

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI HUZURIDAGI  
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI PhD.03/27.02.2021.FM.101.02  
RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDA  
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

---

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI**

**HOMIDOV FARHOD FAXRIDINOVICH**

**YIG'ILGAN MASSALI QOVUSHOQ-ELASTIK PLASTINKANING  
ERKIN VA MAJBURIY TEBRANISHLAR XUSUSIYATLARI**

**01.02.04 – Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi  
01.02.01 – Nazariy mexanika**

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (Doctor of Philosophy) dissertatsiyasi  
AVTOREFERATI**

**Buxoro – 2024**

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi  
avtoreferati mundarijasi**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD)  
по физико-математическим наукам**

**Contents of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD)  
in physical and mathematical sciences**

**Homidov Farhod Faxridinovich**

Yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlar xususiyatlari.....3

**Хомидов Фарход Фахридинович**

Свойства собственных и вынужденных колебаний вязкоупругой пластинки с сосредоточенными массами .....21

**Homidov Farhod Fakhrudinovich**

Properties of natural and forced vibrations of viscoelastic plates with concentrated masses .....39

**E'lon qilingan ishlar ro'uxati**

Список опубликованных работ

List of published works.....44

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI HUZURIDAGI  
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI PhD.03/27.02.2021.FM.101.02  
RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDA  
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

---

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI**

**HOMIDOV FARHOD FAXRIDINOVICH**

**YIG'ILGAN MASSALI QOVUSHOQ-ELASTIK PLASTINKANING  
ERKIN VA MAJBURIY TEBRANISHLAR XUSUSIYATLARI**

**01.02.04 – Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi  
01.02.01 – Nazariy mexanika**

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (Doctor of Philosophy) dissertatsiyasi  
AVTOREFERATI**

**Buxoro – 2024**

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2024.3.PhD/FM476 raqam bilan ro'yxatga olingan.**

Dissertatsiya Buxoro muhandislik-texnologiya institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume) institut veb-saytida ([www.buxmti.uz](http://www.buxmti.uz)) va "Ziyonet" Axborot ta'lim portalida ([www.ziyonet.uz](http://www.ziyonet.uz)) joylashtirilgan.

**Ilmiy rahbarlar:**

**Teshayev Muxsin Xudoyberdiyevich**  
fizika-matematika fanlari doktori (DSc)

**Boltayev Zafar Ixtiyorovich**  
fizika-matematika fanlari doktori (DSc), professor

**Rasmiy opponentlar:**

**Dusmatov Olimjon Musurmonovich**  
fizika-matematika fanlari doktori, professor

**Mavlanov To'lqin Mavlanovich**  
texnika fanlari doktori, professor

**Yetakchi tashkilot:**

**Toshkent davlat texnika universiteti**

Dissertatsiya himoyasi Buxoro muhandislik-texnologiya instituti huzuridagi PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 raqamli Ilmiy kengash asosida bir martalik Ilmiy kengashning 2025-yil 10 yanvar soat 09<sup>00</sup> dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 100118, Buxoro shahar, Qayum Murtazoyev ko'chasi 15 uy. Tel.: (+99865) 223-78-84; faks: (+99865) 223-79-72, e-mail: [bmti\\_info@edu.uz](mailto:bmti_info@edu.uz)).

Dissertatsiya bilan Buxoro muhandislik-texnologiya institutining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№ 336 raqam bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 100118, Buxoro shahar, Qayum Murtazoyev ko'chasi 15 uy. Tel.: (+99865) 223-78-84).

Dissertatsiya avtoreferati 2024 yil 26 dekabr kuni tarqatildi.

(2024 yil 23 noyabrdagi № 1 raqamli reyestr bayonnomasi).



*[Handwritten signature]*

**D.Q. Durdiyev**

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik Ilmiy kengash raisi, fizika-matematika fanlari doktori, professor

*[Handwritten signature]*

**Sh.R. Axmedov**

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash ilmiy kotibi, texnika fanlari nomzodi, dotsent

*[Handwritten signature]*

**B.S. Raxmonov**

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik Ilmiy kengash qoshidagi bir martalik Ilmiy seminar raisi, texnika fanlari doktori (DSc) dotsent

## **KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)**

**Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati.** Jahonda harakatlanuvchi transport vositalariga o'rnatilgan turli xil elektron apparatlarning mustahkamligini ta'minlash, ularning o'zaro ta'siri bilan bog'liq muammolarni yechishda takomillashgan hisoblash usullarini qo'llash yetakchi o'rinlardan birini egallamoqda. Dunyo miqyosida harakatlanuvchi transport vositalarining ajralmas tarkibiy qismi bo'lgan elektron apparatlarda hosil bo'ladigan dinamik kuchlanishlar va deformatsiyalarni kamaytirish, ularda vujudga keladigan rezonans holatlarining oldini olishning yangi usullarini amaliyotga joriy etishni taqozo etadi.

Shu jihatdan mexanik tizimdagi elementlarning qovushoqlik xususiyatlarining turlichaligini hisobga olib, tebranish jarayonida ularning o'zaro ta'siri bilan bog'liq murakkab muammolarni o'rganish, umumlashtirish, qo'llashga imkon beruvchi usullarni ishlab chiqish va ulardan foydalanish muhim ahamiyatga ega hisoblanadi.

Jahonda materialning qovushoq-elastiklik va bir jinlimaslik xususiyatlarini hisobga olib, dinamik masalalarning yangi ilmiy-texnikaviy yechimlarini ishlab chiqishga yo'naltirilgan ilmiy tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Bu borada bir-biri bilan amortizatorlar yordamida o'zaro ta'sirda bo'lgan hamda yig'ilgan massalar birlashtirilgan yuqqa plastinkalardan tashkil topgan konstruksiyalarning kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holatini tadqiq qilish, xavfli kuchlanishlarini aniqlash, konstruksiya mustahkamligini oshirish, xususiyatlarini aniqlash metodikasini ishlab chiqishga va rivojlantirishga alohida e'tibor berilmoqda.

Respublikamizda ko'plab texnik, shu jumladan, transport vositalari, uchuvchi apparatlarda tegishli konstruksiyalar rezonans hodisasi ro'y berish darajasini sezilarli darajada oshishi natijasida ularning mustahkamligini ta'minlash, kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holatini tadqiq qilish, xavfli kuchlanishlarini aniqlash uchun maqsadli ilmiy tadqiqotlarni olib borib, amortizatorlar yordamida o'zaro ta'sirda bo'lgan yig'ilgan massalar birlashtirilgan yuqqa to'rtburchakli plastinkalarning xos va majburiy tebranishlarini o'rganish yuzasidan keng tarmoqli chora-tadbirlar amalga oshirilib, muayyan natijalarga erishilmoqda. O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2020-yil 29-oktyabrdagi "Ilm-fanni 2030-yilgacha rivojlantirish konsepsiyasini tasdiqlash to'g'risida"gi Farmonida, jumladan, "...ilmiy-innovatsion salohiyatdan keng foydalanish, istiqbolda ilm-fanni muntazam isloh qilib borishning ustuvor yo'nalishlarini belgilash, zamonaviy bilimga ega va mustaqil fikrlaydigan yuqori malakali kadrlar tayyorlash..."<sup>1</sup> vazifalari belgilab berilgan. Mazkur vazifalarni amalga oshirishda, jumladan, yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlar xususiyatlarini aniqlash metodikasini ishlab chiqish va rivojlantirish muhim ahamiyat kasb etmoqda.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 28-yanvardagi "Yangi O'zbekistonning 2022-2026-yillarga mo'ljallangan rivojlanish strategiyasi

---

<sup>1</sup> O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2020-yil 29-oktyabrdagi PF-6097-son "Ilm-fanni 2030-yilgacha rivojlantirish konsepsiyasini tasdiqlash to'g'risida"gi Farmoni

to'g'risida"gi PF-60-sonli va 2020-yil 30-iyuldagi PQ-4794-sonli "O'zbekiston Respublikasi aholisi va hududining seysmik xavfsizligini ta'minlash tizimini tubdan takomillashtirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi Farmonida va O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining 2020-yil 26-avgustdagi 515-sonli "O'zbekiston Respublikasi Favqulodda vaziyatlarning oldini olish va bunday vaziyatlarda harakat qilish davlat tizimini yanada takomillashtirish to'g'risida"gi qarorlari hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishda ushbu dissertatsiya ishi muayyan darajada xizmat qiladi.

**Tadqiqotning Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi.** Mazkur tadqiqot ishi O'zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalar rivojlanishining IV. "Matematika, mexanika, inshootlar seysmodinamikasi va informatika" hamda XIV. "Seysmologiya, binolar va inshootlar seysmik xavfsizligi va qurilish" ustuvor yo'nalishlari doirasida bajarilgan.

#### **Muammoning o'rganilganlik darajasi.**

Ko'pgina mashhur olimlar, masalan, V.S.Ilinskiy, Y.Skuchik, R.F.Ganiyev, V.B.Karpushin, S.I.Sergeyev, Dj.V.Strett (Reley), M.D.Genkin, V.L.Veis, I.I.Vulfson, Y.G.Panovko, K.S.Kolesnikov, J.P.Den-Gartog, S.P.Timoshenko, N.M.Rabinovich, J.Rutman, V.Ulitin, R.Benamar, M.M.Bennouna va o'zbek olimlari, jumladan, X.A.Raxmatulin, V.K.Kabulov, B.M.Mardonov, Sh.Alimuhammedov, Sh.M.Mamatqulov, M.M.Mirsaidov, F.B.Badalov, T.M.Mavlonov, I.I.Safarov, X.Eshmatov, Sh.S.Yuldashev va boshqalar mashinalar elementlarini vibratsiyadan himoyalashning ba'zi muammolarini ilmiy tahlil qildilar va qiyosiy ko'rib chiqdilar. Hozirgi vaqtda qovushoq-elastik mexanik tizimlar (dissipativ bir jinsli va bir jinsli bo'lmagan) dinamikasi bilan bog'liq bir qator muammolar mavjud bo'lib, ularning yechimi tebranishlarning yangi qirralarini va vibratsiyadan himoya qilish muammolarini yechishga imkon beradi. Ishonchli usullar va algoritmlarni yaratish mashinasozlikda, aviasozlikda va yer usti transportlarida dinamik yuklanish ta'sirida hosil bo'ladigan mustahkamligini va barqarorlikning ko'plab muammolarini hal qilish imkonini beradi.

**Dissertatsiya mavzusining dissertatsiya bajarilgan oliy ta'lim muassasaning ilmiy-tadqiqot rejalari bilan bog'liqligi.** Dissertatsiya tadqiqot ishlari Buxoro muhandislik-texnologiya instituti ilmiy tadqiqot ishlari rejasiga muvofiq FM-01-2020-2024 "Qovushoq-elastik jismlardagi mexanik jarayonlarni matematik modellashtirish" (2021-2024) loyihasi doirasida bajarilgan.

**Tadqiqotning maqsadi** yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy (vibratsion yuklanishlar) tebranishlar masalalarini analitik va sonli o'rganish metodikasi va algoritmini ishlab chiqish hamda sonli natijalar olib tahlil qilishdan iborat.

#### **Tadqiqotning vazifalari:**

yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy (vibratsion yuklanishlar) tebranishlar masalalarining matematik qo'yilishi, yechish

metodikasi va algoritmini ishlab chiqish;

yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning xos chastotalari (haqiqiy va mavhum qismlar) hamda formalarini geometrik va fizik-mexanik parametrlariga bog'liq o'zgarishini qiyosiy baholash;

strukturaviy bir jinsli bo'lmagan yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkani xos chastolarining haqiqiy va mavhum qismlarini oniy bikrlilik koeffitsiyentiga bog'liq o'zgarishini qiyosiy baholash;

yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning vibratsion yuklanish ta'siri ostidagi ko'chish va zo'riqish ampitudalarini chastotaga bog'liq o'rganish;

yig'ilgan massali servo sistemalar nazariyasi asosida mexanik tizimning rezonans rejimlarini (vibratsiyadan himoya qilish tizimlari) boshqarish nazariyasini ishlab chiqish.

**Tadqiqot obyekti** qovushoq elastik plastinka, biriktirilgan yig'ilgan massalar, deformatsiyalanuvchi elementlar (prujinkalar).

**Tadqiqot predmetini** strukturaviy bir jinsli bo'lmagan biriktirilgan massali plastinkadan tashkil topgan mexanik tizimlar dinamikasi masalalarini yechishning matematik modellari va usullari, murakkab arifmetikaga asoslangan algoritmlari tashkil etadi.

**Tadqiqot usullari.** Tadqiqot jarayonida deformatsiyalanuvchan qattiq jismlar mexanikasi usullaridan, Mumkin bo'lgan ko'chishlar prinsipi, Nazariy mexanikaning usullari (Moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalari, Lagranjning ikkinchi tur tenglamasi, Dalamber-Lagranjch prinsipi, servo bog'lanishda mexanik sistemalar dinamikasi usullari), muzlatish, o'zgaruvchilarni ajratish, Gauss, Laplas va Myuller usullaridan foydalanilgan.

**Tadqiqotining ilmiy yangiligi** quyidagilardan iborat:

ilk bora yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy (vibratsion yuklanishlar ta'siridagi) tebranishlari masalalarining Gamilton-Ostrogradskiy prinsipi asosida matematik qo'yilishi, yechish uslubiyoti hamda Gauss, Myuller, Laplas usullariga asoslangan algoritmi ishlab chiqilib, qovushoq-elastik plastinkani rezonans tebranishlardan himoya qilish imkoniyati yaratilgan;

dissipativ sistemalarda energiya so'nishini ifodalovchi metodika asosida harakatlanuvchi transpot vositalariga o'rnatilgan elektron qurilmalarni turli zararli tebranishlardan himoyalash usullari aniqlangan;

Troyanovskiy-Safarov effekti asosida Rabotnovning kasr-eksponensial va Koltunov-Rjanitsin yadrolari parametrlarining global so'nish koeffitsiyenti (GSK)ga ta'siri kichik chastotalar sohasida 10 % gacha farq qilishi topilgan;

massalar joylashgan nuqtalar geometrik o'rnini o'zgartirish orqali dissipativ mexanik sistema tebranishlar chastotasi haqiqiy va mavhum qismlarini 15 % gacha kamaytirish imkoniyati yaratilgan;

ilk bora servo bog'lanishli mexanik sistemalar klassik nazariyasi asosida qovushoq-elastik elementlar orqali o'zaro bog'langan yig'ilgan massali plastinkani kichik chastotalar sohasida vibratsiyadan faol himoya qilish metodikasi ishlab chiqillgan.

### **Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:**

ishlab chiqilgan metodika va algoritm strukturaviy bir jinsli bo‘lmagan mexanik tizimlarning rezonans rejimlarida vibratsion tebranishlari amplitudasini bir necha barobar kamaytirishga imkon bergan;

strukturaviy bir jinsli bo‘lmagan mexanik tizimlarda energiya so‘nishining intensiv bo‘lishida mexanik tizim elementlarining fazoviy joylashuviga va fizik-mexanik parametrlarga bog‘liqligi asoslab berilgan;

yig‘ilgan massali plastinka va massasiz deformatsiyalanuvchi elementlardan tashkil topgan dissipativ bir jinslimas mexanik sistema energiya so‘nishi (dissipatsiyasi)ning intensivlik sohalarini aniqlash uslubiyoti ishlab chiqilgan.

**Tadqiqot natijalarining ishonchliligi** chegaraviy shartlarning korrekt qo‘yilishi, keltirib chiqarilgan matematik ifodalarning qat‘iyligi, asoslangan yechish usullaridan tizimli foydalanilganligi, yechimlarning aniqliligini baholashda boshqa tadqiqotchilar yechimlari bilan taqqoslanganligi va ularning natijalariga mos tushganligi hamda joriy qilinganligi bilan izohlanadi.

**Tadqiqot natijalarining nazariy va amaliy ahamiyati.** Tadqiqotda olingan natijalarining nazariy ahamiyati massalar biriktirilgan plastinkadan tashkil topgan qovushqoq-elastik mexanik tizimlarda energiya intensivligini boshqarish usullarini takomillashtirish va rivojlantirishdan iborat.

Tadqiqot ishining amaliy ahamiyati esa qovushqoq-elastik plastinkalarga massa biriktirish hisobidan mexanik tizim tebranishlari yoki titrashlarini so‘ndirishdan iborat.

**Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi.** Tadqiqotdagi yig‘ilgan massali qovushqoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlari masalalarini yechish metodikasi va algoritmi bo‘yicha olingan natijalar asosida:

vibratsion yuklanish ta’siri ostidagi ko‘chish va zo‘riqish amplitudalarining chastotaga bog‘liq o‘zgarishini aniqlashda hamda strukturaviy bir jinsli bo‘lmagan qovushqoq-elastik mexanik sistemalar xos chastotalarining haqiqiy va mavhum qismlarini oniy bikirlik koeffitsiyentiga bog‘liq o‘zgarishi samaralaridan Toshkent kimyo-texnologiya institutda 2017-2020-yillarda bajarilgan OT-F4-01 “Qovushqoq suyuqlik oquvchi ko‘p qatlamli kompozit quvurlar egri chiziqli bo‘laklarining harorat va dinamik yuklanishlar ta’sirida chiziqli bo‘lmagan dinamik kuchlanish-deformatsiya holatini o‘rganish usullarini ishlab chiqish va nazariyasini rivojlantirish” mavzusidagi fundamental loyiha doirasida foydalanilgan ( Toshkent kimyo-texnologiya institut2024-yil 24-avgustdagi 1101-2248-sonli ma’lumotnomasi). Natijada bu qovushqoq suyuqlik oquvchi ko‘p qatlamli kompozit quvurlar egri chiziqli bo‘laklarining harorat va dinamik yuklanishlar ta’sirida chiziqli bo‘lmagan dinamik kuchlanish-deformatsiya holati nazariyasini rivojlantirish imkonini bergan;

vibratsion yuklanish ta’siri ostida ko‘chish va zo‘riqish amplitudalarining chastotaga bog‘liq o‘zgarishini aniqlashda va strukturaviy bir jinsli bo‘lmagan qovushqoq-elastik mexanik sistemalar xos chastotalari haqiqiy va mavhum qismlarining oniy bikirlik koeffitsiyentiga bog‘liq o‘zgarishi samaralaridan

2019-2021-yillarda Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutda bajarilgan S-OKP-17 raqamli “Takomillashtirilgan 138 arrali jin ishchi kamerasini ishlab chiqish” mavzusidagi innovatsion loyihani bajarishda foydalanilgan (Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutning 2024-yil 6-sentyabrdagi 1002-3-sonli ma’lumotnoma). Natijada arrali jin mexanizmida energiyani 10-15 % tejash va tola shikastlanishini kamaytirish imkoniyati yaratilgan.

**Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi.** Mazkur tadqiqot natijalari 4 ta Xalqaro va 4 ta Respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokamadan o‘tkazilgan va ma’qullangan.

**Tadqiqot natijalarining e’lon qilinishi.** Dissertatsiya mavzusi bo‘yicha jami 19 ta ilmiy ish chop etilgan, shulardan O‘zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining falsafa doktori (PhD) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 4 ta maqola, jumladan, 2 tasi respublika va 2 tasi xorijiy jurnallarda nashr qilingan.

**Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi.** Dissertatsiya tarkibi kirish, to‘rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 110 betni tashkil qiladi.

## **DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI**

**Kirish** qismida dissertatsiya tadqiqotining dolzarbligi va zarurati asoslab berilgan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari, obyekti va predmeti shakllantirilgan. Tadqiqotning O‘zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalar rivojlanishining ustuvor yo‘nalishlariga muvofiqligi ko‘rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon etilgan. Olingan natijalarning ishonchligi asoslangan, ularning ilmiy va amaliy ahamiyatlari yoritilgan. Tadqiqot natijalarining joriy etilishi, ishning aprobatsiyasi, chop etilgan ishlar, dissertatsiya tuzilishi va hajmi bo‘yicha ma’lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning **“Yig‘ilgan massali plastinkaning erkin va majburiy tebranishlarini o‘rganishga bag‘ishlangan adabiyotlar tahlili”** deb nomlangan birinchi bobi ikkita paragrafdan iborat bo‘lib, birinchi paragrafda yig‘ilgan massali plastinkaning chiziqli erkin va majburiy tebranishlarini o‘rganishga bag‘ishlangan adabiyotlar tahlili keltirilgan. Turli qattiq massalar biriktirilgan plastinkalarning rezonans chastotalarini topish va majburiy tebranishlarini o‘rganish uchun, asosan, variatsion Reley-Rits yondashuvi qo‘llanilganligi adabiyotlar tahlilidan kelib chiqqan. Bulardan tashqari, tebranishlar nazariyasining energetik usulidan foydalanib analitik ko‘rinishda chastota formulasi olingan. Bunday masalalar bilan Y.P.Jigalko, A.D.Mijidon, S.G.Barguev, H.Y.Lin, Y.C.Tsai va boshqalar shug‘ullanishgan. Tahlil natijalaridan mexanik sistemadagi energiya dissipatsiyasini o‘rganishga kam ahamiyat berilgani kelib chiqqan. Ikkinchi paragrafda biriktirilgan massali plastinkaning chiziqsiz tebranishlarini o‘rganishga bag‘ishlangan adabiyotlar tahlili keltirilgan. Bunday masalalar bo‘yicha o‘zbek olimlaridan X.Eshmatov, F.B.Badalov va boshqalar tadqiqotlar olib borishgan.

Ularning ishlarida ham mexanik sistemaning turg'unligi, energiya dissipatsiyasi va rezonans holati muammolarini o'rganishga e'tibor qaratilmagan.

Dissertatsiyaning “Yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlari masalasining qo'yilishi, yechish metodikasi va algoritmi” deb nomlangan ikkinchi bobi to'rtta paragrafdan iborat bo'lib, birinchi paragrafda yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlari masalasining matematik qo'yilishi va yechish metodikasi keltirilgan. Ikkinchi va uchinchi paragraflarda yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlari masalasini yechish algoritmi keltirilgan. To'rtinchi paragrafda yig'ilgan massali qovushoq-elastik plastinkani rezonansdan aktiv himoyalash masalasining matematik qo'yilishi va yechish metodikasi keltirilgan.

Faraz qilamiz, izotrop plastinka berilgan bo'lsin. Bu plastinkaga moddiy nuqtalar (yoki massalar) deformatsiyalanuvchan massasiz elementlar orqali osilgan bo'lsin. Plastinka to'rtburchakli yoki kvadrat ko'rinishda bo'lishi mumkin. Ikki xil harakat: chiziqli erkin tebranish va majburiy garmonik tebranishlar o'rganiladi (1-rasm).

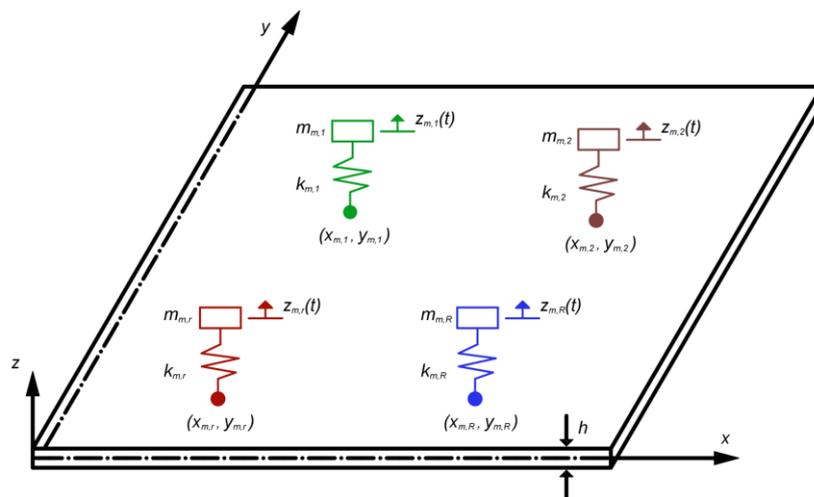
1-rasmda keltirilgan mexanik sistemaning erkin va majburiy tebranishlarining harakat differensial tenglamasi mumkin bo'lgan ko'chish prinsipidan olindi, ya'ni mexanik sistemaga ta'sir etuvchi ichki, tashqi va inersiya kuchlarining bajargan ishlari variatsiyalarining yig'indisi nolga teng

$$\delta A = \delta A_\sigma + \delta A_I + \delta A_F = 0, \quad (1)$$

bunda

$$\delta A_\sigma = - \sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \sum_{e=1}^{S_1} \Gamma_e \delta \Delta e,$$

$$\delta A_I = - \sum_{n=1}^{S_a} \int_{V_n} \rho_u \frac{\partial^2 \bar{u}_n}{\partial t^2} \delta \bar{u}_n dV - \sum_{k=1}^N m_k \frac{d^2 \bar{u}_k}{dt^2} \delta \bar{u}_k - \sum_{k=1}^N I_k \frac{d \bar{\omega}_k}{dt^2} \delta \varphi_k \bar{l}, \bar{\omega}_k = \frac{d \varphi_k}{dt} \bar{l}$$



1-rasm. Yig'ilgan massali plastinkaning hisob sxemasi

$$\delta A_F = - \sum_{n=1}^{S_2} \int_{v_n} \rho_n \bar{f} \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^{S_1} \int_{v_n} \bar{f}_n \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^N \bar{F}_n \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^N \bar{m}_k \delta \bar{\varphi}_k$$

$\delta \varepsilon_{ij}, \delta \Delta e$  – tarqalgan parametrli jism deformatsiyasi va yig‘ilgan massa elementlari siljishining variatsiyasi;  $\rho_n$  – nuqtaviy yig‘ilgan n-element zichligi;  $m_k$  – k-qattiq jism massa;  $u, u_k, \delta u_1, \delta u_k$  – tarqalgan parametrli deformatsiyalanuvchi elementlar va nuqtaviy yig‘ilgan elementlar ko‘chish vektorlari va ularning variatsiyalari;  $f, \rho$  – tarqalgan parametrli deformatsiyalanuvchi elementlarga qo‘yilgan sirt va massali kuchlar zichligi;  $V_n, E_n$  – tarqalgan parametrli deformatsiyalanuvchi n-elementning hajmi va sirti;  $I_n$  – n-qattiq jismning markaziy inersiya momenti;  $F_m, M_k$  – k-qattiq jismga ta’sir etayotgan kuchlarning bosh vektori va bosh momenti.

Deformatsiyalanuvchi jismlar uchun kuchlanishlar va deformatsiya orasidagi munosabat quyidagicha bo‘ladi:

$$\sigma_{ij} = \lambda_n \varepsilon_{ni} \delta_{ji} + 2\bar{\mu}_n \varepsilon_{ni}, \quad S = S_1 + S_2, \quad n = 1, 2, 3, \dots, S, \quad (2)$$

bunda

$$\bar{\lambda}_n = \lambda_n \left[ 1 - \Gamma_{n\lambda}^c(\omega_R) - i \Gamma_{n\mu}^s(\omega_R) \right],$$

$$\Gamma_{\lambda,m}^c(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,m}(\tau) \cdot \cos \omega \tau d\tau; \quad \Gamma_{\lambda,\mu}^s(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,\mu}(\tau) \sin \omega \tau d\tau,$$

$F_e$  – bu  $i$ -nuqtaviy element zo‘riqishi,  $\Delta e$  – berilgan elementning siljishi;  $\bar{C}_e, \sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$  – hajmi nolga teng bo‘lmagan deformatsiyalanuvchi elementning bikrligi, kuchlanishi va deformatsiyasi;  $\Gamma_e^c, \Gamma_e^s, \Gamma_{n\lambda}^c, \Gamma_{n\lambda}^s, \Gamma_{n\mu}^c, \Gamma_{n\mu}^s$  –  $i$ -yig‘ilgan massali va n-tarqalgan parametrli elementning relaksatsiya yadrosi sinus va kosinus Fur’e tasvirlari;  $\omega_R$  – kompleks chastotaning haqiqiy qismi.

Agar plastinkaga chekli sondagi massalar prujinkalar yordamida o‘rnatilgan bo‘lsa, u holda harakat differensial tenglamasi quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi

$$\bar{D} \left( \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = f(x, y, t),$$

$$f(x, y, t) = \sum_{j=1}^J p_j(t) \delta(x - x_j) \delta(y - y_j),$$

$$p_j(t) = -\bar{k}_j [w(x_j, y_j, t) - z_j(t)] \quad (3)$$

$$m_j \frac{d^2 z_j(t)}{dt^2} = -p_j(t),$$

$$\bar{D} = D [1 - \Gamma_D^c(\omega_R) - i \Gamma_D^s(\omega_R)], \quad \bar{k} = k [1 - \Gamma_k^c(\omega_R) - i \Gamma_k^s(\omega_R)]$$

(3) tenglamalarni quyidagi chegaraviy shart asosida yechamiz:

$$x=0 \text{ va } x=a \text{ bo‘lganda } w = 0, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0.$$

(3) tenglamalarni erkin tebranishlar uchun yechamiz. U holda bu mexanik

sistemaning kompleks chastotalari topiladi. Uning yechimini quyidagi ko‘rinishda izlaymiz:

$$w = W(x, y)e^{i\omega t}, f(x, y, t) = F(x, y)e^{i\omega t}, p_j(t) = P_j e^{i\omega t}, z_j(t) = Z_j e^{i\omega t},$$

bunda  $\omega = \omega_R + i\omega_I, W(x, y), Z_j$  – ko‘chish amplitudalari. Bu (3) tenglamalar sistemasidagi birinchi tenglama quyidagi ko‘rinishni egallaydi:

$$\bar{D} \left( \frac{1}{A_b^4} \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^4} + \frac{2}{A_b^2} \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial \eta^4} \right) - \rho h b^4 \omega^2 W = b^4 F(\xi, \eta), \quad (4)$$

$$\text{bunda } A_b = a/b, F(\xi_j, \eta_j) = (1/ab) \sum_{j=1}^J P_j \delta(\xi - \xi_j) \delta(\eta - \eta_j),$$

$$P_j = \bar{k}_j [W(\xi_j, \eta_j) - Z_j], m_j \omega^2 Z_j = P_j, \xi_j = x_j/a, \eta_j = y_j/b.$$

Agar plastinkaning chekkalariga qo‘yilgan shartlardan foydalansak, u holda yechimni quyidagi ko‘rinishda izlaymiz:

$$W(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^{\infty} \sin(n\pi\xi) W_n(\eta), \quad (5)$$

(5) yechim (4) tenglamaning  $\xi = 0$  va  $\xi = 1$  dagi chegaraviy shartlarini qanoatlantiradi. Shuning bilan birga,  $F(\xi, \eta)$  ni Fur‘e qatoriga yoyamiz

$$F(\xi, \eta) = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \sin(n\pi\xi) F_n(\eta), F_n(\eta) = \int_0^1 F(\xi, \eta) \sin(n\pi\xi) d\xi. \quad (6)$$

Agar (5) va (6) ni (4) tenglamaga qo‘ysak, u holda kompleks koeffitsiyentli oddiy differensial tenglamani olamiz

$$\frac{d^4 W_n(\eta)}{d\eta^4} - \frac{2n^2 \pi^2}{A_b^2} \frac{d^2 W_n(\eta)}{d\eta^2} + \left[ \frac{(n\pi)^4}{A_b^4} - \frac{\rho h b^4 \omega^2}{D\Gamma_k} \right] W_n(\eta) = \frac{2b^4}{D\Gamma_k} F_n(\eta), \quad (7)$$

(7) tenglamaning umumiy yechimi quyidagicha izlanadi:

$$\begin{aligned} W_n(\xi, \eta) = & \sum_{n=1}^{L-1} \sin(n\pi\xi) [A_n \sin(\lambda_{n1}\eta) + B_n \cos(\lambda_{n1}\eta) + C_n sh(\lambda_{n2}\eta) + D_n ch(\lambda_{n2}\eta)] + \\ & + \sum_{n=1}^{L-1} \sin(n\pi\xi) \frac{b^4}{D\Gamma_k A_L^2 \lambda_{n1} \lambda_{n2}} \int_0^\eta F_n(s) [\lambda_{n1} sh(\lambda_{n2}(\eta-s)) - \lambda_{n2} \sin(\lambda_{n1}(\eta-s))] ds + \\ & + \sum_{n=L}^{\infty} \sin(n\pi\xi) [A_n sh(\lambda_{n1}\eta) + B_n ch(\lambda_{n1}\eta) + C_n sh(\lambda_{n2}\eta) + D_n ch(\lambda_{n2}\eta)] + \\ & + \sum_{n=1}^{L-1} \sin(n\pi\xi) \left[ \frac{b^4}{D\Gamma_k A_L^2 \lambda_{n1} \lambda_{n2}} \int_0^\eta F_n(s) [\lambda_{n1} sh(\lambda_{n2}(\eta-s)) - \lambda_{n2} sh(\lambda_{n1}(\eta-s))] ds \right], \end{aligned} \quad (8)$$

(8) tenglikni (7) ga qo‘ysak, bir jinsli algebragik tenglamar sistemasini olamiz.

Bu tenglamalar sistemasi yechimga ega bo‘lishi uchun asosiy aniqlovchisi nolga teng bo‘lish shartidan kompleks parametrli transsendent tenglama olinadi

$$\det[-[M]\omega^2 + [\bar{C}(\omega_R)]] = 0, \quad (9)$$

yoki determinantni ochib yozsak,

$$\begin{vmatrix} m_{11}\omega^2 + \bar{c}_{11}(\omega_R) & m_{12}\omega^2 + \bar{c}_{12}(\omega_R) & \dots & m_{1n}\omega^2 + \bar{c}_{1n}(\omega_R) \\ m_{21}\omega^2 + \bar{c}_{21}(\omega_R) & m_{22}\omega^2 + \bar{c}_{22}(\omega_R) & \dots & m_{2n}\omega^2 + \bar{c}_{2n}(\omega_R) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_{n1}\omega^2 + \bar{c}_{n1}(\omega_R) & m_{n2}\omega^2 + \bar{c}_{n2}(\omega_R) & \dots & m_{nn}\omega^2 + \bar{c}_{nn}(\omega_R) \end{vmatrix} = 0$$

transsendent tenglama olamiz. Bu transsendent tenglama Myuller usulida yechiladi. Bu tenglamaning ildizlari quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} \omega_k &= \omega_{Rk} - i\omega_{Ik}, \\ \omega_{n-k} &= \omega_{Rk} + i\omega_{Ik}, \quad (k=1, \dots, n) \end{aligned}$$

Bu yerda  $\omega_{Ik} > 0$  va  $\omega_{Rk} > 0$  – haqiqiy sonlar bo'lib,  $\omega_{Ik} > 0$  so'nish koeffitsiyentini ifodalaydi.

Agar erkinlik darajasi chekli mexanik sistemaning majburiy davriy harakati o'rganilsa, u holda bir jinsli bo'lmagan kompleks koeffitsiyentli algebraik tenglamalar sistemasini olamiz:

$$\sum_{k=1}^{6N} (C_{jk}(\lambda) - \lambda^2 a_{jk}) A_k = f_j. \quad (10)$$

(10) sistema Gauss usuli bilan yechiladi.

Agar o'rganilayotgan mexanik sistemaga turg'un bo'lmagan yuklanish ta'sir etsa, u holda differensial tenglama Laplass almashtirish bilan yechiladi.

Mexanik Sistema harakatini servo bog'lanishlar tomonidan boshqarishni ko'rib chiqamiz. Holati n ta  $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$ , umumlashgan koordinatalar bilan aniqlangan mexanik sistemani qaraymiz. Aytaylik, mexanik sistemaning harakati quyidagi ko'rinishdagi servo bog'lanishlar bilan chegaralangan bo'lsin:

$$q_1 = 0, q_2 = 0, \dots, q_k = 0, \quad (k \leq n) \quad (11)$$

Servo bog'lanishlar nazariyasidan, shuningdek, A.G.Azizov ishlaridan ma'lumki, servo bog'lanishli mexanik sistemalarda (11) bilan birgalikda quyidagi munosabatlar ham o'rinli bo'ladi:

$$q_1 = \eta_1, q_2 = \eta_2, \dots, q_k = \eta_k, \quad (12)$$

Aytaylik, servo bog'lanish reaksiya kuchlari ish bajarmaydigan yoki ishlari nolga teng bo'ladigan ko'chishlar quyidagicha

$$\delta q_1 = 0, \delta q_2 = 0, \dots, \delta q_k = 0,$$

yoki

$$\delta \eta_1 = 0, \delta \eta_2 = 0, \dots, \delta \eta_k = 0$$

ko'rinishida bo'lsin. A.G.Azizov ishlaridan ma'lumki, mexanik tizimning Lagranj ko'paytuvchilari qatnashgan harakat tenglamalarini quyidagicha yozish mumkin:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + \lambda_i, \quad (i=1, \dots, k)$$



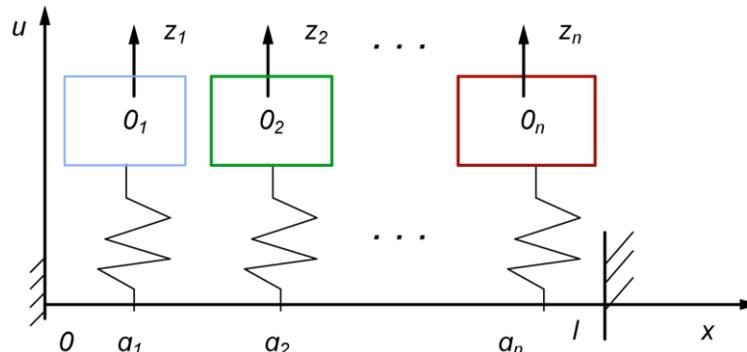
bu yerda  $b_0, b_1, b_3, \dots, b_{2n}$  – musbat doimiylar bo‘lib,  $a_{11}, a_{12}, \dots, a_{nn}$ ;  $b_{11}, b_{12}, \dots, b_{nn}$ ;  $c_{11}, c_{12}, \dots, c_{nn}$ ; larga bog‘liq bo‘ladi. (19) tenglamaning koeffitsiyentlari o‘zgarmas sonlar bo‘lgani uchun oxirgi shartlarni Gurvis kriteriyasidan foydalanib, sistemaning turg‘unlik shartlarini olish mumkin.

Shunday qilib, ikkinchi bobda yig‘ilgan massali qovushoq-elastik plastinkaning erkin va majburiy tebranishlari masalasining matematik qo‘yilishi, yechish metodikasi va algoritmi Myuller, Gauss, Laplas, integral almashtirishlar va ortogonal progonka metodlari asosida ishlab chiqildi.

Dissertatsiyaning **“Yig‘ilgan massali qovushoq-elastik sterjen va plastinkaning erkin tebranishlari”** deb nomlangan uchinchi bobi uchta paragrafdan iborat. Birinchi paragrafda balka va unga biriktirilgan yig‘ilgan massali jismlarning (yoki moddiy nuqtalarning) birgalikdagi erkin tebranishlari masalasi tadqiq qilingan. Balkaning ikki uchi mahkamlangan, demak,

$$u(0, t) = u(l, t) = 0, \quad \frac{\partial u(0, t)}{\partial x} = \frac{\partial u(l, t)}{\partial x} = 0, \quad (20)$$

bu yerda  $l$  – balka uzunligi,  $u(x, t)$  – balkaning ko‘ndalang ko‘chishi,  $t$  – vaqt. Ikki tomoni mahkamlangan balkaga o‘rnatilgan massalar sistemasining hisob sxemasi 2-rasmda keltirilgan. Bu mexanik sistemaning harakat-differensial tenglamalari Gamilton-Ostrogradskiy prinsipidan (konservativ mexanik sistemalar uchun olingan) foydalanib olish mumkin.



**2-rasm. Ikki tomoni mahkamlangan balkaga o‘rnatilgan massalar sistemasining hisob sxemasi**

U holda

$$\delta J = \int_{t_0}^{t_1} (-m\ddot{z} - \bar{k}(z - u(b, t)))\delta z dt + \int_{t_0}^{t_1} \int_0^l \left[ \bar{k}(z - u(x, t))\delta(x - b) - \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \right] \delta u dx dt = 0. \quad (21)$$

Variatsion kattaliklar  $\delta z(t)$  va  $\delta u(x, t)$  ning ixtiyoriyligini hisobga olib, variatsion usulning asosiy prinsiplaridan foydalansak, bu mexanik sistemaning tebranishlarini ifodalovchi gibrid integro-differensial tenglamalar sistemasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\begin{aligned} \tilde{E}I \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= f(x, t), \\ f(x, y, t) &= \sum_{j=1}^J p_j(t) \delta(x - a_j), \\ p_j(t) &= -\tilde{k}_j [u(x_j, t) - z_j(t)], \\ m_j \frac{d^2 z_j(t)}{dt^2} &= -p_j(t). \end{aligned} \quad (22)$$

$$\bar{k}_n \varphi(t) = k_n [1 - \Gamma_{nk}^c(\omega_R) - i \Gamma_{nk}^s(\omega_R)] \varphi(t),$$

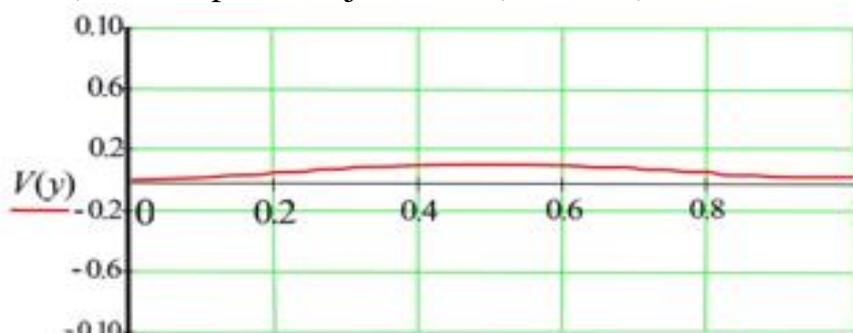
bu yerda  $I$  – balka ko‘ndalang kesimining inersiya momenti;  $F$  – balka ko‘ndalang kesimi yuzasi,  $a_j$  – balkaga massalar o‘rnatilgan nuqtalar. Bu sistema ham ikki holatda o‘rganildi. Birinchi holatda balka va yig‘ilgan massalarni balkaga birlashtirib turuvchi prujinkalar (massasiz elementlar) qovushoq-elastik. Ya‘ni mexanik sistema dissipativ bir jinsli. Bitta o‘rnatilgan massa uchun xos chastotalar haqiqiy va mavhum qismlarining o‘zgarishi 1-jadvalda keltirilgan. Ko‘rinib turibdiki, chastotalar haqiqiy qismi bilan mavhum qismlarining sekin oshishiga sabab bo‘lar ekan.

**1-jadval.**

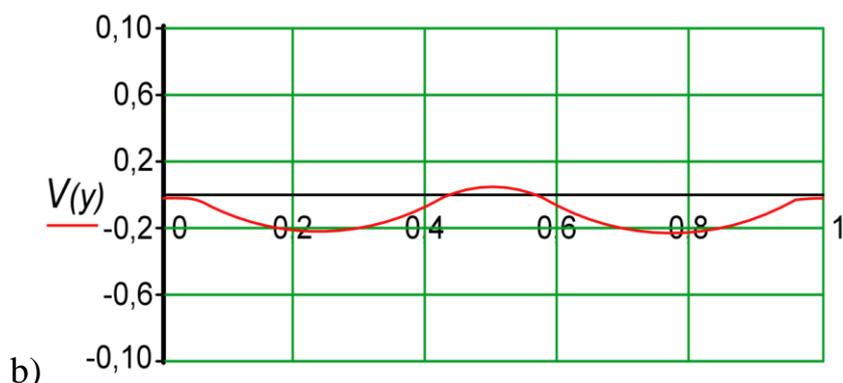
**Xos chastotalar haqiqiy va mavhum qismlarining o‘zgarishi**

No	Chastotaning haqiqiy qismi $\omega_R$	Chastotaning mavhum qismi $\omega_I$
1	1.12747	$0.09563 \times 10^{-3}$
2	3.21019	$0.12303 \times 10^{-3}$
3	4.39242	$0.34924 \times 10^{-3}$
4	7.18805	$0.79532 \times 10^{-3}$
5	11.32101	$0.81321 \times 10^{-3}$
6	13.10319	$0.91572 \times 10^{-3}$
7	15.02153	$0.97301 \times 10^{-3}$
8	17.18072	$1.09230 \times 10^{-3}$

3-ramda xos chastotalarga mos tebranishlar formasining o‘zgarishi dissipativ bir jinsli (3-a rasm) va dissipativ bir jinslimas (3-b rasm) sistemalar uchun keltirilgan.



a)



**3-rasm. Ikki tomoni mahkamlangan balkaga o‘rnatilgan massalar sistemasi-ning tebranish formalari (a.  $\omega = 3,04$ ; b.  $\omega = 17,51$ )**

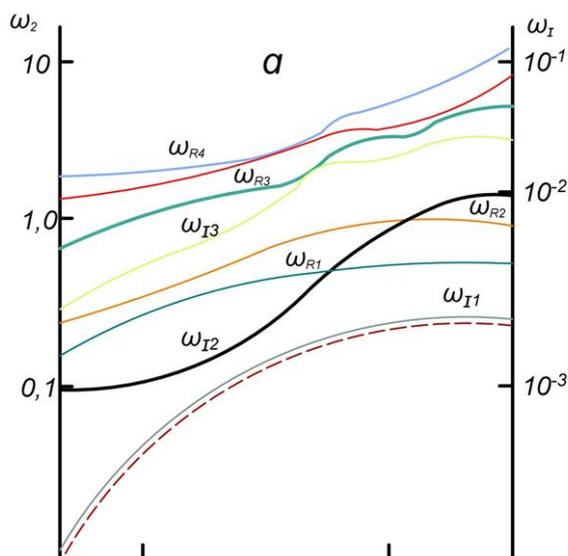
Taqqoslash uchun markaziga bitta massa osilgan tayanchli plastinkaning erkin tebranishlar chastotasi haqiqiy qismlarining osilgan massaning plastinka massasiga nisbati  $\eta$  ga nisbatan o‘zgarishi 2-jadvalda keltirilgan.

**2-jadval.**

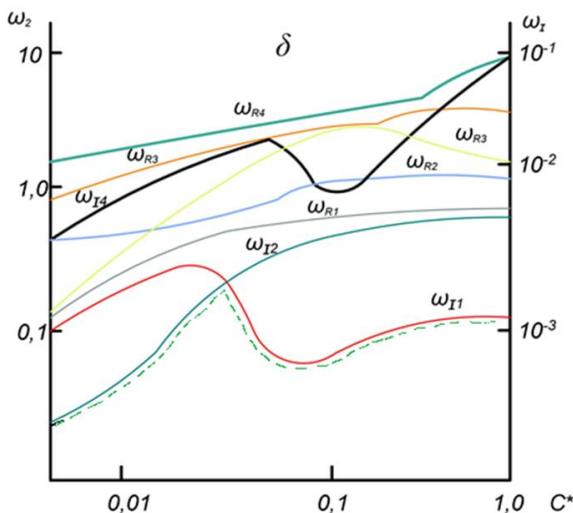
**Eng kichik tebranishlar chastotasi haqiqiy qismlarini solishtirish**

$\eta$	Eksperiment Musta.HAMDANI	ChEU (Low K.H., Ng C.K.)	Dissertatsiyadagi natijalar
0	62.76	67.62	67.01
0.12	-	54.76	51.92
0.20	-	51.87	50.82
0.28	41.94	44.45	43.24
0.36	-	40.21	38.75
0.41	34.14	38.90	36.16
0.50	-	37.36	35.87
0.69	28.41	31.88	30.89

Markaziga massa osilgan plastinkaning eng kichik tebranishlar chastotasining haqiqiy qismi stand laboratoriya shaklida o‘tkazilgan eksperiment va sonli usul orqali olingan natijalari bilan solishtirilgan (2-jadval). 2-jadvaldan ko‘rinib turibdiki, bizning olgan natijalar farqi sonli usuldan yaxshiroq, shuningdek, agar massalar  $\eta$  nisbati 5 % dan oshmasa, eksperimental va yarim analitik usulda olingan natijalar orasidagi farq 10 % dan oshmaydi. Bu nisbat 0,1 dan kichik ( $\eta < 0,1$ ) bo‘lsa, farq 15-20 % gacha oshadi. Dissipativ bir jinsli va bir jinsli bo‘lmagan mexanik sistemalarda chastotasining haqiqiy va mavhum qismlarini o‘zgarishi 4 va 5-rasmlarda keltirilgan. Dissipativ bir jinsli va bir jinsli bo‘lmagan mexanik sistemalarda chastotasining haqiqiy qismlari bir-biridan 5 % gacha farq qilar ekan. Mavhum qismlar esa bir-biridan tubdan farq qilishi topilgan.



**4-rasm. Tebranishlar chastotasini haqiqiy va mavhum qismlarining plastinka markaziga osilgan massa prujinasi bikrligining o'zgarishiga bog'liqligi (dissipativ bir jinsli sistema)**



**5-rasm. Tebranishlar chastotasini haqiqiy va mavhum qismlarining plastinka markaziga osilgan massa prujinasi bikrligining o'zgarishiga bog'liqligi (dissipativ bir jinslimas sistema)**

Olingan natijalardan ko'rinib turibdiki, osilgan massa plastinka massasidan juda kichik bo'lsa, u plastinkaning tebranishlariga ta'sir ko'rsatmas ekan. Plastinka markazida massalar joylashgan nuqtalarning siljishi erkin tebranishlar chastotasi haqiqiy va mavhum qismlarining kamayishiga olib kelishi aniqlandi. Qaralayotgan sistema uchun Troyanovskiy-Safarov effekti tasdiqlandi (dissipativ bir jinslimas sistemalar uchun). Global so'nish koeffitsiyenti (GSK)ni dissipativ bir jinsli sistemalarda birinchi chastotaning mavhum qismi bilan, dissipativ bir jinslimasistemalarda esa birinchi, ikkinchi, uchinchi va h.k. chastotalarning mavhum qismlari ifodalashi topildi. Chastotalar mavhum qismlari kesishgan nuqtalarda haqiqiy qiymatlari bir-biriga maksimal yaqin bo'lishi va bu nuqtalarda Troyanovskiy-Safarov effekti kuzatildi (dissipativ bir jinslimas sistemalar uchun). Rabotnovning kasr-eksponensial va Koltunov-Rjanitsin yadrolari parametrlarining

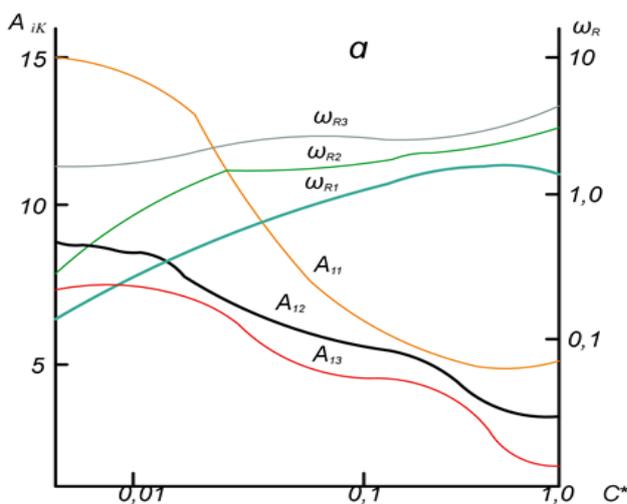
global soʻnish koeffitsiyenti (GSK)ga taʼsiri solishtirma baholandi va natijalar kichik chastotalar sohasida 10 % gacha farq qilishi topildi.

Dissertatsiyaning **“Yigʻilgan massali qovushoq-elastik sterjen va plastinkaning majburiy tebranishlari”** deb nomlangan toʻrtinchi bobi uchta paragrafdan iborat. Bu bobda yigʻilgan massali sterjen va plastinkaning garmonik kuch taʼsiridagi majburiy tebranishi masalasini koʻramiz. Bu bobda ikkinchi bobda ishlab chiqilgan metodikaga asosan masalalar yechilgan. Majburiy tebranishlarda masala kompleks koeffitsiyentli bir jinslimas algebraik tenglamalar sistemasini yechishga keltirilgan. Bu tenglamalar sistemasi Gauss usuli asosida yechiladi. Sonli natijalar olingan va tahlil qilingan. Agar osilgan massasi boʻlgan koʻp qatlamli plastinkaga nuqtaviy tayanchlar oʻrnatilgan boʻlsa, u holda uning harakat differensial tenglamalari (M.X.Teshayev tomonidan ishlab chiqilgan) quyidagicha boʻladi:

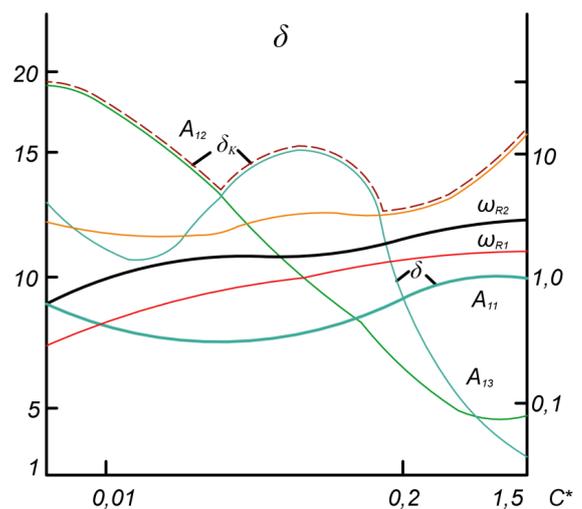
$$(A + \sum_{n=1}^{N_n} f_n(\omega_R) A_n^n + \sum_{n=1}^{N-1} \sum_{l=1}^{L_n} f_{ln}(\omega_R) A_{ln}^n + \sum_{n=1}^N \sum_{l=1}^{L_n} f_{ln}(\omega_R) A_{ln}^n - \omega^2 B) \bar{\xi} = 0, \quad (23)$$

bu yerda  $\bar{\xi}$  – umumlashgan koordinata ustun vektori;  $N_n$  – mexanik sistemadagi qovushoq-elastik elementlar soni;  $V$  – simmetrik umumlashgan massalar matritsasi;  $A_n^n, A_{ln}^n, A_{ln}^n$  -  $J \cdot N' \times J \cdot N'$  oʻlchovli matritsa.

Misol sifatida markaziga osilgan massaga birlik amplitudaga ega boʻlgan garmonik kuch taʼsiridagi kvadrat plastinka qaralgan. Plastinka materiali penoplastdan  $E=15$  MPa iborat. Plastinkaning enidan toʻrtta nuqtasi koʻchish amplitudasining chastotaga bogʻliq oʻzgarishi oʻrganildi. Dissipativ bir jinsli va bir jinsli boʻlmagan mexanik sistemalarda chastotaning haqiqiy va mavhum qismlarining prujinka oniy bikrlilik koeffitsiyentiga nisbatan oʻzgarishi 6 va 7-rasmlarda keltirilgan. Relaksatsiya yadrosi sifatida Koltunov-Rjanitsin yadrosi olingan. Bu yerda ham I.I.Safarov tomonidan topilgan global rezonans amplitudasi (GRA) va mexanik samara oʻrinli boʻlishi, GRA ning dissipativ bir jinsli boʻlmagan sistema uchun nomonotonligi koʻrsatilgan.



**6-rasm. Global rezonans amplituda (GRA)ning bikrlilik koeffitsiyentiga mos oʻzgarishi (dissipativ bir jinsli sistema)**



**7-rasm. Global rezonans amplituda (GRA)ning bikrlilik koeffitsiyentiga mos oʻzgarishi (dissipativ bir jinslimas sistema)**

## UMUMIY XULOSALAR

1. Birinchi marta deformatsiyalanuvchan plastinka va balka, ularga o'rnatilgan massalardan tashkil topgan qovushoq-elastik mexanik sistemalar umumlashgan matematik modeli uchun harakat differensial tenglamalar sistemasini ifodalovchi gibrid integro-differensial tenglamalar sistemasi olindi.

2. Nuqtali tayanchlari va biriktirilgan massalari bo'lgan ikki va uch o'lchovli dinamik masalarni (balka va plastinkadan iborat) qovushoq-elastik (dissipativ bir jinsli va bir jinslimas) mexanik tizimlarning erkin va majburiy tebranishlari muammosining matematik qo'yilishi, yarim analitik yechim olish metodikasi va algoritmi ishlab chiqildi.

3. Tayanchlari va yig'ilgan massasi bo'lgan dissipativ-bir jinsli (va bir jinsli bo'lmagan) qobiqlar tizimlarining erkin va majburiy chiziqli tebranishlari muammolari turg'un tebranishlar uchun yechildi. Butun tizimning dissipativlik xususiyatlarini tavsiflash uchun I.Y.Troyanovskiy va I.I.Safarov tomonidan kiritilgan global so'nish koeffitsiyenti (GSK) tushunchasidan foydalanildi. Dissipativ bir jinsli mexanik sistema uchun erkin tebranishlar chastotasi birinchi modasining mavhum qismi, dissipativ bir jinslimas sistema uchun esa birinchi, ikkinchi, uchinchi va h.k. modalar mavhum qismlari mexanik sistemadagi energiya dissipatsiyasini aniqlaydi.

4. Osiladigan massa plastinka massasidan judda kichik bo'lsa, u plastinka tebranishlariga ta'sir ko'rsatmasligi topildi. Plastinka markazida massalar joylashgan nuqtalarning siljishi erkin tebranishlar chastotasi haqiqiy va mavhum qismlarining kamayishga olib kelishi topildi.

5. Rabotnovning kasr-eksponensial va Koltunov-Rjanitsin yadrolari parametrlarining GSK ga ta'siri solishtirma baholandi, natijalar kichik chastotalar sohasida 10 % gacha farq qilishi topildi.

6. Mexanik sistemaning tebranishlarini boshqarishda sistema harakati servo bog'lanishlar bilan chegaralangan, deb qarab, servo bog'lanish reaksiya kuchlari yordamida mexanik sistema tebranishlarining turg'unligini ta'minlash usuli ishlab chiqildi.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ  
СТЕПЕНЕЙ НА ОСНОВЕ НАУЧНОГО СОВЕТА  
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 ПРИ БУХАРСКОМ  
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ**

---

**БУХАРСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

**ХАМИДОВ ФАРХОД ФАХРИДИНОВИЧ**

**СВОЙСТВА СОБСТВЕННЫХ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ  
ВЯЗКОУПРУГОЙ ПЛАСТИНКИ С СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ  
МАССАМИ**

**01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела  
01.02.01-Теоретическая механика**

**АВТОРЕФЕРАТ**  
**диссертации доктора философии (Doctor of Philosophy) по физико-математическим  
наукам**

**Бухара – 2024**

**Тема диссертации доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам зарегистрирована за номером № В2024.3.PhD/FM476 в Высшей Аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан.**

Диссертация выполнена в Бухарском инженерно-технологическом институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском, английском (резюме)) размещен на веб-странице Бухарского инженерно-технологического института ([www.buxmti.uz](http://www.buxmti.uz)) и на Информационно образовательном портале "ZiyoNet" ([www.ziyo.net](http://www.ziyo.net)).

**Научные руководители:**

**Тешаев Мухсин Худойбердиевич**  
доктор физико-математических наук (DSc)

**Болтаев Зафар Ихтиёрвич**  
доктор физико-математических наук (DSc),  
профессор

**Официальные оппоненты:**

**Дусматов Олимжон Мусурмонович**  
доктор физико-математических наук, профессор.

**Мавланов Тулкин Мавланович**  
доктор технических наук, профессор.

**Ведущая организация:**

**Ташкентский государственный технический университет**

Защита диссертации состоится 10 января 2025 г. в 09<sup>00</sup> часов на заседании разового Научного совета на основе Научного совета Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 при Бухарском инженерно-технологическом институте (Адрес: 100118, г.Бухара, ул. Каюма Муртазаева 15. Тел.: (+998-65) 223-78-84; факс: (+998-65) 223-79-72, e-mail: [bmti\\_info@edu.uz](mailto:bmti_info@edu.uz)).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Бухарского инженерно-технологического института (зарегистрирована за № 336). (Адрес: 100118, г.Бухара, ул. Каюма Муртазаева 15. Тел.: (+99865) 223-78-84;).

Автореферат диссертации разослан 26 декабря 2024 года.

(протокол рассылки № 1 от 23 ноября 2024 г.)



**Д.К. Дурдиев**

Председатель разового Научного совета по присуждению ученых степеней, доктор физико-математических наук, профессор

**Ш.Р. Ахмедов**

Ученый секретарь разового Научного совета по присуждению ученых степеней, кандидат технических наук, доцент.

**Б.С. Рахмонов**

Председатель разового Научного семинара при Научном совете по присуждению ученых степеней, доктор технических наук, (DSc) доцент

## ВВЕДЕНИЕ (аннотация докторской (PhD) диссертации)

**Актуальность и востребованность темы диссертации.** В мире использование усовершенствованных вычислительных методов при решении задач, связанных с взаимодействием, обеспечением устойчивости различных электронных устройств, установленных на движущихся транспортных средствах, занимает одну из ведущих позиций. В мировом масштабе снижение динамических напряжений и деформаций, возникающих в электронных устройствах, являющихся неотъемлемой частью транспортных средств, требует внедрения новых методов предотвращения возникающих в них резонансных ситуаций. В связи с этим, учитывая многообразие вязкостных свойств элементов в механической системе, важным считается разработка и использование методов, позволяющих исследовать, обобщать, применять сложные проблемы, связанные с их взаимодействием в колебательном процессе.

В мире ведутся научно-исследовательские работы, направленные на разработку новых научно-технических решений динамических задач с учетом вязкоупругих и неоднородных свойств материала. В этой связи особое внимание уделяется исследованию напряженно-деформируемого состояния конструкций, состоящих из тонких пластин, взаимодействующих друг с другом с помощью амортизаторов, к которым прикреплены сосредоточенные массы, выявлению опасных напряжений, разработке и развитию методики повышения прочности конструкций, определению их свойств.

В нашей Республике в связи со значительным увеличением явления резонанса многих технических конструкций, в том числе транспортных средств, летательных аппаратов, проводятся целевые научные исследования по обеспечению их устойчивости, исследованию напряженно-деформированного состояния и определению их опасных напряжений. Проведен широкий комплекс мероприятий по изучению характеристических и вынужденных колебаний тонких прямоугольных пластин, к которым прикреплены сосредоточенные массы, взаимодействующие с помощью амортизаторов, достигнуты определенные результаты. В Указе Президента Республики Узбекистан “Об утверждении Концепции развития науки до 2030 года” от 29 октября 2020 года определен ряд важных задач, в том числе, «...широкое использование научно-инновационного потенциала, определение приоритетных направлений систематического реформирования науки в перспективе, подготовка самостоятельно мыслящих высококвалифицированных кадров с современными знаниями...»<sup>2</sup> важное значение в реализации этих задач приобретает разработка и развитие методики определения свойств собственных и вынужденных колебаний упругой пластины с сосредоточенной массой.

Данная диссертационная работа в определенной мере служит при выполнении поставленных задач в Указе Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года № ПФ-60 “О стратегии развития нового

---

<sup>2</sup> Указ Президента Республики Узбекистан № ПФ-6097 "Об утверждении Концепции развития науки до 2030 года" от 29 октября 2020 года

Узбекистана на 2022-2026 годы”, и от 30 июля 2020 года № ПП–4794 “О мерах по коренному совершенствованию системы обеспечения сейсмической безопасности населения и территории Республики Узбекистан” , в Постановлении Кабинета министров Республики Узбекистан от 26 августа 2020 года № 515 “О внесении изменений в постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан от 26 августа 2020 года № 515 ”О дальнейшем совершенствовании государственной системы предупреждения и реагирования на чрезвычайные ситуации в Республике Узбекистан” и иных нормативно-правовых актах, касающихся данной деятельности.

**Соответствие исследований приоритетам развития науки и технологий Республики.** Данная научно-исследовательская работа проводилась в рамках приоритетных направлений: IV. «Математика, механика, сейсמודинамика сооружений и информатика» и XIV. «Сейсмология, сейсмическая безопасность зданий и сооружений и сооружений».

#### **Степень изученности проблемы.**

Многие известные учёные, например: Ильинский В.С., Скучик Е., Ганиев Р.Ф., Карпушин В.Б., Сергеев С.И., Стретт Дж.В. (Рели), Генкин М.Д., Вейц В.Л., Вольфсон И.И., Пановко Я.Г., Колесников К.С., Ден-Гартог Ж.П., Тимошенко С.П., Рабинович Н.М., Рутман Ю., Улитин В., Бенамар Р., Беннуна М.М. и узбекские ученые, в том числе: Рахматулин Х.А., Кабулов В.К., Мардонов Б.М., Алимухаммедов Ш., Маматкулов Ш.М., Мирсаидов М.М., Бадалов Ф.Б., Мавлонов Т.М., Сафаров И.И., Эшматов Х., Юлдашев Ш.С. и др. проводили научный анализ и сравнительный обзор некоторых проблем виброзащиты элементов машин. В настоящее время существует ряд задач, связанных с динамикой вязкоупругих механических систем (диссипативных однородных и неоднородных), решение которых позволяет решить новые аспекты вибраций и задачи виброзащиты. Создание надежных методов и алгоритмов позволяет решить многие проблемы устойчивости и устойчивости, вызванные динамическими нагрузками в машиностроении, авиации и наземном транспорте.

**Связь темы диссертации с научными планами вуза, в котором выполнена диссертация.** Научно-исследовательская работа диссертации выполнена в соответствии с планом НИР Бухарского инженерно-технологического института в рамках проекта ФМ-01-2020-2024 «Математическое моделирование механических процессов в вязкоупругих телах» ( 2021-2024).

**Цель исследования** – разработать методологию и алгоритм аналитического и численного исследования задач собственных и вынужденных (вибрационные нагрузки) колебаний вязкоупругой пластины с собранной массой, а также проанализировать численные результаты.

#### **Задачи исследования:**

разработка математической постановки, методики и алгоритма решения задач о собственных и вынужденных (вибрационных нагрузок) колебаниях вязкоупругой пластины с накопленной массой;

сравнительная оценка изменения характерных частот (действительной и мнимой частей) и формы вязкоупругой пластины с накопленной массой в

зависимости от ее геометрических и физико-механических параметров;

сравнительная оценка изменения реальной и мнимой частей собственных частот вязкоупругой пластины со структурно-неоднородной сосредоточенной массой в зависимости от коэффициента мгновенной жесткости;

частотно-зависимое исследование амплитуд перемещений и напряжений вязкоупругой пластины с сосредоточенной массой под действием вибрационного нагружения;

разработка теории управления резонансными режимами (системы виброзащиты) собранной массовой механической системы на основе теории следящих систем.

**Объектом исследования** является вязкоупругая пластина, прикрепленные к ней сосредоточенные массы, деформируемые элементы (пружины).

**Предметом исследования** являются математические модели и методы решения задач динамики механических систем, состоящих из структурно-неоднородной прикрепленной массовой пластины, алгоритмы, основанные на сложной арифметике.

**Методы исследования.** В процессе исследования применены методы механики деформируемого твердого тела, принцип возможных перемещений, методы теоретической механики (дифференциальные уравнения движения материальной точки, уравнения Лагранжа второго рода, принцип Даламбера-Лагранжа, методы динамика механических систем с сервосвязями), замораживание, разделение переменных, методы Гаусса, Лапласа и Мюллера.

#### **Научная новизна исследований:**

на основе принципа Гамильтона-Остроградского впервые разработана математическая постановка задач о собственных и вынужденных (под действием вибрационных нагрузок) колебаниях вязкоупругой пластины, методика решения, а также алгоритм, основанный на методах Гаусса, Мюллера, Лапласа, позволяющий защитить вязкоупругую пластину от резонансных колебаний;

на основе методики выражающей затухание энергии в диссипативных системах определены методы защиты электронных устройств, установленных на движущихся транспортных средствах, от различных вредных колебаний;

на основе эффекта Трояновского-Сафарова было обнаружено, что влияние дробно-экспоненциальных параметров ядра Работнова и Колтунова-Ржаницына на глобальный коэффициент затухания (ГСК) различаются, в области малых частот, до 10% ;

изменяя геометрическое положение точек, в которых находятся массы диссипативной механической системы, создана возможность уменьшения реальной и мнимой частей частоты колебаний до 15%.

впервые на основе классической теории систем с сервосвязями разработан метод активной виброзащиты пластины с сосредоточенной массой, соединенных между собой вязкоупругими элементами, в области малых частот.

**Практические результаты исследования** заключаются в следующем:

разработанная методика и алгоритм позволяют в несколько раз снизить амплитуды колебаний структурно-неоднородных механических систем в резонансных режимах;

обоснована зависимость интенсивности диссипации энергии в структурно-неоднородных механических системах от пространственного расположения элементов механической системы и физико-механических параметров;

разработана методика определения области интенсивности затухания (диссипации) энергии диссипативно-неоднородной механической системы, состоящей из пластинки с сосредоточенными массами и безмассовых деформируемых элементов.

**Достоверность результатов исследований** объясняется корректной постановкой граничных условий, строгостью полученных математических выражений, систематическим использованием обоснованных методов решения, сравнением с решениями других исследователей при оценке точности решений и их адекватностью с полученными результатами, а также их внедрением.

**Теоретическая и практическая значимость результатов исследования.** Теоретическая значимость полученных результатов исследований состоит в том, что они составляют основу для создания теории интенсивности энергии вязкоупругих (диссипативно-однородных и неоднородных) механических систем, состоящих из пластин с присоединенными массами.

Практическая значимость работы заключается в разработке методики и алгоритма определения и оптимизации характеристик гашения колебаний механической системы (динамического напряженно-деформированного состояния) в целом.

#### **Внедрение результатов исследований.**

На основе результатов, полученных при исследовании методики и алгоритма решения задач о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругой пластины с сосредоточенной массой:

при определении частотной зависимости изменения амплитуд перемещений и напряжений под действием вибрационной нагрузки и эффектов изменения действительной и мнимой частей собственных частот структурно-неоднородных вязкоупругих механических систем в зависимости от мгновенного коэффициента жесткости в рамках фундаментального проекта ОТ -Ф4-01 «Методика исследования нелинейного динамического напряженно-деформированного состояния криволинейных участков многослойных композитных труб, протекающих через вязкую жидкость, под воздействием температуры и динамического нагружения», выполненном в 2017-2020 годах в Ташкентском химико-технологическом институте (Справка № 1101-2248 от 24 августа 2024 г.). В результате это позволило разработать теорию нелинейного динамического напряженно-деформированного состояния криволинейных участков многослойных композитных труб, в которых течет вязкая жидкость, под воздействием температурных и динамических нагрузок;

в определении частотной зависимости изменения амплитуд

перемещений и напряжений под воздействием вибрационных нагрузок и эффектов изменения действительных и мнимых частей структурно-неоднородных вязкоупругих механических систем в зависимости от мгновенного коэффициента жесткости при реализации инновационного проекта № С-ОКП-17 «Разработка усовершенствованной 138-пильной рабочей камеры джина», выполняемого в Институте механики и сейсмостойкости сооружений 2019-2021 годах (Справка № 1002-3 от 6 сентября 2024 г.). В результате это позволило сэкономить 10-15% энергии в механизме пилы и уменьшить повреждение волокон.

**Апробация результатов исследования.** Результаты исследования обсуждались и одобрены на 4 Международных и 4 Республиканских научно-практических конференциях.

**Публикация результатов исследования.** Всего по теме диссертации опубликовано 20 научных работ, из них 4 статей опубликованы в научных изданиях, в том числе 2 в Республиканских журналах, в которых изложены основные научные результаты диссертации доктора философских наук (PhD) Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан рекомендованы к публикации и в 2 зарубежных журналах.

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

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ**

Во введении обосновывается актуальность и востребованность диссертационного исследования, формируются цель и задачи, объект и предмет исследования. Показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан, описаны научная новизна и практические результаты исследования. Обоснована достоверность полученных результатов, подчеркнута их научная и практическая значимость. Представлена информация о внедрении результатов исследования, опробации работы, опубликованных работах, структуре и объеме диссертации.

**Первая глава** диссертации под названием «Анализ литературы, посвященной изучению собственных и вынужденных колебаний пластины с сосредоточенными массами» состоит из двух параграфов, причем в первом параграфе представлен анализ литературы, посвященной изучению линейных собственных и вынужденные колебаний. На основе анализа литературы установлен, что в основном использовался вариационный подход Рэлея-Ритца для нахождения резонансных частот и для исследования вынужденных колебаний пластин с прикрепленными различными твердыми массами. Кроме того, формула частоты была получена аналитически с использованием энергетического метода теории вибраций. Такими вопросами занимались Жигалко Ю.П., Мижидон А.Д., Баргуев С.Г., Лин Х.Ю., Цай Ю.С. Результат анализа показывает, что изучению диссипации энергии в механической системе уделено мало внимания. Во втором параграфе представлен анализ литературы, посвященной исследованию нелинейных колебаний пластин с присоединенными массами. Узбекские ученые Х. Эшматов, Ф.Б. Бадалов и

другие также проводили исследования по таким вопросам. В этих работах не уделено внимания изучению проблем устойчивости механических систем, диссипации энергии и резонансного состояния.

**Вторая глава диссертации, названной «Постановка, методика решения и алгоритм задачи о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругой пластины с сосредоточенными массами»** состоит из четырех параграфов, причем в первом параграфе представлены математическая постановка и методы решения задачи о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругой пластины с сосредоточенными массами. Во втором и третьем параграфах представлен алгоритм решения задачи о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругой пластины с сосредоточенной массой. В четвертом параграфе представлены математическая постановка и метод решения задачи активной защиты от резонанса вязкоупругой пластины с сосредоточенной массой.

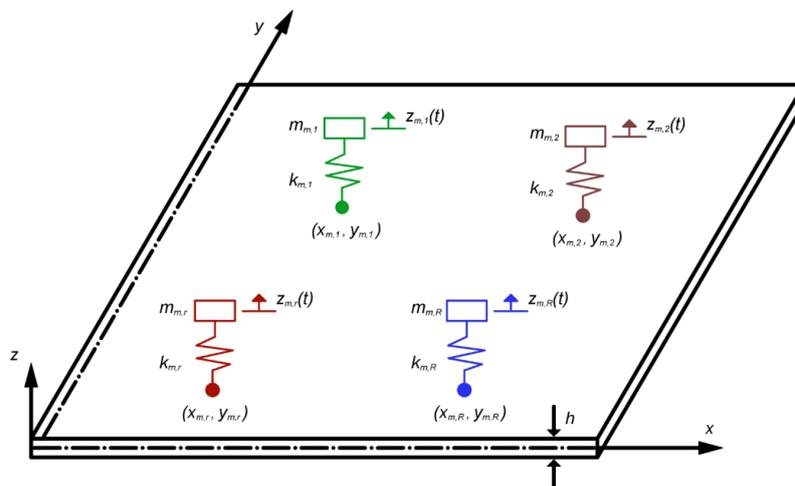
Будем считать, что дана изотропная пластина. К этой пластине материальные точки (или массы), подвешены посредством деформируемых безмассовых элементов. Пластина может быть прямоугольной или квадратной. Исследуются два типа движения: линейные свободные колебания и вынужденные гармонические колебания. (рис. 1).

Дифференциальное уравнение движения собственных и вынужденных колебаний механической системы, представленное на рисунке 1, получено из принципа возможного перемещения, то есть, суммы вариаций работ, совершаемых внутренними, внешними и инерционными силами, равна нулю:

$$\delta A = \delta A_{\sigma} + \delta A_I + \delta A_F = 0, \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} \delta A_{\sigma} &= -\sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \sum_{e=1}^{S_1} \Gamma_e \delta \Delta e, \\ \delta A_I &= -\sum_{n=1}^{S_a} \int_{V_n} \rho_u \frac{\partial^2 \bar{u}_n}{\partial t^2} \delta \bar{u}_n dV - \sum_{k=1}^N m_k \frac{d^2 \bar{u}_k}{dt^2} \delta \bar{u}_k - \sum_{k=1}^N I_k \frac{d\bar{\omega}_k}{dt^2} \delta \bar{\omega}_k \bar{l}, \bar{\omega}_k = \frac{d\bar{\varphi}_k}{dt} \bar{l} \\ \delta A_F &= -\sum_{n=1}^{S_2} \int \rho_n \bar{f} \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^{S_1} \int \bar{f}_n \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^N \bar{F}_n \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^N \bar{m}_k \delta \bar{\varphi}_k \end{aligned}$$



**Рис. 1. Схема расчета пластины с сосредоточенными массами**

$\delta\varepsilon_{ij}$ ,  $\delta\Delta e$  - вариация деформации тела при распределенных параметрах и вариация смещения элементов сосредоточенной массы;  $\rho_n$  - точечная плотность  $n$ -го элемента;  $m_k$  - масса  $k$ -го твердого тела;  $u, u_k, \delta u_1, \delta u_k$  - векторы смещения деформируемых элементов с распределенными параметрами и точечными сосредоточенными элементами и их вариации;  $f, \rho$  - плотность поверхностных сил, действующих на деформируемый элемент с распределенными параметрами и плотность массовых;  $V_n, E_n$  - объем и поверхность  $n$ -го деформируемого тела с распределенными параметрами;  $I_n$  - центральный момент инерции  $n$ -го твердого тела;  $F_m, M_k$  - главный вектор и главный момент сил, действующих на  $k$ -е твердое тело.

Для деформируемых тел связь между напряжениями и деформацией имеет вид:

$$\sigma_{ij} = \lambda_n \varepsilon_{ni} \delta_{ji} + 2\bar{\mu}_n \varepsilon_{ni}, \quad S = S_1 + S_2, \quad n = 1, 2, 3, \dots, S, \quad (2)$$

где

$$\bar{\lambda}_n = \lambda_n \left[ 1 - \Gamma_{n\lambda}^c(\omega_R) - i \Gamma_{n\mu}^s(\omega_R) \right],$$

$$\Gamma_{\lambda,m}^c(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,m}(\tau) \cdot \cos \omega\tau \, d\tau; \quad \Gamma_{\lambda,\mu}^s(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,\mu}(\tau) \sin \omega\tau \, d\tau,$$

$F_e$  - напряжение  $i$ -го точечного элемента,  $\Delta e$  - смещение данного элемента;  $\bar{C}_e, \sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$  - жесткость, напряжение и деформация деформируемого элемента;  $\Gamma_e^c, \Gamma_e^s, \Gamma_{n\lambda}^c, \Gamma_{n\lambda}^s, \Gamma_{n\mu}^c, \Gamma_{n\mu}^s$  - синус и косинус образы Фурье ядра релаксации элемента с  $i$ -й сосредоточенной массой и  $n$ -м распределенным параметром;  $\omega_R$  - действительная часть комплексной частоты.

Если к пластине с помощью пружинок прикреплено конечное число масс, то дифференциальное уравнение движения

$$\bar{D} \left( \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = f(x, y, t),$$

$$f(x, y, t) = \sum_{j=1}^J p_j(t) \delta(x - x_j) \delta(y - y_j),$$

$$p_j(t) = -\bar{k}_j [w(x_j, y_j, t) - z_j(t)], \quad (3)$$

$$m_j \frac{d^2 z_j(t)}{dt^2} = -p_j(t),$$

$$\bar{D} = D [1 - \Gamma_D^c(\omega_R) - i \Gamma_D^s(\omega_R)], \quad \bar{k} = k [1 - \Gamma_k^c(\omega_R) - i \Gamma_k^s(\omega_R)]$$

Решим уравнения (3) на основе следующих граничных условий:

$$\text{при } x=0 \text{ и } x=a \quad w = 0, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0.$$

Решим уравнение (3) для свободных колебаний. Тогда находятся комплексные частоты этой механической системы. Ее решение ищем в следующем виде

$$w = W(x, y) e^{i\omega t}, \quad f(x, y, t) = F(x, y) e^{i\omega t}, \quad p_j(t) = P_j e^{i\omega t}, \quad z_j(t) = Z_j e^{i\omega t}$$

где  $\omega = \omega_R + i\omega_I$ ,  $W(x, y)$ ,  $Z_j$  – амплитуды смещений. Первое уравнение в этой системе уравнений (3) имеет следующий вид

$$\bar{D} \left( \frac{1}{A_b^4} \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^4} + \frac{2}{A_b^2} \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial \eta^4} \right) - \rho h b^4 \omega^2 W = b^4 F(\xi, \eta), \quad (4)$$

где  $A_b = a/b$ ,  $F(\xi_j, \eta_j) = (1/ab) \sum_{j=1}^J P_j \delta(\xi - \xi_j) \delta(\eta - \eta_j)$ ,

$$P_j = \bar{k}_j [W(\xi_j, \eta_j) - Z_j], \quad m_j \omega^2 Z_j = P_j, \quad \xi_j = x_j / a, \quad \eta_j = y_j / b.$$

Если использовать условия, заданные на краях пластинки, то решение ищем в следующем виде

$$W(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^{\infty} \sin(n\pi\xi) W_n(\eta), \quad (5)$$

Решение (5) удовлетворяет граничным условиям уравнения (4). Разложим  $F(\xi, \eta)$  в ряд Фурье

$$F(\xi, \eta) = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \sin(n\pi\xi) F_n(\eta), \quad F_n(\eta) = \int_0^1 F(\xi, \eta) \sin(n\pi\xi) d\xi. \quad (6)$$

Если подставить (5) и (6) в уравнение (4), то получим обыкновенное дифференциальное уравнение с комплексными коэффициентами

$$\frac{d^4 W_n(\eta)}{d\eta^4} - \frac{2n^2 \pi^2}{A_b^2} \frac{d^2 W_n(\eta)}{d\eta^2} + \left[ \frac{(n\pi)^4}{A_b^4} - \frac{\rho h b^4 \omega^2}{D\Gamma_k} \right] W_n(\eta) = \frac{2b^4}{D\Gamma_k} F_n(\eta), \quad (7)$$

Общее решение уравнения (7) ищется следующим образом

$$\begin{aligned} W_n(\xi, \eta) = & \sum_{n=1}^{L-1} \sin(n\pi\xi) [A_n \sin(\lambda_{n1}\eta) + B_n \cos(\lambda_{n1}\eta) + C_n sh(\lambda_{n2}\eta) + D_n ch(\lambda_{n2}\eta)] + \\ & + \sum_{n=1}^{L-1} \sin(n\pi\xi) \frac{b^4}{D\Gamma_k A_L^2 \lambda_{n1} \lambda_{n2}} \int_0^\eta F_n(s) [\lambda_{n1} sh(\lambda_{n2}(\eta-s)) - \lambda_{n2} \sin(\lambda_{n1}(\eta-s))] ds + \\ & + \sum_{n=L}^{\infty} \sin(n\pi\xi) [A_n sh(\lambda_{n1}\eta) + B_n ch(\lambda_{n1}\eta) + C_n sh(\lambda_{n2}\eta) + D_n ch(\lambda_{n2}\eta)] + \\ & + \sum_{n=1}^{L-1} \sin(n\pi\xi) \left[ \frac{b^4}{D\Gamma_k A_L^2 \lambda_{n1} \lambda_{n2}} \int_0^\eta F_n(s) [\lambda_{n1} sh(\lambda_{n2}(\eta-s)) - \lambda_{n2} sh(\lambda_{n1}(\eta-s))] ds \right], \end{aligned} \quad (8)$$

Если подставить (8) в (7), то получим систему однородных алгебраических уравнений. Для того чтобы данная система уравнений имела решение, из условия равенства нулю главного определителя получают трансцендентное уравнение с комплексными параметрами

$$\det[-[M]\omega^2 + [\bar{C}(\omega_R)]] = 0, \quad (9)$$

или если раскрыть определитель

$$\begin{vmatrix} |m_{11}\omega^2 + \bar{c}_{11}(\omega_R) & m_{12}\omega^2 + \bar{c}_{12}(\omega_R) & \dots & m_{1n}\omega^2 + \bar{c}_{1n}(\omega_R)| \\ |m_{21}\omega^2 + \bar{c}_{21}(\omega_R) & m_{22}\omega^2 + \bar{c}_{22}(\omega_R) & \dots & m_{2n}\omega^2 + \bar{c}_{2n}(\omega_R)| \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ |m_{n1}\omega^2 + \bar{c}_{n1}(\omega_R) & m_{n2}\omega^2 + \bar{c}_{n2}(\omega_R) & \dots & m_{nn}\omega^2 + \bar{c}_{nn}(\omega_R)| \end{vmatrix} = 0$$

получаем трансцендентное уравнение. Это трансцендентное уравнение

решается методом Мюллера. Корни этого уравнения следующие:

$$\begin{aligned}\omega_k &= \omega_{Rk} - i\omega_{Ik}, \\ \omega_{n-k} &= \omega_{Rk} + i\omega_{Ik}, \quad (k=1, \dots, n)\end{aligned}$$

Если исследовать вынужденные периодические движения механической системы с конечным числом степеней свободы, то получим систему неоднородных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами:

$$\sum_{k=1}^{6N} (C_{jk}(\lambda) - \lambda^2 a_{jk}) A_k = f_j. \quad (10)$$

Система (10) решается методом Гаусса.

Если на исследуемую механическую систему действует нестационарное нагружение, то дифференциальное уравнение решается преобразованиями Лапласа.

Рассмотрим управление механическим движением системы с помощью сервосвязей. Рассмотрим механическую систему, состояние которой определяется  $q_1, q_2, \dots, q_n$  обобщенными координатами. Предположим, что движение механической системы стеснено серво связями

$$q_1 = 0, q_2 = 0, \dots, q_k = 0, \quad (k \leq n) \quad (11)$$

Из теории систем с сервосвязями, а также из работ Азизова А.Г. известно, что в серво системах наряду с (11) имеют место и соотношения:

$$q_1 = \eta_1, q_2 = \eta_2, \dots, q_k = \eta_k. \quad (12)$$

Пусть перемещения, на которых реакции сервосвязей работы не производят имеют вид

$$\delta q_1 = 0, \delta q_2 = 0, \dots, \delta q_k = 0,$$

или

$$\delta \eta_1 = 0, \delta \eta_2 = 0, \dots, \delta \eta_k = 0$$

Из работ Азизова А.Г. известно, что уравнения движения механической системы с множителями Лагранжа можно записать в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + \lambda_i, \quad (i=1, \dots, k)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{k+j}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{k+j}} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_{k+j}} + Q_{k+j}, \quad (j=1, \dots, (n-k)) \quad (13)$$

где  $T, \Pi$  – кинетическая и потенциальная энергии механической системы;  $Q_i$  – обобщенные силы, соответствующие обобщенной координате  $q_i$ ;  $\lambda_i$  – силы реакции сервосвязей.

Кинетическая и потенциальная энергии механической системы имеют вид:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j, \quad \Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} q_i q_j \quad (14)$$

Подставив (14) в (13) получим следующую систему дифференциальных уравнений



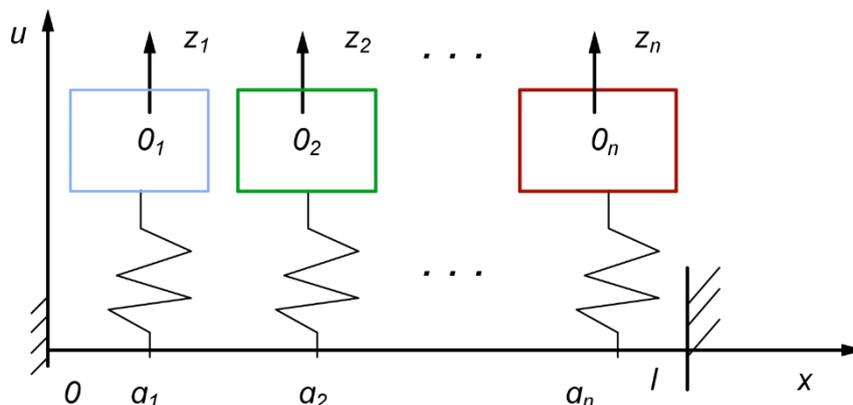
$$u(0,t) = u(l,t) = 0, \quad \frac{\partial u(0,t)}{\partial x} = \frac{\partial u(l,t)}{\partial x} = 0, \quad (20)$$

где  $l$  — длина балки,  $u(x,t)$  — поперечное смещение балки,  $t$  — время. Расчетная схема системы закрепленной с обеих сторон балки с сосредоточенными массами, представлена на рис. 2. Дифференциальные уравнения движения этой механической системы можно получить, используя принцип Гамильтона-Остроградского (полученный для консервативных механических систем).

Тогда получим

$$\begin{aligned} \delta J = & \int_{t_0}^{t_1} (-m\ddot{z} - \bar{k}(z - u(b,t)))\delta z dt + \\ & + \int_{t_0}^{t_1} \int_0^l \left[ \bar{k}(z - u(x,t))\delta(x - b) - \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \right] \delta u dx dt = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

С учетом произвольности вариаций  $\delta z(t)$  и  $\delta u(x,t)$  и с использованием основными принципами вариационного метода получим систему гибридных интегро-дифференциальных уравнений, представляющих колебания этой механической системы:



**Рис. 2. Схема расчета системы закрепленной с обеих сторон балки с сосредоточенными массами**

$$\begin{aligned} \tilde{E}I \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= f(x,t), \\ f(x,y,t) &= \sum_{j=1}^n p_j(t) \delta(x - a_j), \\ p_j(t) &= -\tilde{k}_j [u(x_j,t) - z_j(t)], \\ m_j \frac{d^2 z_j(t)}{dt^2} &= -p_j(t), \\ \bar{k}_n \varphi(t) &= k_n [1 - \Gamma_{nk}^c(\omega_R) - i \Gamma_{nk}^s(\omega_R)] \varphi(t) \end{aligned} \quad (22)$$

где  $I$  — момент инерции поперечного сечения балки;  $F$  — поверхность его поперечного сечения,  $a_j$  — точка крепления масс к балке. Эта система также изучалась в двух случаях. В первом случае пружины (безмассовые элементы), соединяющие балку с сосредоточенными массами являются вязкоупругими, т.е. механическая система диссипативно-однородна.

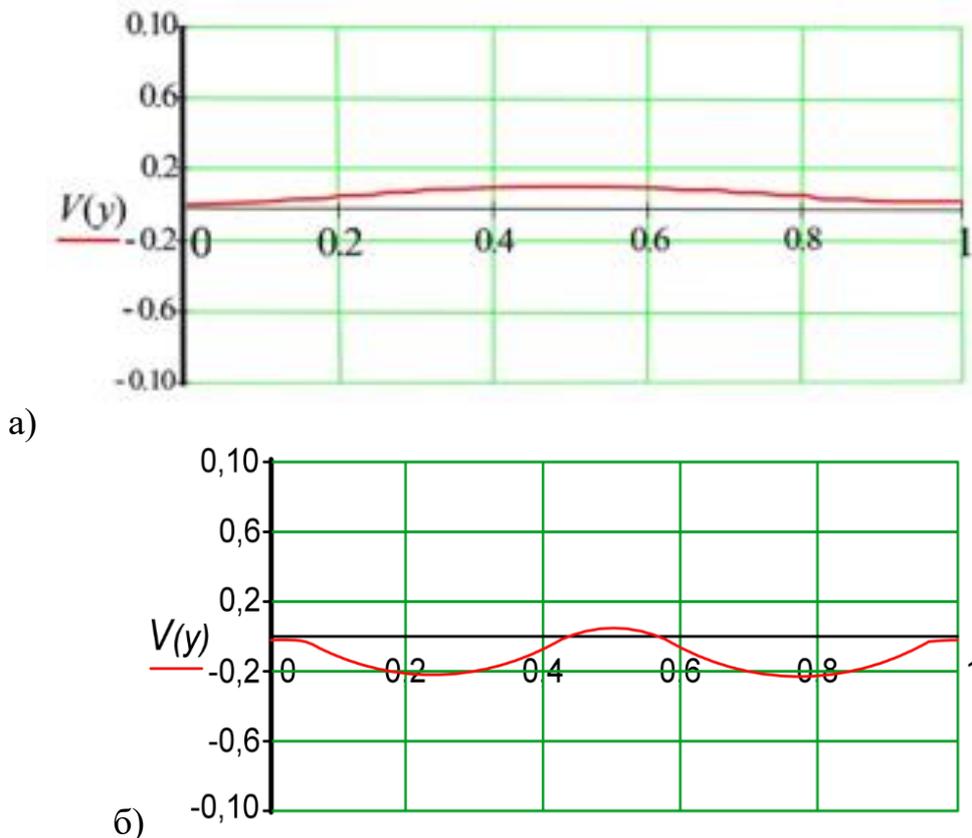
Изменение действительной и мнимой частей собственных частот для одной установленной массы представлено в таблице 1. Видно, что увеличение реальной части частот вызывает медленное увеличение мнимой части.

1 – таблица.

**Изменение реальной и мнимой частей собственных частот.**

№	Реальная часть частоты $\omega_R$	Мнимая часть частоты $\omega_I$
1	1.12747	$0.09563 \times 10^{-3}$
2	3.21019	$0.12303 \times 10^{-3}$
3	4.39242	$0.34924 \times 10^{-3}$
4	7.18805	$0.79532 \times 10^{-3}$
5	11.32101	$0.81321 \times 10^{-3}$
6	13.10319	$0.91572 \times 10^{-3}$
7	15.02153	$0.97301 \times 10^{-3}$
8	17.18072	$1.09230 \times 10^{-3}$

На рис. 3 показано изменение формы колебаний, соответствующих собственным частотам, для диссипативно-однородных (рис. 3а) и диссипативно-неоднородных (рис 3б) систем.



**Рис. 3. Формы колебаний системы масс, закрепленных на закрепленной с обеих сторон балке (а.  $\omega = 3,04$ ; б.  $\omega = 17,51$ )**

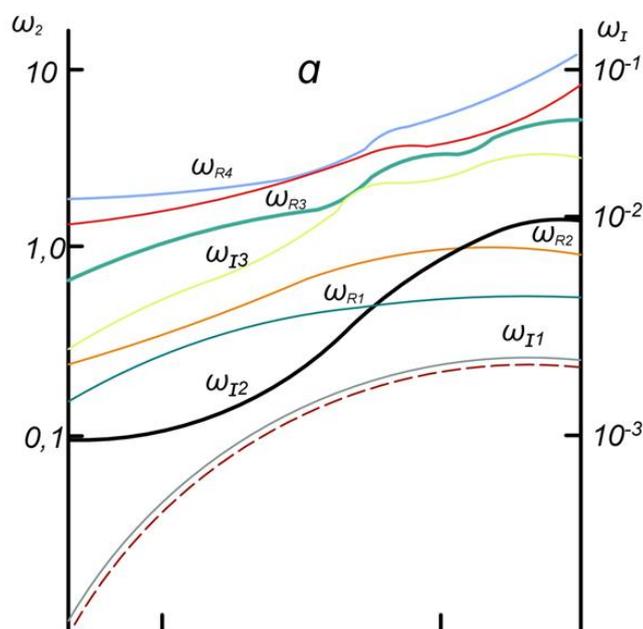
Для сравнения в таблице 2 представлено изменение действительных частей частоты собственных колебаний пластины с одной подвешенной в ее центре массой в зависимости от отношения  $\eta$  подвешенной массы к массе пластины.

Таблица 2.

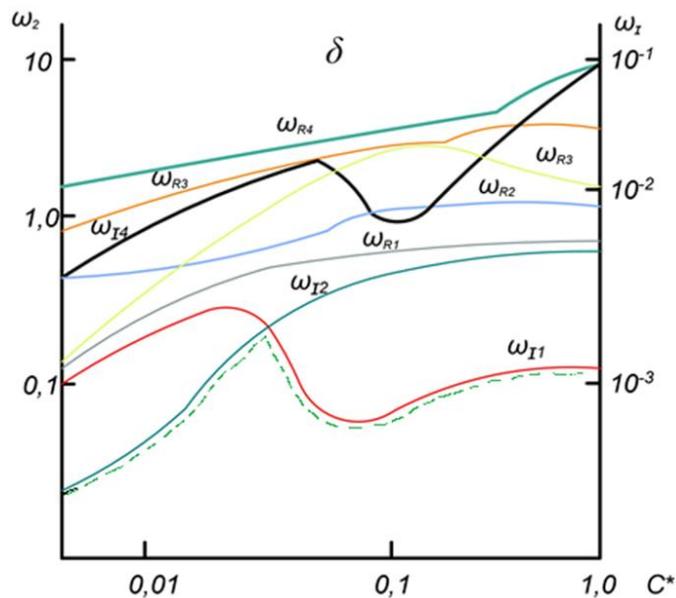
## Сравнение реальных частей наименьших частот колебаний

$\eta$	Эксперимент Musta.HAMDANI	ЧЭУ (Low K.H., Ng C.K.)	Результаты исследования
0	62.76	67.62	67.01
0.12	-	54.76	51.92
0.20	-	51.87	50.82
0.28	41.94	44.45	43.24
0.36	-	40.21	38.75
0.41	34.14	38.90	36.16
0.50	-	37.36	35.87
0.69	28.41	31.88	30.89

Действительная часть наименьшей частоты колебаний пластины с присоединенной массой в центре сравнивается с результатами, полученными в стендовой лаборатории экспериментальным методом и полу аналитическим методом (табл. 2). Как видно из таблицы 2, разница между полученными нами результатами лучше, чем полуаналитическим методом, и если соотношение масс  $\eta$  не превышает 5 %, то разница между экспериментальными и полуаналитическими результатами не превышает 10 %. Если этот коэффициент меньше 0,1 ( $\eta < 0,1$ ), разница увеличивается до 15-20%.



**Рис. 4. Зависимость действительной и мнимой частей частоты колебаний от изменения жесткости пружины, на которой в центре пластины подвешена масса (диссипативная однородная система)**



**Рис.5. Зависимость действительной и мнимой частей частоты колебаний от изменения жесткости пружины, на которой в центре пластины подвешена масса (диссипативно-неоднородная система)**

Из полученных результатов видно, что если прикрепленная масса значительно меньше массы пластины, то это не влияет на колебания пластины. Установлено, что смещение точек расположения масс в центре пластины приводит к уменьшению действительной и мнимой частей частот собственных колебаний. Для рассматриваемой системы (для диссипативно-неоднородных систем) подтвержден эффект Трояновского-Сафарова. Глобальный коэффициент затухания (ГКЗ) определяется абстрактной частью первой частоты (для диссипативно-однородных системах), а также первой, второй, третьей и т. д. (для диссипативно-неоднородных систем). Обнаружено, что они представляют собой абстрактные части частот. В точках пересечения мнимых частей частот реальные части максимально близки друг к другу, и в этих точках наблюдался эффект Трояновского-Сафарова (для диссипативных неоднородных систем). Проведена сравнительная оценка влияния параметров дробно-экспоненциального ядра Работнова и Колтунова-Ряницына на глобальный коэффициент затухания (ГКЗ), и обнаружено, что результаты различаются до 10% в области малых частот.

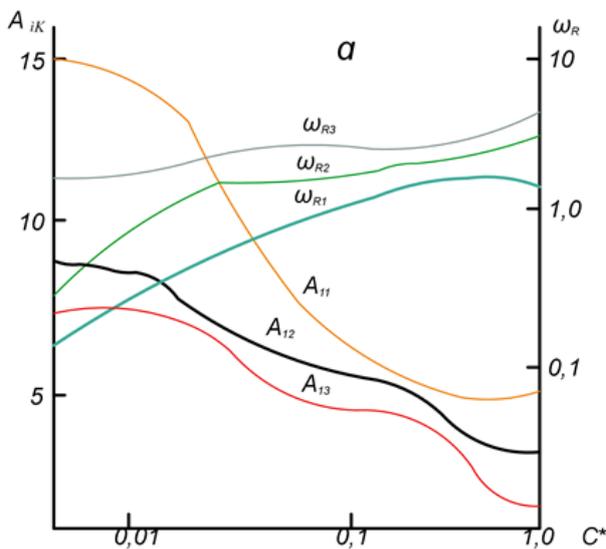
Четвертая глава диссертации озаглавленная как «**Вынужденные колебания вязкоупругой балки и пластины с сосредоточенной массой**», состоит из трех параграфов. В этой главе мы рассмотрим задачу о вынужденных колебаниях балки и пластины с сосредоточенной массой под действием гармонической силы. В этой главе решаются задачи на основе методики, разработанной во второй главе. При вынужденных колебаниях задача сводится к решению системы неоднородных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами. Данная система уравнений решается на основе метода Гаусса. Были получены и проанализированы численные результаты.

Четвертая глава диссертации под названием «**Вынужденные**

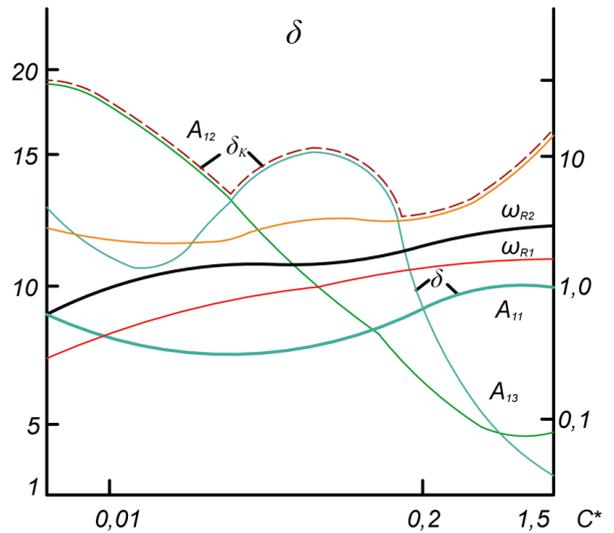
**колебания вязкоупругой балки и пластины с сосредоточенной массой»** состоит из трех параграфов. В этой главе мы рассмотрим задачу о вынужденных колебаниях балки и пластины объединенной массы под действием гармонической силы. В этой главе решаются конкретные вопросы на основе методологии, разработанной во второй главе. При вынужденных колебаниях задача сводится к решению системы алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами. Данная система уравнений решается на основе метода Гаусса. Были получены и проанализированы численные результаты. Если на многослойную пластину, имеющую точечные опоры подвешены массы, то ее дифференциальные уравнения движения (разработанные М.Х. Тешаевым) будут иметь вид:

$$(A + \sum_{n=1}^{N_n} f_n(\omega_R) A_n^n + \sum_{n=1}^{N-1} \sum_{l=1}^{L_n} f_{ln}(\omega_R) A_{ln}^n + \sum_{n=1}^N \sum_{l'=1}^{L_n} f_{l'n}(\omega_R) A_{l'n}^n - \omega^2 B) \bar{\xi} = 0, \quad (23)$$

где  $\bar{\xi}$  – вектор-столбец обобщенной координаты;  $N_n$  - количество вязкоупругих элементов в механической системе;  $B$  — симметричная обобщенная матрица масс;  $A_n^n, A_{ln}^n, A_{l'n}^n - J \cdot N' \times J \cdot N'$  размерная матрица. В качестве примера рассматривается квадратная пластинка, находящаяся под действием гармонической силы единичной амплитуды на массу, подвешенную в центре пластинки.



**Рис.6. Изменение глобальной резонансной амплитуды (ГРА) в зависимости от коэффициента жесткости (диссипативно-однородная система)**



**Рис.7. Изменение глобальной резонансной амплитуды (ГРА) в зависимости от коэффициента жесткости (диссипативно-неоднородная система)**

В качестве ядра релаксации было выбрано ядро Колтунова-Ржаницына. Здесь показано, что найденные И.И.Сафаровым глобального резонанса амплитуда (ГРА) и механический эффект, показана немонотонность ГРА для диссипативно-неоднородной системы.

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Впервые получена система гибридных интегро-дифференциальных уравнений, представляющая собой систему дифференциальных уравнений движения для обобщенной математической модели вязкоупругих механических систем, состоящих из деформируемых пластин и балок и прикрепленных к ним масс.

2. Разработаны математическая постановка методика и алгоритм полуаналитического решения задач о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругих (диссипативно-однородных и неоднородных) механических систем двух и трехмерных динамических задач (состоящих из балки и пластины) с точечными опорами и присоединенными массами,

3. Решены задачи о собственных и вынужденных линейных колебаниях систем диссипативно-однородных (и неоднородных) оболочек с опорами и сосредоточенной массой при установившихся колебаниях. Для описания диссипативных свойств системы в целом использовалось понятие глобального коэффициента демпфирования (ГКД), введенное И.Е. Трояновским и И.И. Сафаровым. Для диссипативно-однородной системы мнимая часть первой моды, а для диссипативно-неоднородной системы — мнимые части первой, второй, третьей и т. д. мод являются ГКД системы, т.е., определяют диссипацию энергии в механической системе.

4. Если подвешенная масса значительно меньше массы пластинки, то оказывается, что она не влияет на колебания пластинки. Установлено, что смещение точек расположения масс в центре пластины приводит к уменьшению действительной и мнимой частей частоты собственных колебаний.

5. Проведена сравнительная оценка влияния параметров дробно-экспоненциального ядра Работнова и ядра Колтунова-Ржаницына на ГКД, обнаружено различие результатов до 10% в области низких частот.

6. Учитывая, что движение системы ограничено сервосвязями, при управлении вибрациями механической системы, разработан метод обеспечения устойчивости колебаний механической системы с использованием сил реакции сервосвязей.

**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL BASED ON THE SCIENTIFIC  
COUNCIL PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 ON AWARDING  
SCIENTIFIC DEGREES AT BUKHARA  
ENGINEERING-TECHNOLOGICAL INSTITUTE**

---

**BUKHARA ENGINEERING-TECHNOLOGICAL INSTITUTE**

**KHAMIDOV FARKHOD FAKHRIDINOVICH**

**PROPERTIES OF NATURAL AND FORCED VIBRATIONS OF  
VISCOELASTIC PLATES WITH CONCENTRATED MASSES**

**01.02.04 – Mechanics of a Deformable Solid**

**01.02.01- Theoretical mechanics**

**DISSERTATION ABSTRACT**

**for Doctor of Philosophy (PhD) in physical and mathematical sciences**

**The theme of the dissertation of Doctor of Philosophy (PhD) in physical and mathematical sciences was registered under the number B2024.3.PhD/FM476 in Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher education, science and innovations of the Republic of Uzbekistan**

The dissertation has been accomplished at Bukhara Engineering-Technological Institut

The dissertation abstract in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) has been placed on the website of Bukhara Engineering-Technological Institute ([www.buxmti.uz](http://www.buxmti.uz)) and on the Information-Educational portal "ZiyoNET" ([www.ziyo.net](http://www.ziyo.net)).

**Scientific advisors:**

**Teshayev Mukhsin Khudoyberdievich**  
Doctor of Physical and Mathematical Sciences (DSc)

**Boltayev Zafar Ikhtiyorovich**  
Doctor of Physical and Mathematical Sciences,  
Professor

**Official opponents:**

**Dusmatov Olimjon Musurmonovich**  
Doctor of Physical and Mathematical Sciences,  
Professor

**Mavlanov To'liq Mavlanovich**  
Doctor of Technical Sciences, Professor

**Leading organization:**

**Tashkent State Technical University**

The dissertation defense will be held on 10<sup>th</sup> January 2025 y. at 09<sup>00</sup> o'clock at the meeting of the One-time Scientific Council based on the Scientific Council Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 at Bukhara Engineering-Technological Institute. (Address: 100118, 15. Qayum Murtazaev street, Bukhara. Phone: (+99865) 223-78-84; fax: (+99865) 223-79-72, e-mail: [bmti\\_info@edu.uz](mailto:bmti_info@edu.uz)).

The dissertation is available at the Information resource center of Bukhara Engineering-Technological Institute (registered under the number No.336.). (Address: 100118, 15. Qayum Murtazaev street, Bukhara. Phone: (+99865) 223-78-84).

The disseretation abstract is distributed on 26<sup>th</sup> December 2024.  
(Mailing report № 1 on 23<sup>rd</sup> November 2024 )



**D.K. Durdiev**

Chairperson of the one-time Scientific Council on awarding scientific degrees, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

**Sh.R. Akhmedov**

Scientific Secretary of the one-time Scientific Council on awarding scientific degrees, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

**B.S. Rahmonov**

Chairperson of the one-time Scientific Seminar at the Scientific Council on awarding scientific degrees, Doctor of Technical Sciences (DSc)

## INTRODUCTION (abstract of (PhD) thesis)

**Relevance and demand for the dissertation topic.** In the world, ensuring the durability of various electronic devices installed on moving vehicles, the use of advanced computational methods in solving problems related to their interaction, occupies one of the leading places. Reducing the dynamic stresses and strains generated in an electronic device, which is an integral part of moving vehicles around the world, requires the introduction of new methods for preventing resonant states arising in them. In this regard, given the diversity of viscous properties of elements in a mechanical system, it is important to develop and use methods that allow you to study, generalize, apply the capabilities of complex problems related to their interaction in an oscillatory process.

Research work is being carried out in the world aimed at developing new scientific and technical solutions to dynamic problems taking into account the viscoelastic and inhomogeneous properties of the material. In this regard, special attention is paid to the study of the stress-strain state of structures consisting of thin plates interacting with each other using shock absorbers to which the assembled masses are attached, identifying dangerous stresses, developing and developing a method for increasing the strength of structures, determining their properties.

In connection with the significant increase in the level of resonance phenomena in many technical structures, including vehicles, aircraft, targeted scientific research has been carried out in our republic to ensure their stability, study the stress-strain state and determine their stability, dangerous stresses, shock absorbers. A wide range of measures is being carried out to study the characteristic and forced vibrations of thin rectangular plates to which the assembled masses are attached, interacting with each other, and certain results are achieved.

In our Republic, in many technical means, including vehicles, aircraft, as a result of a significant increase in the degree of occurrence of resonance phenomena, to ensure their strength, study their stress-strain state, identify dangerous stresses, targeted scientific research is carried out on the study of natural and forced vibrations of thin rectangular plates to which concentrated masses interacting with the help of shock absorbers are attached, certain results have been achieved.

**The object of the study** is a viscoelastic plate, concentrated masses attached to it, deformable elements (springs).

**Scientific novelty of research:**

based on the Hamilton-Ostrogradsky principle, a mathematical formulation, solution methodology and algorithm based on the methods of Gauss, Muller and Laplace were developed for problems of natural and forced (vibration loads) oscillations of a viscoelastic plate with a concentrated mass, taking into account the viscosity properties of materials;

based on the theory of energy attenuation in dissipative systems, mathematical models of systems of solid bodies connected to each other by rods and plates using viscoelastic elements have been developed, as well as methods for studying natural and forced vibrations based on them, taking into account viscosity

properties;

based on the Troyanovsky-Safarov effect, it was found that the effects of the fractional-exponential parameters of the Rabotnov and Koltunov-Rzhanitsyn kernels on the global attenuation coefficient (GAC) differ, in the low frequency region, up to 10% ;

using the Muller method, based on the analysis of numerical results, it was found that the displacement of the points where the masses are located leads to a decrease in the real and imaginary parts of the natural vibration frequency. It is found that if the attached mass is less than 10% of the plate mass, it does not affect the plate vibrations;

on the basis of the theory of mechanical systems with servo constraints the theory of control of resonance modes (protection from vibration) of a mechanical system with concentrated masses is developed.

### **Implementation of research results.**

Based on the results obtained in the study of the methodology and algorithm for solving the problems of natural and forced vibrations of a viscoelastic plate with a concentrated mass:

in determining the frequency dependence of changes in the amplitudes of displacements and stresses under the action of vibration load and the effects of changes in the real and imaginary parts of the natural frequencies of structurally inhomogeneous viscoelastic mechanical systems depending on the instantaneous stiffness coefficient within the framework of the fundamental project OT-F4-01 "Methodology for studying the nonlinear dynamic stress-strain state of curved sections of multilayer composite pipes flowing through a viscous liquid under the influence of temperature and dynamic loading", completed in 2017-2020 at Tashkent Chemical-Technological Institute (Reference No. 1101-2248 dated August 24, 2024). As a result, this made it possible to develop a theory of nonlinear dynamic stress-strain state of curved sections of multilayer composite pipes in which a viscous liquid flows, under the influence of temperature and dynamic loads;

in determining the frequency dependence of the change in the amplitudes of displacements and stresses under the influence of vibration loads and the effects of changing the real and imaginary parts of structurally inhomogeneous viscoelastic mechanical systems depending on the instantaneous stiffness coefficient during the implementation of innovative project No. S-OKP-17 "Development of an improved 138-saw working chamber of a gin", carried out at the Institute of Mechanics and Earthquake Resistance of Structures in 2019-2021 (Reference No. 1002-3 dated September 6, 2024). As a result, this made it possible.

**Publication of research results.** In total, 19 scientific papers have been published on the topic of the dissertation, of which 4 articles have been published in scientific journals, including 2 in Republican journals, which present the main scientific results of the dissertations of the Doctor of Philosophy (PhD) recommended for publication by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan, and 2 in foreign journals.

**Structure and volume of the dissertation.** The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a list of references and appendices. The volume of the dissertation is 110 pages.

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

**I bo'lim (I chast; part I)**

1. Boltayev.Z.I., Homidov F.F. Sabirova R.A. Seysmik to'liqlar ta'sirida quduqlar kuchlanganlik-deformatsiya holatini matematik moddellashtirish. «Илм сарчашмалари» журналы. – Урганч. – 2024. –№10. 13-19 б. (01.00.00, №12)
2. Safarov I.I., Teshayev M.X., Juraev S.I., Khomidov F.F. Vibrations of Viscoelastic Plates with Attached Concentrated Masses Lobachevskii Journal of Mathematics. –2024. – № 45 (4). – pp. 1729-1737 ( IF=0.8)
3. Safarov I.I., Tashaev M.Kh., Homidov F.F., Almuratov Sh. Rayimov D.G. On the dynamic stress-strain state of isotropic rectangular plates on an elastic base under vibration loads. Indian Journal of Engineering. 17(47). – 2020. ISSN 2319 – 7757 EISSN 2319–7765 ( IF=0,51)
4. Tashaev M.X., Homidov F.F., Jalolov F.B., Narzullov M.A. Yig'ilgan massali qovushqoq-elastik plastinkaning xos tebranishlari. Buxoro Davlat Universiteti ilmiy axboroti. –2024. –№9. 75-81 b. (01.00.00, №3)

**II bo'lim (II chast; part II)**

1. Kuldashov N.U., Almuratov Sh.N., Rayimov D.G., Homidov F.F., Jalolov, F.B. Transverse forced vibrations of the plates, the dissipative properties of which are described memory functions // Journal of Physics: Conference Series. –№ 012062. – 2020. –№1706. –P. 1-14. (№3; Scopus; IF=0.54). <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=57221198250>
2. Safarov I.I., Tashaev M.X., Homidov F.F., Axmedov Sh., Rayimov D. Manometric Tubular Springs Oscillatory Processes Modeling with Consideration of its Viscoelastic Properties. E3S Web of Conferences 264, 01010 (2021) CONMECHYDRO–2021 <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126401010> ( IF=0.7)
3. Akhmedov S., Hamidov F, Almuratov S., Avezov M., Tuxtayeva H. Mathematical simulation of calculation of a brake shoe for equivalent concentrated dynamic load AIP Conference Proceedings, 2647 (1) (2021)
4. Safarov I.I., Rakhmonov B.S., Homidov F.F., Almuratov S.N. Seismic vibrations of complex relief of the surface of the naryn canyon (on the Norin river in Kyrgyzstan) during large-scale underground explosions. Journal of Physics: Conference Series 1706 (1), 012125 (2020)
5. Umarov A.O., Jurayev U.Sh., Zhuraev T.O., Khomidov F.F., Kalandarov N. Seismic vibration of spherical bodies in a viscoelastic deformable medium // AIP Conference Proceedings, 2432, 03012(2022): <https://doi.org/10.1063/5.0091187> Published Online: 16 june 2022.
6. Torsional vibrations of a cylindrical shell in a linear viscoelastic medium I Safarov, M Tashaev, E Toshmatov, Z Boltaev, F Homidov IOP conference series: materials science and engineering 883 (1), 012190 (2020)

7. Тешаев М.Х., Райимов Д.Г., Хомидов Ф.Ф., Ахмедов М.Ш., Сафаров У.И. Определение оптимальных параметров динамических гасителей для диссипативных механических систем. Ташкентский химико-технологический институт. Республиканская научно-практическая конференция «Фундаментальные и прикладные проблемы естественных наук». – Ташкент. – 2019. –С. 276-281

8. Сафаров И.И., Ахмедов М.Ш., Хомидов. Ф.Ф. Активное динамическое гашение колебаний. Материалы Международной научно-практической конференции «Современные проблемы прикладной математики и компьютерных технологий». – Ташкент– 2022. –С.354-355.

9. Умаров А.О., Ахмедов М.Ш., Хомидов. Ф.Ф. Собственные колебания тонких цилиндрических оболочек с жидкостью. Материалы Республиканской научно-практической конференции «Прикладные проблемы механики и математики». –Ташкент. – 2022. – С. 69 -71.

10. Тешаев М.Х., Нуриддинов Б.З., Хомидов. Ф.Ф. Собственные волны в цилиндрической оболочке, находящейся в упругой среде. Материалы Республиканской научно-практической конференции «Прикладные проблемы механики и математики». –Ташкент, 2022. –С. 73-776.

11. Болтаев З.И., Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Хомидов. Ф.Ф. О собственных волнах в пространственном вязкоупругом цилиндре с радиальной трещиной Материалы XXVI международного симпозиума «динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» имени А.Г. Горшкова. – 2020. – С.22-23

12. Ишмаматов М., Хомидов. Ф.Ф., Рузимов А., Сайидов Х.К. Динамическое напряженно-деформированное состояние цилиндрических труб с жидкостью при воздействии гармонических нагрузок. Министерство высшего и средне-специального образования Республики Узбекистан. Материалы Международной онлайн конференции «Вычислительные модели и технологии» Узбекистан-Малайзия. – 2020. – С.235-237

13. Тешаев М.Х., Жалолов Ф.Б., Нарзуллоев М.А., Хомидов Ф.Ф. Колебания вязкоупругих пластин, имеющих сосредоточенные массы. Материалы Республиканской научно-практической конференции «Прикладные проблемы механики и математики». –Ташкент,– 2024.–С.68-70.

14. Хомидов Ф.Ф. Колебания оболочки, с присоединенной массой. Материалы Республиканской научно-практической конференции «Прикладные проблемы механики и математики». –Ташкент,– 2024. – С. 91-93.

15. Axmedov Sh.R., Kuldashov N.U., Jurayev T.O., Homidov F.F. Yer usti va yer osti inshoatlarida portlash to'liqlari yuklamalarini topish. «Mexanika va matematikaning amaliy muammolari» Respublika ilmiy-amaliy konferentsiyasi materiallari.–Toshkent:– 2024. –429-436 b.



**Avtoreferatning o‘zbek, rus va ingliz tilidagi matnlari  
“IPAKYO‘LI” nashriyotida tahrirdan o‘tqizildi.**

**Bosishga ruxsat etildi: 25.12.2024.  
Qog‘oz bichimi 60x84 1/16.  
Temes New Roman garniturasida chop etildi.  
Hajmi 3 bosma taboq. Adadi 100 nusxa. Buyurtma № 302.**

**“West Media Express” MCHJ bosmaxonasida chop etildi.  
Bosmaxona manzili: Buxoro shahri,  
Qayum Murtazoyev ko‘chasi 15A uy.  
Tel: +998 93 080 39 00**

