vositasining ikki pozitsiyali gidravlik tizimi uchun Zubov usuli asosida (gidravlik silindrdagi ishqalanishni hisobga olgan holda) Lyapunov teoremasini qanoatlantiruvchi manfiy hosilaga ega bo‘lgan, tizim turg‘unligini ta‘minlovchi musbat Lyapunov funksiyasi va gidravlik tizimning turg‘unlik sharti aniqlandi.

2. Matlab-Simulink dasturi yordamida gidravlik tizimning (gidrotaqsimlagich va gidrosilindr) dinamik modeli ishlab chiqildi va hisoblandi. Tashqi yuklanishlar 700 N va 500 N bo‘lganida, drosselning (100, 90, 80, 70, 60 va 50 %) ochilishlarida, tizimdagi bosimning o‘zgarishi natijalari olindi. Drosselning 60–50 % ochilishlarida tizimda yuqori bosim (14–16 MPa) kuzatildi; Tashqi yuklanish 90 N bo‘lganida, drosselning (30, 60 va 100 %) ochilishlarida, tizimdagi bosimning o‘zgarish natijalari olindi.

3. Dinamik dasturlash uslubidan foydalangan holda elektrogidravlik tizim ijrochi elementlari aylanma va ilgarilanma-qaytma harakatlanuvchi bo‘lgan hollarda stabillashtiruvchi funksiyalarni aniqlash uchun Bellman tenglamalari olinib, tizimlar uchun optimal stabillashtiruvchi funksiyalari aniqlandi.

4. Gidravlik tizimlarni stabillashtirishning taklif etilgan modellari Matlab-Simulink dasturi yordamida, tizimdagi bosim, gidromotor valining buralish burchagi, gidrosilindr porsheni va gidrotaqsimlagich zolotnigining siljishi o‘zgarishlari, stabillashtiruvchi funksiyani hisobga olingan va olinmagan hollar uchun aniqlandi.

5. Transport vositasining drosselli boshqariluvchi gidravlik tizimlarining laboratoriyaviy eksperiment tadqiqotlari KI 4815M va Festo stendlarida o‘tkazildi. Drosselning 50, 60, 70, 80, 90 va 100 % ochilishlarida tizimdagi bosimning drosselga kirish va chiqishdagi o‘zgarishlari olindi. Tizim 700 N yuk bilan yuklanganda, drosselga kirishdagi bosim (15,39; 13,89; 6,09; 2,97; 2,8; 2,6) MPa, chiqishdagi bosim (1,84; 1,8; 1,8; 1,58; 0,6; 0,56) MPa ni, tizim 500 N yuk bilan yuklanganida, drosselga kirishdagi bosim (15,32; 13,81; 6,01; 2,93; 2,44; 2,4) MPa, chiqishdagi bosim (1,81; 1,8; 1,69; 1,39; 0,6; 0,56) MPa ni tashkil etdi.

6. Festo stendida tizimga 90 N (stenddagi mavjud yuk) yuklanganda drosselning 30,60 va 100 % ochilishlarida: drosselga kirishdagi bosim (0,75; 0,8; 0,9) MPa, chiqishdagi bosim (0,9; 0,8; 0,74) MPa ni tashkil etdi.

7. KI 4815M va Festo stendlarida o'tkazilgan eksperiment natijalari, Matlab-Simulink va FluidSIM dasturlarida olingan natijalar bilan solishtirildi. Solishtirish natijalari mos ravishda 5,67 % va 1,3 % ni tashkil etdi.

8. Traktor gidrotizimiga ish jarayonini modellashtirish orqali loyihalash sifati va konstruktorlik ishlari samaradorligini 14-16 % oshirilishiga erishildi. Natijada mehnat unumdorligini oshishi hisobiga bir yilda iqtisodiy samaradorlik 11 200 000 so'mni tashkil etdi.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПРИ НАУЧНОМ СОВЕТЕ
DSc.02.30.2019. T/FM.61.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ
СТЕПЕНЕЙ ПРИ ИНСТИТУТЕ МЕХАНИКИ И
СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ**

**ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ
ИМЕНИ М.Т. УРАЗБАЕВА АН РУЗ**

САИДОВ САРВАР АБДИЖАЛИЛОВИЧ

**РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
РАЗРЫВНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЙ ПОВЫШЕННОЙ
УСТОЙЧИВОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

01.02.02 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам

Ташкент – 2026

Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована Высшей аттестационной комиссией при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан за B2021.1.PhD/T2037

Диссертация выполнена в Институте механики и сейсмостойкости сооружений Академии Наук Республики Узбекистан.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице (instmech@academy.uz) и информационно-образовательном портале «Ziyonet»(www.ziyonet.uz).

Научный руководитель: **Аннакулова Гулсара Кучкаровна**
кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник

Официальные оппоненты: **Мардонов Ботир Мардонович**
доктор физико-математических наук, профессор
Хужаев Мухиддин Кушаевич
доктор технических наук, доцент

Ведущая организация: **Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова**

Защита диссертации состоится «__» _____ 2026 года в ___ часов на заседании Научного совета DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 при Институте механики и сейсмостойкости сооружений Академии Наук Республики Узбекистан. (Адрес: 100125, г. Ташкент, проспект Дурмон йули, 40. Зал заседаний – 428. Тел.: (99855) 520-0245, (99855) 520-04-46, e-mail: instmech@academy.uz).

С диссертацией (PhD) можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Института механики и сейсмостойкости сооружений Академии Наук Республики Узбекистан. (зарегистрирована за №35). Адрес: 100125, г. Ташкент, проспект Дурмон йули, 40. Тел. (99855) 520-0245, (99855) 520-04-46.

Автореферат диссертации разослан «__» _____ 2026 года.
(реестр протокола рассылки № 35 от «22» декабрь 2025 года).



М.М. Мирсаидов
Председатель разового Научного совета
по присуждению ученых степеней,
д.т.н., профессор, академик АН РУз

Ф.Ф.Адилов
Ученый секретарь Научного совета, по
присуждению ученых степеней по
PhD физико-математическим наукам

А.А. Ризаев
Председатель Научного семинара при
разовом научном совете по присуждению
ученых степеней, д.т.н., профессор

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире гидравлические системы играют ключевую роль в управлении различными узлами транспортных средств, особенно в сельскохозяйственной, строительной и специализированной технике. Они обеспечивают работу рулевого управления, тормозов, трансмиссий и исполнительных механизмов. Однако такие системы часто работают в условиях высоких нагрузок, давления и температуры, что делает их уязвимыми к сбоям и снижает общую устойчивость транспортного средства. Особенно критично это при работе на пересечённой местности, в жарком климате или в случае внезапных отказов оборудования. Поэтому в современном машиностроении возрастает потребность в создании устойчивых гидравлических систем с возможностью автоматического разрыва потока энергии (разрывные контуры), обеспечивающих безопасность и сохранение управляемости транспортного средства при нештатных ситуациях.

В ведущих компаниях развитых стран мира, занимающихся разработкой электрогидравлических систем управления транспортных средств, проводятся научные исследования, направленные на повышение устойчивости и надежности данных систем. В данном направлении, в частности, в научных лабораториях компании Bosch Rexroth (Германия) проводятся исследования по разработке нелинейных динамических моделей электрогидравлических сервоприводов и пропорциональных клапанов, а также по синтезу стабилизирующих законов управления на основе функций Ляпунова. В исследованиях корпорации Eaton (Ирландия) рассматриваются интегрированные динамические модели, учитывающие взаимное влияние насосов, распределителей и исполнительных механизмов. В научных лабораториях компании Danfoss (Дания) ведутся исследования, направленные на разработку цифровых гидравлических систем, управление на основе дискретных клапанов, а также на применение алгоритмов стабилизации, основанных на нелинейной динамике и методах Ляпунова. В целом, разработка усовершенствованных динамических моделей гидравлических и электрогидравлических систем управления транспортных средств и синтез на их основе методов управления, повышающих устойчивость и надежность, являются актуальными научными задачами.

В нашей республике потребность в надёжной и устойчивой технике возрастает в связи с активным развитием сельского хозяйства, дорожного строительства и логистической инфраструктуры. В «О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022–2026 годы»¹ Дальнейшее развитие кооперации и повышение уровня локализации в автомобильной промышленности с увеличением объема производства продукции в 1,4 раза и ее экспорта - в 2 раза. Создание в городе Чирчике промышленного кластера сельскохозяйственного машиностроения. При реализации этих задач важное

¹ Указ Президента Республики Узбекистан, от 28.01.2022 г. № УП-60 «О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022 — 2026 годы»

значение имеет проведение исследований по модернизации гидравлических систем управления транспортными средствами на основе моделирования с учетом местных условий.

Настоящее диссертационное исследование в определенной мере будет способствовать реализации задач, обозначенных в Указе Президента Республики Узбекистан №УП-5853 от 23.10.2019 г. «Об утверждении стратегии развития сельского хозяйства Республики Узбекистан на 2020 - 2030 годы», Постановления от 7 июля 2017 года №ПП-3117 «О мерах по дальнейшему развитию научно-технической базы в сфере сельскохозяйственного машиностроения», а также в других нормативно-правовых актах, относящихся к данной области деятельности.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетными направлениями развития науки и технологий Республики II – «Энергетика, энерго- и ресурсосбережение» и IV – «Развитие информатизации и информационных технологий».

Степень изученности проблемы. В формировании и развитии теорий динамики и регулирования гидравлических систем, устойчивости и стабилизации большой вклад внесли Н.Е. Merrit, М. Jelali, М. Khalil, Н.К. Esfandiari, Shibly Ahmed, К.Е. Rydberg, O'nder M, Gui Q, Д.В. А.А. Богуславский, Галдин, М.И. Жилевич, Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Н.С.Гамынин, Т.М.Башта, В.Д.Фурасов, В.Н.Афанасьев, Д.Н. Попов, В.Г. Зезин, Я.А. Даршт и др.

В нашей республике Д.Ф. Файзуллаев, К.Ш. Латипов, И.К. Худжаев, З.М. Маликов, К.А. Шарипов, М.К. Худжаев проводили научные исследования в области гидродинамики, а О.В. Лебедев, Х.Т. Тураев, А.А. Шермухамедов, Г.К. Аннакулова и ряд других ученых проводили научные исследования динамики и управления, устойчивости и стабилизации гидравлических систем и добились положительных результатов.

Вместе с тем, вопросы разработки математических и компьютерных моделей, позволяющих исследовать, оценивать и анализировать показатели устойчивости и стабилизации гидравлической системы транспортных средств, изучены недостаточно.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ научно-исследовательского учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационная работа выполнена в рамках плана научно-исследовательских работ Института механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан по проектам Атех-2018-94-«Разработка конструктивных и технологических параметров четырехколесного универсального-пропашного трактора с повышенной устойчивостью для работы на пустынных землях» (2018-2020 гг.), базовому финансированию на тему «Разработка методики исследования динамики нелинейных процессов, устойчивости и стабилизации гидропневматических систем в машиностроении» (2021 г.), «Разработка математических моделей стабилизации и расчета гидропневматических механизмов управления

транспортных средств с учетом специальных и естественных динамических нелинейностей» (2022-2024 гг.).

Целью исследования является разработка динамических моделей гидравлических разрывных систем управлений повышенной устойчивости транспортных средств.

Задачи исследования:

разработка динамических математических моделей движений разрывных гидравлических и электрогидравлических систем управления транспортными средствами;

разработка методики расчета и анализа устойчивости и стабилизации гидравлических и электрогидравлических систем управлений транспортными средствами на основе методов функций Ляпунова и динамического программирования;

построение для гидравлической и электрогидравлической систем управлений рациональные структурные схемы на основе метода динамического программирования;

разработка динамических моделей гидравлических систем транспортных средств (гидрораспределителя, гидроцилиндров возвратно-поступательного и вращательного движений), с использованием программного обеспечения Matlab-Simulink;

сравнение результатов расчета и моделирования с результатами существующих исследовательских работ и с результатами проведенных экспериментов на гидравлических стендах КИ 4815М и Festo.

Объектом исследования являются гидравлические и электрогидравлические системы приводов.

Предметом исследования являются методы теоретического и компьютерного моделирования динамических моделей для повышения устойчивости управления гидросистем транспортных средств.

Методы исследования основаны на применении основных положений математического моделирования, методов и средств современной теории автоматического управления, теоретической электротехники, теорий гидравлических и электрогидравлических приводов. Проведение исследований осуществлялось в соответствии с математическим и имитационным моделированием переходных процессов используя программные пакеты Matlab-Simulink и FluidSim-H.

Научная новизна исследования состоит в следующем:

в рамках моделей гидравлического рулевого управления и гидравлических навесных систем транспортных средств разработаны математические модели стабилизации с учетом нелинейных характеристик (трение, сжимаемость рабочей жидкости) на основе теории устойчивости Ляпунова–Беллмана;

разработана методика анализа устойчивости гидравлических и электрогидравлических систем управления транспортных средств на основе разработанной модели;

для гидравлических поступательно-возвратных исполнительных

механизмов транспортных средств с использованием метода построения функций Ляпунова определены условия, обеспечивающие устойчивость системы;

определены стабилизирующие законы управления для гидравлических вращательных и поступательно-возвратных исполнительных механизмов транспортных средств;

разработаны рациональные структурные схемы гидравлических вращательных и поступательно-возвратных исполнительных механизмов транспортных средств с учетом выявленных стабилизирующих законов управления.

Практические результаты исследования:

разработаны алгоритм и программа динамического расчета гидрораспределителя транспортных средств (DGU 43315, от 28.10.2024);

установлено, что расчетные изменения давления, полученные путем исследования процесса изменения давления в гидросистеме (до и после гидродресселя) с использованием программ Matlab-Simulink и FluidSim-H, соответствуют экспериментальным данным, полученным на стендах КИ 4815М и Festo;

на основе определения закона управления предложены рекомендации по эффективной стабилизации гидравлических систем транспортных средств.

Достоверность полученных результатов. Достоверность результатов исследования обосновывается строгим формулированием математических моделей на основе законов описания динамических процессов (закона сохранения энергии), использованием теоретически и практически обоснованных способов вычислительной математики, качественным соответствием расчетных динамических характеристик объекта ожидаемым физическим процессам, также совпадением расчетных результатов с полученными экспериментальными данными (на стендах КИ 4815 М и Festo).

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов заключается в том, что предложены методы математического моделирования задач стабилизации гидравлических систем транспортных средств с учетом нелинейных характеристик, на основе предложенных численных и аналитических методов решения задач разработаны эффективные вычислительные алгоритмы и программные средства.

Практическая значимость результатов заключается в разработке динамических моделей и методов расчета переходных режимов колебательного процесса в гидравлических системах транспортных средств, а также в выявлении условий возникновения автоколебаний и способов их стабилизации в зависимости от внешних возмущений и параметров системы.

Внедрение результатов исследования.

На основании исследований по изучению процессов в разрывных гидросистемах транспортных средств:

предложен и внедрен в АО «Узавтосаноат» комбинированный метод определения критериев устойчивости в релейных гидропневматических

системах управления с учетом нелинейных процессов (Справка АО «Узавтосаноат» №17/07-25-0517 от 15.03.2025 г.). В результате появилась возможность автоматизации процесса эксплуатации транспортных средств;

разработаны и внедрены в АО «Узавтосаноат» математические модели стабилизации и расчета типовых гидравлических и электрогидравлических систем (Справка АО «Узавтосаноат» №17/07-25-0517 от 15.03.2025 г.). В результате удалось изучить динамические процессы гидросистем транспортных средств и выбрать рациональные параметры;

За счет моделирования рабочего процесса гидросистемы трактора удалось повысить качество проектирования и эффективность конструкторских работ на 14–16 %. Годовой экономический эффект за счёт роста производительности труда составил 11 200 000 сумов.

Апробация результатов исследования. Основные результаты диссертации обсуждались на 4 международных и 1 республиканских научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов. По теме диссертации опубликовано 12 научных работ, из них рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан опубликовано 6 научных статей, в том числе 1 в зарубежном журнале и 5 в республиканских научных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Объем диссертации составляет 118 страниц, содержит 35 иллюстраций, 110 наименований литературы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении приведены актуальность и необходимость проводимых исследований, описаны цели и задачи, объекты и предметы исследования, показано 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 **«Обзор литературных источников по динамическим моделям гидравлических разрывных систем управлений транспортных средств»** представлены классические и современные исследования динамики гидросистем, современное состояние исследований гидросистем, методы создания динамических моделей систем и обсуждено влияние параметров устойчивости действующих разрывных систем на устойчивость, проанализированы проведенные научно-исследовательские работы и сформулированы цели и задачи исследований.

Во второй главе **«Исследование уравнений движения и общих свойств гидравлических систем транспортных средств»** Произведены анализ гидравлических динамических нелинейных процессов и методов исследований устойчивости гидравлических управляемых систем.

На основе метода Зубова для двух позиционного гидравлического привода (с учетом трений в гидроцилиндре), получены положительно определенные функции Ляпунова, имеющие отрицательные производные, удовлетворяющие теореме Ляпунова. Построены диаграммы функций Ляпунова и их линии уровней при различных параметрах гидравлического привода, также установлена область устойчивости системы.

Уравнения движения подвижных элементов гидроцилиндра формируются на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил и моментов

$$m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} = F_D + F_C, \quad (1)$$

где F_D, F_C – сумма активных сил и сил сопротивления.

Произведем моделирование гидравлической системы используя программу Matlab-Simulink. Уравнение движения (1) в рассматриваемом случае записывается в форме:

$$m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} = (p_1 A_n - p_2 A_u) + F_v + \text{sign} \dot{y}_n \left[F_c + F_s \exp\left(\frac{-|\dot{y}_n|}{c_s}\right) \right] + F_{gn}, \quad (2)$$

где F_{gn} - нагрузка, действующая на шток гидроцилиндра, F_v - сила вязкого трения, F_c - сухого трения, F_s - сила статического трения поршня о стенки цилиндра, c_s – скорость Стрибека.

Принимая во внимание направление перепада давления, значения расходов $Q_{вх2}$ и $Q_{вых3}$ распределителя запишем в виде:

$$\begin{aligned} Q_{вх2} &= c_0 [sg(y_z) \text{sign}(p_v - p_1) \sqrt{|p_v - p_z|} - sg(-y_z) \text{sign}(p_1 - p_T) \sqrt{|p_1 - p_T|}], \\ Q_{вых3} &= c_0 [sg(y_z) \text{sign}(p_v - p_1) \sqrt{|p_2 - p_T|} - sg(-y_z) \text{sign}(p_v - p_2) \sqrt{|p_v - p_2|}]. \end{aligned} \quad (3)$$

Уравнение движения золотника описываем дифференциальным уравнением второго порядка:

$$\ddot{y}_z + 2\zeta \omega_n \dot{y}_z + \omega_n^2 y_z = \omega_n^2 u \quad (4)$$

где u - управляющее воздействие от электромагнита, ω_n - собственная частота, $\omega_n = (300 \div 500) \text{ с}^{-1}$, ζ - коэффициент демпфирования, $\zeta = (0,7 \div 1)$.

Давления в полостях гидроцилиндра определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 &= \frac{E'}{V_n (y_{n0} + y_n) A_n} [Q_{вх2} - A_n \dot{y}_n], \\ \dot{p}_2 &= \frac{E'}{V_u (y_{n0} + y_n) A_u} [Q_{вых3} - A_u \dot{y}_n], \end{aligned} \quad (5)$$

где V_n, V_u - объемы трубопроводов со стороны бесштоковой А и штоковой В полостей гидроцилиндра соответственно, A_n, A_u - площади бесштоковой и штоковой полостей, E' - приведенный модуль упругости рабочей жидкости.

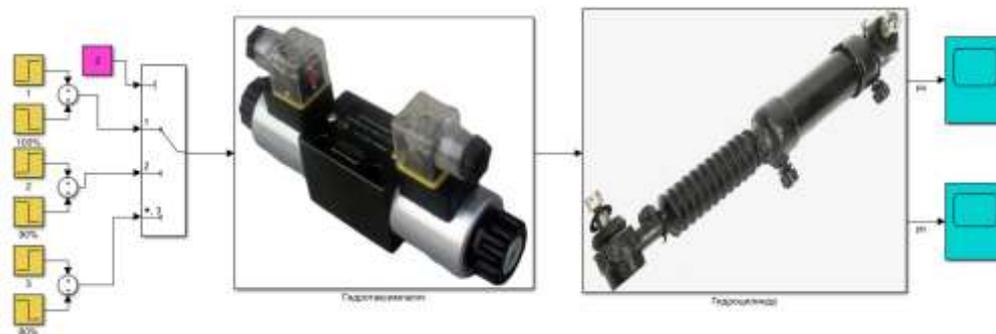


Рис.1. Общий вид Simulink-модели гидросистемы

Разработана и рассчитана динамическая модель гидравлической (гидрораспределитель и гидроцилиндр) системы с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink. Получены изменения давления в системе при (100, 90, 80, 70, 60 и 50 %) открытии дросселя, при значениях внешней нагрузки 700 Н и 500 Н. При 60% - 50% открытии дросселя наблюдалось высокое (14÷16 МПа) давление. При внешней нагрузке 90 Н изменения давления получены при (30, 60 и 100 %) открытии дросселя (рис.2 и рис. 3.)

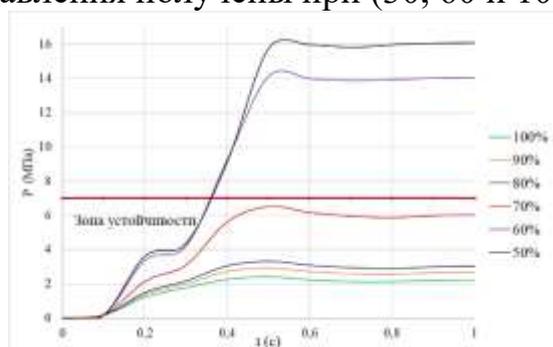


Рис. 2. Временная реализация значений давления при нагрузке F=700 Н

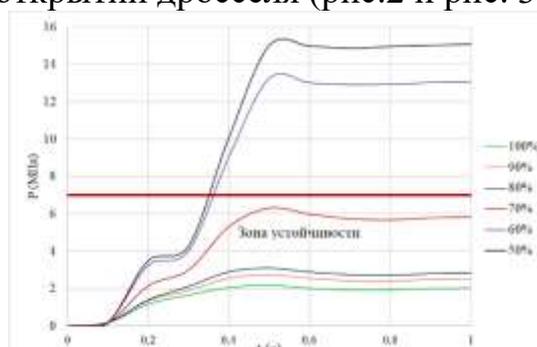


Рис. 3. Временная реализация значений давления при нагрузке F=500 Н

Разработанная программа позволяет моделировать управляющие сигналы, подаваемые на блок управления приводом, имитировать нагрузку, действующую на шток гидроцилиндра, получить переходный процесс в виде графиков, упрощает анализ переходных процессов в гидросистеме, а также позволяет подбирать рациональные конструктивные параметры составляющих элементов гидропривода на этапе проектирования.

В третьей главе «**Стабилизация движения гидравлических разрывных систем транспортных средств**» Разработаны математические модели стабилизации движения гидромотора ЭГСП. Определена функция Ляпунова, обеспечивающая устойчивость системы. Получено уравнение Беллмана для определения оптимальной стабилизирующей функции гидросистемы методом динамического программирования. Установлены оптимальные функции стабилизации для гидравлических и электрогидравлических следящих систем, построены оптимальные структурные схемы, которые могут быть использованы для выбора корректирующих устройств (регуляторов) при проектировании гидросистем.

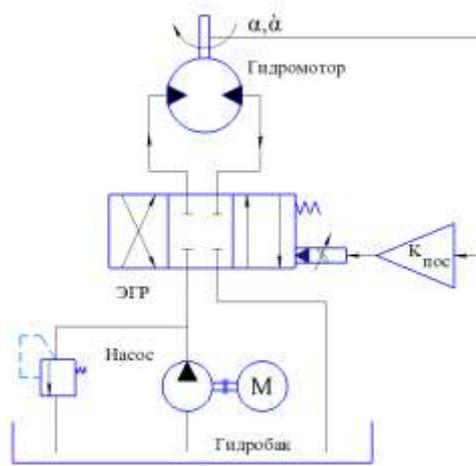


Рис. 4. Принципиальная схема электрогидравлической системы

Система работает следующим образом. От насоса рабочая жидкость поступает к электрогидравлическому распределителю (ЭГР), который управляется электрическим сигналом от контроллера и перенаправляет поток в сторону гидромотора. Под действием потока рабочей жидкости гидромотор начинает вращаться, в результате чего формируется угловая скорость $\dot{\alpha}$.

Параметры вращения фиксируются датчиками, а полученные данные передаются в контроллер через систему передачи сигнала. Контроллер анализирует входящую информацию и генерирует управляющее воздействие на ЭГР, обеспечивая устойчивую и точную работу системы.

Расход рабочей жидкости, проходящей через золотниковый распределитель ЭГР системы, представляется в виде:

$$Q_3 = k_3 x_v \sqrt{\frac{p_n - p_{cl} - p_n \text{sign}(x_v)}{2}}, \quad \text{sign}(x_v) = \begin{cases} 1, & x_v > 0, \\ 0, & -1 < x_v < 1, \\ -1, & x_v < 0, \end{cases} \quad (6)$$

где $k_3 = \mu_3 \pi d_3 k_n \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – удельная проводимость окон золотникового распределителя; μ_3 – коэффициент расхода окон золотникового распределителя; d_3 – диаметр золотника; k_n – коэффициент полноты использования периметра золотника; p_n – давление питания ЭГР; p_{cl} – давление слива ЭГР; p_n – давление нагрузки (в рассматриваемом случае разность давлений в полостях гидромотора).

Линеаризуя правой части формулы (6) в окрестности $x_0 = 0, p_{n,0} = 0$ при постоянных значениях давления слива p_{cl} и давления питания привода p_n , выражение (6) можно заменить уравнением:

$$Q_3 = K_{Qx} x_v - K_{Qp} p_n. \quad (7)$$

Уравнение движения выходного вала гидромотора с учетом инерционной нагрузки и условия преобладания вязкого трения над сухим имеет вид:

$$J_m \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + k_{mp,m} \frac{d\alpha}{dt} = q_m p_n, \quad (8)$$

где J_m – приведенный к валу гидромотора момент инерции управляемых ЭГСП устройств и вращающихся частей самого гидромотора; $k_{mp,m}$ – коэффициент, характеризующий гидравлическое трение в ГМ.

Уравнение баланса расходов с учетом сжимаемости жидкости в трубопроводах, соединяющих ЭГР с гидромотором, и в полостях гидромотора можно записать в виде

$$\frac{V_0}{2B_{mp}} \frac{dp_n}{dt} + k_{пер.м} p_n = Q_з - q_m \frac{d\alpha}{dt}, \quad (9)$$

где V_0 – объем гидролинии между ЭГР и гидромотором с присоединенными к ним полостями ГМ; B_{mp} – модуль объемной упругости; q_m – характерный объем ГМ; α – угол поворота вала ГМ. Напряжение на выходе датчика угла поворота вала гидромотора сравнивается на входе ЭГР с управляющим напряжением u_{ex}

$$u_{ynp} = (u_{ex} - K_{н.о.с} \alpha), \quad (10)$$

где $K_{н.о.с}$ - коэффициент позиционной обратной связи.

Введем обозначения

$$\alpha = y_1, \quad \dot{\alpha} = y_2, \quad p_n = y_3. \quad (11)$$

Тогда система дифференциальных уравнений (8), (9) с учетом (11) принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{dy_1}{dt} &= y_2, \\ \frac{dy_2}{dt} &= -\frac{k_{тр.м}}{J_m} y_2 + \frac{q_m}{J_m} y_3, \\ \frac{dy_3}{dt} &= -\frac{2B_{tr}q_m}{V_0} y_2 + (K_{Qp} - k_{пер.м}) \frac{2B_{tr}}{V_0} y_3 + K_{Qx} \frac{2B_{tr}}{V_0} x_v. \end{aligned} \quad (12)$$

Определим стационарное решение системы (12). Уравнения для определения стационарного решения принимают вид:

$$\begin{aligned} y_2 &= 0, \\ -\frac{k_{тр.м}}{J_m} y_2 + \frac{q_m}{J_m} y_3 &= 0, \\ -\frac{2B_{mp}q_m}{V_0} y_2 + (K_{Qp} - k_{пер.м}) \frac{2B_{mp}}{V_0} y_3 + K_{Qx} \frac{2B_{mp}}{V_0} x_v &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Отсюда находим, что

$$y_1 = 0, \quad y_2 = \frac{K_{Qx} x_v}{q_m}, \quad y_3 = 0. \quad (14)$$

Таким образом, стационарные решения системы имеют вид:

$$y_{10} = 0, \quad y_{20} = \frac{K_{Qx} x_v}{q_m}, \quad y_{30} = 0. \quad (15)$$

Из системы уравнений (12), путем преобразования по формулам

$$y_1 = y_{10} + x_1, \quad y_2 = y_{20} + x_2, \quad y_3 = y_{30} + x_3, \quad (16)$$

получаем уравнения возмущенного движения:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2, \\
\dot{x}_2 &= -\frac{k_{тр.м}}{J_m} x_2 + \frac{q_m}{J_m} x_3, \\
\dot{x}_3 &= -\frac{2B_{mp}q_m}{V_0} x_2 - \left(K_{Qp} - k_{пер.м}\right) \frac{2B_{mp}}{V_0} x_3.
\end{aligned} \tag{17}$$

Изучим устойчивость стационарных решений системы уравнений (17).

Соотношения (16) определяют преобразование переноса начала координат в точку с координатами (y_{10}, y_{20}, y_{30}) , вследствие этого решению (12) соответствует решение уравнений (17):

$$x_k = 0, \quad k = 1, 2, 3. \tag{18}$$

Рассмотрим функцию Ляпунова в форме:

$$V = \frac{1}{2}(x_1^2 + x_2^2 + x_3^2). \tag{19}$$

Определим производную функции V в силу системы уравнений (17)

$$\frac{dV}{dt} = x_1\dot{x}_1 + x_2\dot{x}_2 + x_3\dot{x}_3. \tag{20}$$

Тогда в соответствии с (17) имеем

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{k_{тр.м}}{J_m} x_2 - \left(\frac{k_{пер.м} 2B_{mp}}{V_0} - K_{Qp}\right) x_3 - q_m x_1 x_3 + x_1 x_2 + \frac{q_m}{J_m} x_2 x_3. \tag{21}$$

Как видно из соотношения (21), условие

$$\frac{dV}{dt} < 0 \tag{22}$$

обеспечивается при выполнении условия

$$\frac{k_{mp}}{J_m} > 0, \quad \frac{2B_{mp}}{V_0} - \frac{1}{J_m} > 0, \quad \left(K_{Qp} + k_{пер.м}\right) \frac{2B_{mp}}{V_0} > 0. \tag{23}$$

Заметим, что при соблюдении условий (22 и (23) функция V везде положительна и противоположного знака \dot{V} и, следовательно по теореме Ляпунова возмущенное движение в рассматриваемом случае устойчиво.

Рассмотрим систему уравнений (17), в качестве заданной точки примем $x_* \left(0, \frac{K_{Qx} x_v}{q_m}, 0\right)$ начало координат, т.е. положим $x_* = 0$. Качество процесса

управления оценивается функциональным уравнением Беллмана, которая с учетом системы уравнений (17) можно представить в форме:

$$\begin{aligned}
\min_u \left[x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + u^2 + \frac{\partial s}{\partial x_1} x_2 + \frac{\partial s}{\partial x_2} \left(-\frac{k_{тр.м}}{J_m} x_2 - \frac{q_m}{J_m} x_3 + u \right) + \right. \\
\left. + \frac{\partial s}{\partial x_3} \left(\frac{2B_{tr}q_m}{V_0} x_1 + \frac{2B_{tr}(K_{Qp} - k_{пер.м})}{V_0} x_3 \right) \right].
\end{aligned} \tag{24}$$

Для определения минимума (24), продифференцируем правую часть уравнения (24) по u и приравняем нулю

$$2u + \frac{ds}{dx_2} = 0. \quad (25)$$

Из (25) определяем

$$u = -\frac{1}{2} \frac{ds}{dx_2}. \quad (26)$$

Решение уравнения (24) будем искать в виде функции

$$s(x) = b_1 x_1^2 + b_2 x_2^2 + b_3 x_3^2. \quad (27)$$

Частные производные $s(x)$ представляются в виде:

$$\frac{\partial s}{\partial x_1} = 2b_1 x_1, \quad \frac{\partial s}{\partial x_2} = 2b_2 x_2, \quad \frac{\partial s}{\partial x_3} = 2b_3 x_3. \quad (28)$$

Подставляя соотношения (28) в (24), имеем

$$\begin{aligned} x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 - (b_2 x_2)^2 + 2b_1 x_1 x_2 - \frac{2b_2 k_{tr.m}}{J_m} x_2^2 + 2b_1 q_m x_1 x_3 + \\ + \frac{2b_2 q_m}{J_m} x_2 x_3 - 2b_2^2 x_2^2 + 2b_3 \left(\frac{2B_{tr}(K_{Qp} - k_{per.m})}{V_0} \right) x_3^2 = 0. \end{aligned} \quad (29)$$

Составляя алгебраическую систему для определения коэффициентов b_1 , b_2 и b_3 , с учетом соотношений (26) и (28) получаем синтезирующую функцию в виде:

$$u = \frac{1}{2} \left(\frac{k_{тр.м}}{J_m} - \frac{\sqrt{k_{тр.м}^2 + J_m^2}}{J_m} \right) x_2. \quad (30)$$

Таким образом, оптимальная синтезирующая функция задается равенством (30).

При моделировании использованы следующие значения величин:

$$\begin{aligned} K_{Qx} = 1,865 \text{ м}^2 / \text{с}; \quad K_{Qp} = 1,259 \text{ м}^3 / \text{Па} \cdot \text{с}; \quad B_{тр} = 8 \cdot 10^8 \text{ Па}; \quad V_0 = 0,175 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \\ k_{пер.м} = 4,82 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3 (\text{Па} \cdot \text{с}); \quad q_m = 5,68 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad k_{тр.м} = 0,973 \text{ Нмс}; \quad k_3 = 8,34 \cdot 10^{-4}; \\ K_{noc} = 0,477 \text{ В / рад}; \quad p_n - p_{сл} = 1 \cdot 10^7 \text{ Па}. \end{aligned}$$

На рис. 6 и 7 представлены изменения давления системы и угла поворота вала гидромотора гидравлической системы без учета и с учетом стабилизирующей функции

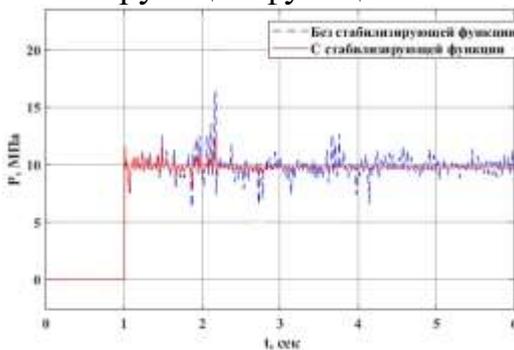


Рис. 6. Изменение давления гидромотора

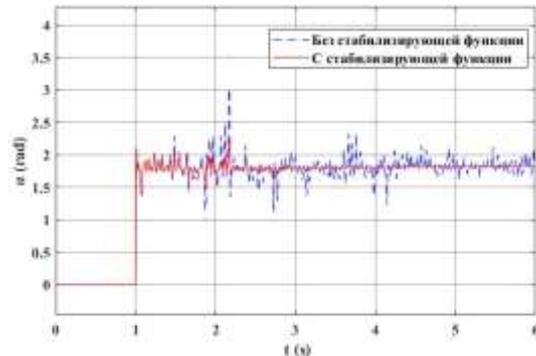
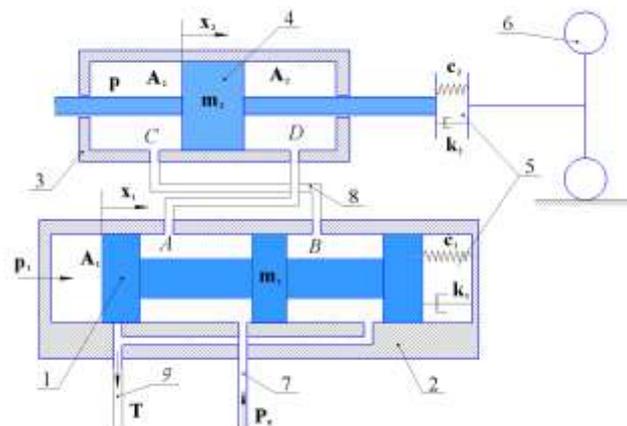


Рис. 7. Изменение угла поворота вала гидромотора

Как видно из рисунков, полученный закон управления обеспечивает стабилизацию системы.

Математическая модель стабилизации золотникового распределителя с гидравлическим управлением.

Рассмотрим гидросистему, состоящую из гидроцилиндра, соединенного с гидрораспределителем. Следящий механизм (рис. 8) работает следующим образом: при движении золотника 1 влево жидкость поступает из напорного патрубка 7 в полость B, а рабочий поток направляется по патрубку 8 в штоковую полость C гидроцилиндра 3. Жидкость из полости D гидроцилиндра отводится по патрубку 9 в гидробак. В этом режиме поршень 4 перемещается вправо, а шток через рулевой механизм автомобиля передает движение, обеспечивая поворот колесо.



- 1 – золотник; 2 – гидрораспределитель;
 3 – гидроцилиндр; 4 – поршень;
 5 – демпфирующие устройства рулевого механизма; 6 – колесо; 7 – трубка высокого давления; 8 – трубопровод; 9 – трубка низкого давления

Рис. 8. Упрощенная функциональная схема золотника и гидроцилиндра с нагрузкой

Уравнения движения сервомеханизма описываются следующим образом:

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= p_1 A_1 - k_1 \frac{dx_1}{dt} - c_1 (x_1 - x_2), \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= p A_2 - k_2 \frac{dx_2}{dt} - c_2 x_2 - c_1 (x_1 - x_2), \\ k_p \frac{dp}{dt} &= \frac{dx_2}{dt} A_2 - \mu b x_1 \sqrt{\frac{2(p - p_0)}{\rho}}, \end{aligned} \quad (31)$$

где p_1 – давление управляющее золотником; p_0 – давление в системе; A_1, A_2 – площади поперечного сечения золотника и поршня; m_1, m_2 – массы золотника и поршня; c_1, c_2 – жесткости пружин гидрораспределителя и гидроцилиндра; k_1, k_2 – коэффициенты демпфирования гидрораспределителя и гидроцилиндра; k_p – коэффициент учитывающий упругие свойства рабочей жидкости и трубопроводов; μ – коэффициент динамической вязкости; b – ширина щели золотника; ρ – плотность рабочей жидкости.

Как видно из системы уравнений (31), третье уравнение имеет нелинейный член. Линеаризуя второй член в окрестности $x_{01} = 0, p = 0$ при постоянных значениях давления в напорной линии, третье уравнение системы

(31) можно сводить к виду

$$\dot{p} = \frac{A_2}{k_p} x_2 - \frac{k_{QP}}{k_p} p + \frac{k_3}{k_p} x_1, \quad (32)$$

где $k_3 = \mu b x_1 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}$, $k_{QP} = \mu b x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho p_0}}$.

Учитывая соотношение (32), перепишем систему уравнений (31) в форме и введем стабилизирующую функцию u :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \frac{A_1}{m_1} p - \frac{k_1}{m_1} \dot{x}_1 - \frac{c_1}{m_1} x_1 + \frac{c_1}{m_1} x_2 + u, \\ \ddot{x}_2 &= \frac{A_2}{m_2} p - \frac{k_2}{m_2} \dot{x}_2 - \frac{c_1}{m_2} x_1 + \frac{c_1 - c_2}{m_2} x_2, \\ \dot{p} &= \frac{A_2}{k_p} \dot{x}_2 - \frac{k_{QP}}{k_p} p + \frac{k_3}{k_p} x_1. \end{aligned} \quad (33)$$

Введя обозначения и проведя выкладки аналогично предыдущей задаче получаем синтезирующую функцию в форме

$$u = -\frac{1}{2} \left[-\frac{k_1}{m_1} + \frac{\sqrt{k_1^2 + m_1^2}}{m_1} \right] x_2 \quad (34)$$

Simulink – модель гидравлической системы, разработанная на основе дифференциальных уравнений (33) с учетом и без учета стабилизирующей функции (34) представлены на рис. 9 а) и б).

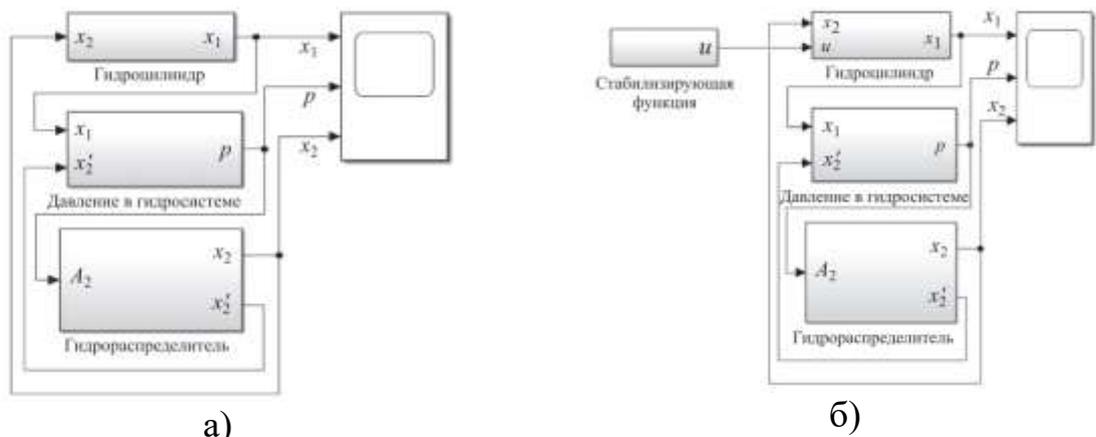
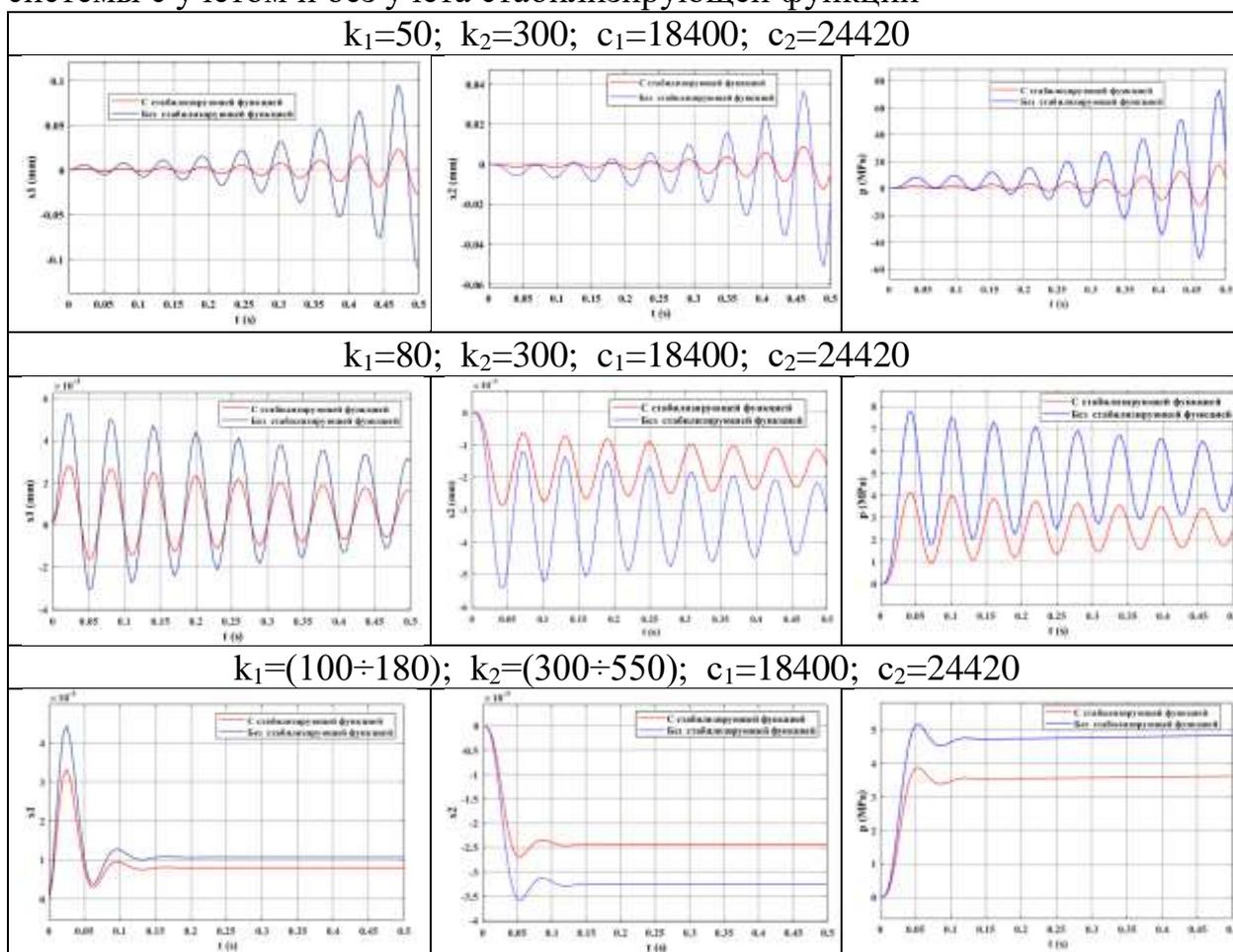


Рис. 9. Simulink модель сервомеханизма с учетом (а) и без учета (б) стабилизирующей функции

На основе предложенной модели в табл.1 представлены результаты изменения давления в системе, перемещения поршня и в золотнике гидрораспределителя при различных значениях коэффициентов c_1, c_2 – жесткостей пружин и k_1, k_2 – коэффициентов демпфирования гидрораспределителя и гидроцилиндра соответственно. Моделирование было получено в течение $t = 0,5$ секунды и при полном открытии щели гидрораспределителя.

Графики колебательного режима при различных значениях параметров системы с учетом и без учета стабилизирующей функции



В четвертой главе “Экспериментальные исследования гидравлических систем транспортных средств” представлены основные параметры гидравлической системы транспортных средств, а также условия и средства измерений для проведения экспериментальных исследований гидравлических систем, метод исследования, результаты экспериментов и обработки экспериментальных данных.

Испытания проводились на испытательных стендах для гидравлических систем КИ 4815М (рис. 10) и на универсальном гидравлическом стенде Festo (рис.11).

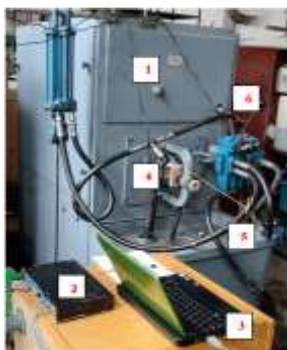


Рис. 10. Стенд КИ 4815М



Рис. 11. Стенд Festo

В систему КИ 4815М нагружались нагрузки 700 Н и 500 Н. Получены изменения давления при входе и выходе, при (50, 60, 70, 80, 90 и 100 %) открытии дросселя. При нагрузке 700 Н, давление составило при входе в дроссель (15,39; 13,89; 6,09; 2,97; 2,8; 2,6) МПа, выходе из дросселя (1,84; 1,8; 1,8; 1,58; 0,6; 0,56) МПа, при нагрузке 500 Н, давление составило при входе в дроссель (15,32; 13,81; 6,01; 2,93; 2,44; 2,4) МПа, выходе из дросселя (1,81; 1,8; 1,69; 1,39; 0,6; 0,56) МПа (рис.12).

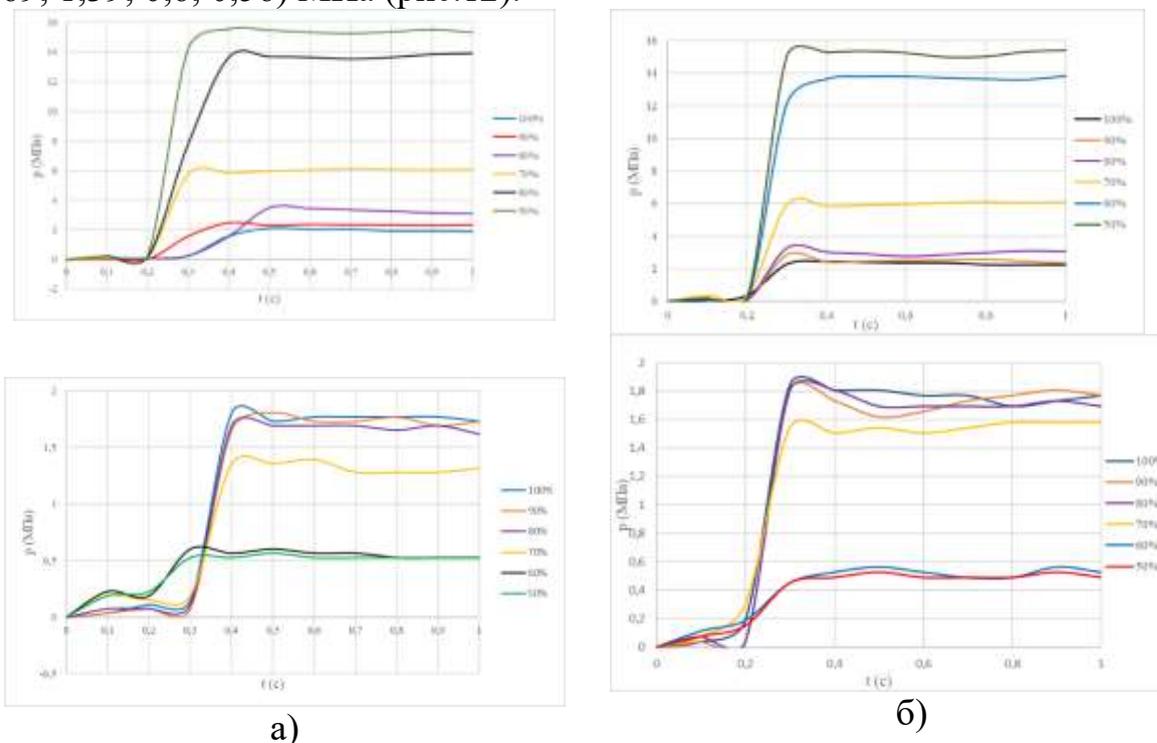


Рис. 12. Временное изменение значения давления при входе и выходе из дросселя при нагрузке а) 700 Н; б) F=500 Н

В систему Festo, нагружалась нагрузка 90 Н, при 30, 60 и 100 % открытиях дросселя: давление при входе в дроссель составило (0,75; 0,8; 0,9) МПа, при выходе из дросселя (0,9; 0,8; 0,74) МПа (рис. 13).

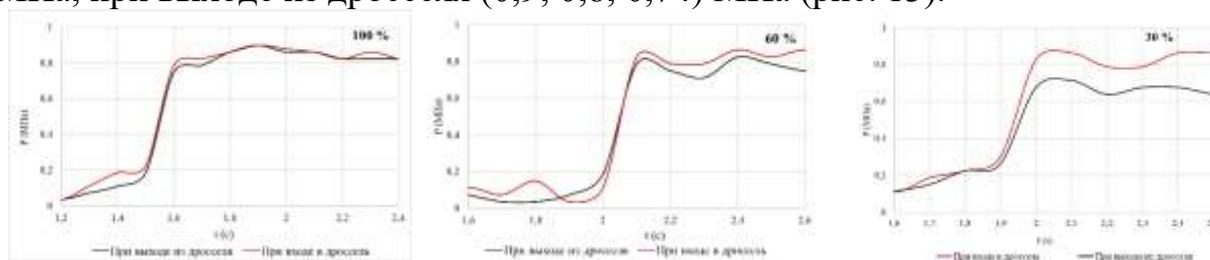


Рис. 13. Экспериментальные результаты изменения давления в системе при: а) 100%, б) 60 % и в) 30% открытии дросселя

Результаты полученные на лабораторных стендах КИ 4815М и Festo сравнивались с результатами программных пакетов Matlab Simulink и FluidSIM (рис. 14).

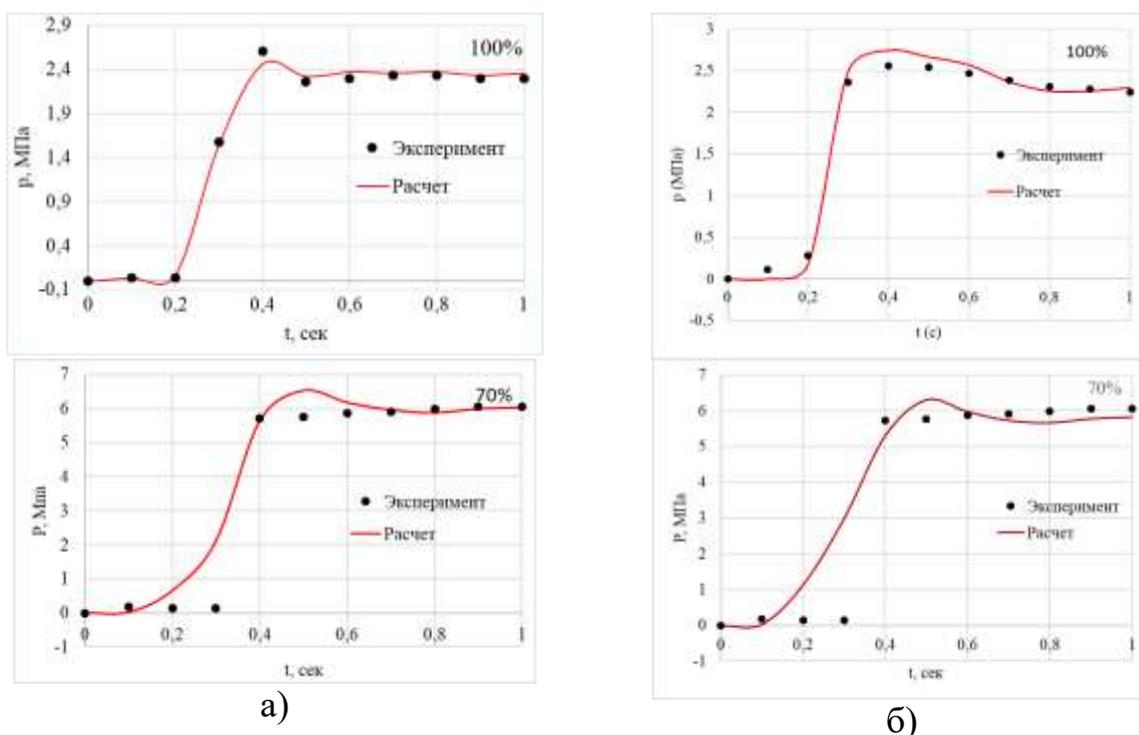


Рис. 14. Сравнение результатов экспериментальных исследований и расчета изменений давления в гидравлической системе: а) 700 Н; б) 500 Н

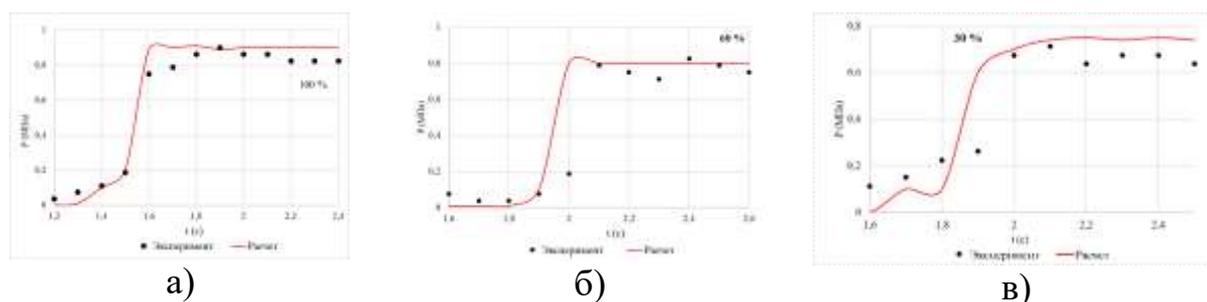


Рис. 15. Сравнительные результаты давления при: а) 100%, б) 60 % и в) 30% открытии дросселя

Сравнение результатов предложенного метода стабилизации на основе модели гидросистемы Matlab-Simulink (разница составила при нагрузке 700 Н, 5.67% , а при нагрузке 500 Н, 9.07%), дали близкие к экспериментальным данным стенда КИ 4815М (с максимальным отличием до 10%), поэтому его можно использовать для научного обоснования параметров гидросистем транспортных средств.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований по диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) по техническим наукам на тему **“Разработка динамических моделей гидравлических разрывных систем управлений повышенной устойчивости транспортных средств”** сформулированы следующие выводы:

1. На основе метода Зубова для двухпозиционной гидравлической системы

транспортного средства определена функция Ляпунова, имеющая отрицательное производное, удовлетворяющая теореме Ляпунова, обеспечивающая устойчивое отслеживание траектории приложенной нагрузки.

2. Разработана и рассчитана динамическая модель гидравлической (гидрораспределитель и гидроцилиндр) системы с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink. Получены изменения давления в системе при (100, 90, 80, 70, 60 и 50 %) открытии дросселя, при значениях внешней нагрузки 700 Н и 500 Н. При 60% - 50% открытии дросселя наблюдалось высокое (14÷16 МПа) давление.

3. Используя метод динамического программирования при возвратно-поступательном и вращательном движении исполнительного органа электрогидравлической системы, составлены уравнения Беллмана и определены стабилизирующие функции.

4. На основе предложенных моделей стабилизации гидравлической системы, реализованной в среде Matlab-Simulink, получены изменения давления в системе, угла поворота вала ГМ, перемещения поршня и золотника распределителя с учетом и без учета стабилизирующих функций которые адекватно описывают рабочий процесс гидравлической системы.

5. На стендах КИ 4815М и Festo проведены лабораторные экспериментальные исследования гидравлических систем транспортных средств. В систему нагружались нагрузки 700 Н, 5000 Н и 90 Н. Получены изменения давления при входе и выходе, при (50, 60, 70, 80, 90 и 100 %) открытии дросселя. При нагрузке 700 Н, давление составило при входе в дроссель (15,39; 13,89; 6,09; 2,97; 2,8; 2,6) МПа, выходе из дросселя (1,84; 1,8; 1,8; 1,58; 0,6; 0,56) МПа, при нагрузке 500 Н, давление составило при входе в дроссель (15,32; 13,81; 6,01; 2,93; 2,44; 2,4) МПа, выходе из дросселя (1,81; 1,8; 1,69; 1,39; 0,6; 0,56) МПа.

6. На стенде Festo, когда стенд нагружался нагрузкой 90 Н, при 30,60 и 100 % открытиях дросселя: давление при входе в дроссель составило (0,75; 0,8; 0,9) МПа, при выходе из дросселя (0,9; 0,8; 0,74) МПа.

7. Предложенный метод стабилизации на основе модели гидросистемы Matlab-Simulink дал результаты (разница составила при нагрузке 700 Н, 5.67%, а при нагрузке 500 Н, 9.07%), близкие к экспериментальным данным стенда КИ 4815М (с максимальным отличием до 10%), поэтому его можно использовать для научного обоснования параметров гидросистем транспортных средств.

8. Результаты исследований внедрены в АО «Узавтосаноат». В результате моделирования рабочего процесса в гидросистемах транспортных средств повышено качество проектирования и эффективность производства гидросистемы трактора, а за счет использования модели при производстве опытно-конструкторских работ достигнуто повышение эффективности на 14-16 % в год, а годовой экономический эффект составил 11 200 000 сум.

**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL AT THE SCIENTIFIC COUNCIL
DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 AWARDED SCIENTIFIC DEGREES AT
THE INSTITUTE OF MECHANICS AND SEISMIC STABILITY OF
STRUCTURES**

**INSTITUTE OF MECHANICS AND SEISMIC STABILITY OF
STRUCTURES NAMED AFTER M.T. URAZBAEV UZBEKISTAN
ACADEMY OF SCIENCES**

SAIDOV SARVAR ABDIJALILOVICH

**DEVELOPMENT OF HIGHER STABILITY DYNAMIC MODELS OF
HYDRAULIC FRACTURE CONTROL SYSTEMS FOR VEHICLES**

01.02.02 – Dynamics and strength of machinery, tools and equipment

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

Tashkent - 2026

The theme of Doctor of Philosophy (PhD) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Ministry of Higher Education, Science, and Innovations of the Republic of Uzbekistan under number B2021.1.PhD/T2037

The dissertation was prepared at the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures named after M.T. Urazbaev of the Uzbekistan Academy of Sciences

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

Scientific advisor:

Annakulova Gulsara Kuchkarovna
Candidate of Physical and Mathematical Sciences,
Senior Researcher

Official opponents:

Mardonov Botir Mardonovich
Doctor of Physical and Mathematical Sciences,
Professor

Khujaev Mukhiddin Kushaevich
doctor of technical sciences, associate professor

Leading organization:

**Tashkent State Technical University named
after Islam Karimov**

The defense will take place on "___" 2026 _____ at ___⁰⁰ at the meeting of the Scientific Council DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 at the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures (Address: 100125, Tashkent Durmon Yuli, 40, Conference hall – 428. Tel.: (99855) 520-02-45; (99855) 520-04-46).e-mail: instmech@academy.uz).

The dissertation can be viewed at the Information Resource Center of the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures (registered under number 35). (Address: 100125, Tashkent Durmon Yuli, 40, Conference hall – 320. Tel.: (99855) 520-02-45; (99855) 520-04-46).

The abstract of the dissertation was distributed on "___" _____, 2026.
(Report No 35 of digital register on December of 2025).



M.M. Mirsaidov

Chairman of the Scientific Council
awarding scientific degrees, Doctor of
Technical Sciences, Professor, Academician

F. F. Adilov

Scientific secretary of the Scientific Council
awarding scientific degrees, Doctor of
Philosophy (PhD) in Physical and
Mathematical Sciences

A.A. Rizaev

Chairman of the Scientific Seminar at the
Scientific Council awarding scientific
degrees, Doctor of Technical Sciences,
Professor

INTRODUCTION (abstract of PhD dissertation)

The aim of the research is to develop higher stability dynamic models of hydraulic fracture control systems for vehicles.

The object of the study: Hydraulic and electrohydraulic drive systems.

Scientific novelty of the research is as follows:

Within the framework of models of hydraulic control systems and hydraulic implement systems of vehicles, mathematical stabilization models were developed considering nonlinear characteristics (friction, compressibility of the working fluid) based on Lyapunov–Bellman stability theory.

A methodology for analyzing the stability of hydraulic and electrohydraulic control systems of vehicles was developed based on the proposed model.

For hydraulic linear reciprocating actuators of vehicles, using the Lyapunov function construction method, conditions ensuring system stability were determined.

Stabilizing control laws for hydraulic rotary and linear reciprocating actuators of vehicles were determined.

Rational structural schemes of hydraulic rotary and linear reciprocating actuators of vehicles were developed, considering the identified stabilizing control laws.

Implementation of research results: based on the study of processes in hydraulic fracture systems of vehicles, a combined method for determining stability criteria in relay hydraulic-pneumatic control systems, considering nonlinear processes, was proposed and implemented at JSC “Uzavtosanoat” (Reference No. 17/07-25-0517 dated 15.03.2025). As a result, the automation of vehicle operation processes became feasible. Mathematical models for stabilization and calculation of standard hydraulic and electrohydraulic systems were developed and implemented at JSC “Uzavtosanoat” (Reference No. 17/07-25-0517 dated 15.03.2025). This allowed for the study of dynamic processes in vehicle hydraulic systems and the selection of optimal parameters. Due to improved design quality and efficiency of tractor hydraulic systems, and increased labor productivity in prototype production, the effectiveness increased by 14–16% per year, with an annual economic benefit of 11,200,000 soums.

The structure and volume of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, three chapters, a conclusion, a list of references, and an appendix. The volume of the dissertation is 118 pages, including 35 figures and a list of 110 cited references.

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

I бўлим (I-часть; I-part)

1. Патент РУз № IAP 07207. Гидроусилитель рулевого управления транспортного средства. / Аннакулова Г.К., Астанов Б.Ж., Саидов С.А. Шермухамедов Ю.А. – Официальный бюллетень. – 2022. №.12-2(261). – с. 60-61.

2. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Устойчивость двухкаскадной пневмогидравлической системы с релейным управлением // Проблемы вычислительной и прикладной математики. – Ташкент, 2022. №2(39). – С. 113-121. (05.00.00 №23)

3. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Устойчивость двухпозиционной гидравлической системы с учетом сухого и вязкого трений на стенках гидроцилиндра // Проблемы вычислительной и прикладной математики. – Ташкент, 2022. №6. – С. 8-17. (05.00.00 №23)

4. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Математическая модель управляемого сервомеханизма // Узбекский журнал. Проблемы информатики и энергетики. – Ташкент, 2023. №2, – С, 36-42. (05.00.00 №5)

5. Саидов С.А. Золотники гидротаксимлагич суюклик оқимини динамик моделлаштириш // Scientific Journal Research and Education. ISSN: 2181-3191. Vol. 2, Iss. 12, 2023. 4–10. <https://doi.org/10.5281/zenodo.10407777>, <https://sjifactor.com/passport.php?id=22258>, (SJIF: 5.789)

6. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Дроссельное управление гидроприводом на примере станда КИ 4815М // Узбекский журнал. Проблемы информатики и энергетики. №2, 2024. - С. 15-23. (05.00.00 №5)

7. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Математическая модель стабилизации золотникового распределителя с гидравлическим управлением // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2025. №7. С. 75-83. (05.00.00 №39)

II бўлим (II-часть; II-part)

8. Annakulova G.K., Astanov B.J., Saidov S.A. Stability of a two-stage pneumo-hydraulic relay-controlled system with a dead zone / International Conference: “Ensuring Seismic Safety and Seismic Stability of Buildings and Structures, Applied Problems of Mechanics”. AIP Conf. Proc.3265, 070022 (2025), <https://doi.org/10.1063/5.0265155>

9. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Устойчивость двухкаскадной пневмогидравлической системы с релейным управлением с зоной нечувствительности // Сборник материалов международной конференции: механика, сейсмостойкость, машиностроение по проблемам обеспечения сейсмической безопасности и сейсмостойкости зданий и сооружений,

решению прикладных задач механики посвященная 90-летию академика АН РУз Т.Р. Рашидова. III-Том, 27-29 мая 2024. – С. 211-219.

10. Аннакулова Г.К., Саидов С.А., Юсупов А.З. Исследование устойчивости нелинейного гидравлического сервомеханизма с учетом режима скольжения // Международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы прикладной математики, информатики и механики» г. Воронеж. РФ. 7 - 9 декабря 2020 г. С. 1653-1660.

11. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Гидравлик тизимларни Simhydraulics дастурида моделлаштириш // «Республикамизнинг жанубий худудларида қишлоқ ва сув хўжалигига инновацион техника ва технологияларни жорий этиш истиқболлари». Республика илмий – техник анжуман. Термиз-2022. 18-19- ноябр. 71-74 б.

12. Аннакулова Г.К., Саидов С.А. Динамический расчет гидравлического распределителя наземных транспортных средств. Программа для ЭВМ: DGU 43315, 28.10.2024.

Avtoreferatning o‘zbek, rus va ingliz tillaridagi nusxalari
«Mexanika muammolari O‘zbekiston jurnali» tahririyatida
tahrirdan o‘tkazildi

Bichimi 60×84¹/16 . Rizograf bosma usuli. Times garniturası.
Shartli bosma tabog‘i: 3. Adadi 50. Buyurtma №52.

«O‘zR Fanlar Akademiyasi Asosiy kutubxonasi» bosmaxonasida chop etilgan.
Bosmaxona manzili: 100170, Toshkent sh., Ziyolilar ko‘chasi, 13-uy.