

**БУХОРО МУХАНДИСЛИК – ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ
ХУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ АСОСИДА
БИР МАРТАЛИК ИЛМИЙ КЕНГАШ**

БУХОРО ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ

ЖЎРАЕВ ШУҲРАТ ИСРОИЛОВИЧ

**ЙИҒИЛГАН МАССАСИ БЎЛГАН ҚОВУШОҚ-ЭЛАСТИК
ЦИЛИНДРИК ҚОБИҚНИНГ ЭРКИН ВА МАЖБУРИЙ ТЕБРАНИШ
ХУСУСИЯТЛАРИ**

**01.02.04 – Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси
01.02.01-Назарий механика**

**ФИЗИКА - МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

Бухоро–2022

**Физика-математика фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси
автореферати мундарижаси**

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

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

Жўраев Шухрат Исроилович

Йиғилган массаси бўлган қовушоқ-эластик цилиндрик қобикнинг эркин ва мажбурий тебраниш хусусиятлари.....3

Жураев Шухрат Исроилович

Особенности свободных и вынужденных колебаний вязко-упругой цилиндрической оболочки с сосредоточенной массой.....21

Juraev Shuhrat Isroilovich

Features of free and forced oscillations of a viscoelastic cylindrical shell with a concentrated mass.....39

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ

List of published works.....40

**БУХОРО МУХАНДИСЛИК – ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ АСОСИДА
БИР МАРТАЛИК ИЛМИЙ КЕНГАШ**

БУХОРО ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ

ЖЎРАЕВ ШУҲРАТ ИСРОИЛОВИЧ

**ЙИҒИЛГАН МАССАСИ БЎЛГАН ҚОВУШОҚ-ЭЛАСТИК
ЦИЛИНДРИК ҚОБИҚНИНГ ЭРКИН ВА МАЖБУРИЙ ТЕБРАНИШ
ХУСУСИЯТЛАРИ**

**01.02.04 – Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси
01.02.01-Назарий механика**

**ФИЗИКА-МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ
(PhD) ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

**Физика-математика фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси
Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида
B2022.2.PhD/FM715 рақам билан рўйхатга олинган.**

Диссертация Бухоро давлат университетида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) институт веб-сайтида (www.bmti.uz) ва «ZiyoNet» Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар: **Тешаев Мухсин Худойбердиевич**
физика-математика фанлари доктори (DSc)

Расмий оппонентлар: **Мардонов Ботир Мардонович**
физика-математика фанлари доктори, профессор

Дусматов Олимжон Мусурмонович
физика-математика фанлари доктори, профессор

Етакчи ташкилот: **Тошкент кимё-технология институти**

Диссертация ҳимояси Бухоро муҳандислик–технология институти ҳузуридаги PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 рақамли илмий кенгаш асосида тузилган бир марталик илмий кенгашининг 2022 йил “__” _____ соат 14.00 даги мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 200100, Бухоро шаҳри. Қ.Муртазаев кучаси, 15 уй. Тнл.: (+99865) 223-78-84; факс: (99865) 223-79-72, e-mail: bmti.info@cdu.uz)

Диссертация билан Бухоро муҳандислик–технология институтининг Ахборот–ресурс марказида танишиш мумкин (№ ----- рақам билан рўйхатга олинган). Манзил: (200100, Бухоро шаҳри, Қ.Муртазаев кучаси, 15 уй. Тел.: (99865) 604-44-70)

Диссертация автореферати 2022 йил “ ” _____ куни тарқатилди.

(2022 йил “ ” - даги № – рақамли реестр баённомаси)

М.З. Шарипов

Илмий даражалар берувчи бир марталик илмий кенгаш раиси, ф-м.ф.д. (DSc),проф.

З.И. Болтаев

Илмий даражалар берувчи бир марталик илмий кенгаш котиби, ф-м.ф.д. (DSc)

Д.Қ. Дурдиев

Илмий даражалар берувчи бир марталик илмий семинар раиси, ф.-м.ф.д. проф.

КИРИШ (фан доктори (PhD) диссертациясига автореферат)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда машина ва асбоб-ускуналарнинг ишончли ишлаш ва таъминлаш муаммоси билан дунёда юздан ортиқ илмий-тадқиқот ташкилотлари иштирок этмоқда. Америка Қўшма Штатлари ва Японияда аппаратларнинг мустаҳкамлиги ва ишончилигини таъминлаш учун ҳар йили 20 миллиард доллардан ортиқ маблағ сарфланади. Замонавий машиналар, механизмлар ва қурилмаларнинг ўзаро ҳаракатланиш жараёнидаги таъсирини ўрганиш ҳам долзарб муаммо бўлиб келмоқда. Тебраниш жараёнида механизмларда ҳосил бўлган резонанс ҳодисасини ҳисобга олиш анъанавий машиналар динамикаси муаммолари ичида муҳим ўрин эгаллайди. Бу мураккаб муаммони ўрганиш учун механик тизимларнинг диссипативлик хусусиятларини ҳисобга олиш, назорат қилиш усуллари ва алгоритминини ишлаб чиқишга бўлган талаб юқорилигини кўрсатади. Шу нуқтаи назардан диссипативлик хусусиятлари турли хил бўлган механик тизимларнинг тебраниш жараёнида ўзаро таъсири билан боғлиқ мураккаб муаммоларни ўрганиш, ҳамда умумлаштириш, қўллаш имкониятларга имкон берувчи усулларни ишлаб чиқиш ва алгоритминини яратиш асосий мақсаддир. Бутун дунёда глобаллашув жараёнининг чуқурлашиши ва ахборот алмашинуви жадаллигининг ривожланиши муносабати билан янги юқори сифатли конструктив элементлардан фойдаланиш ва ривожлантиришга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда полимер материалли қурилмалар бир-бири билан амортизаторлар ёрдамида ўзаро боғланган ҳамда йиғилган массалар бириктирилган юпқа цилиндрик қобиклардан иборат механизмлар замонавий машина ва аппаратлар радио-электрон қисмларининг асосини ташкил этади. Уларнинг кучланганлик-деформация ҳолатини тадқиқ қилиш, хавфли кучланишларини аниқлаш учун мақсадли илмий тадқиқотларни олиб бориш ва аниқлаш муҳим ҳисобланади.

Ҳозирги вақтда Республикада авиация саноати ва машинасозликда қўлланиладиган иншоотларнинг мустаҳкамлиги ва самарадорлигини ошириш бўйича кенг кўламли чора-тадбирлар амалга оширилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегиясида, жумладан, «...йўл-транспорт, муҳандислик-коммуникация ва ижтимоий инфратузилмаларни ривожлантириш ҳамда модернизация қилиш бўйича мақсадли дастурларни амалга ошириш,...»¹ вазифалари белгилаб берилган. Мазкур вазифаларни амалга оширишда, жумладан, қувур ва туннел қопламалари сифатида олинган материаллардан зилзилабардош конструкцияларни яратиш талаб этилади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2020 йил 30 июлдаги ПҚ-4794-сонли “Ўзбекистон Республикаси аҳолиси ва ҳудудининг сейсмик хавфсизлигини таъминлаш тизимини тубдан такомиллаштириш чора-

¹ Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича ҳаракатлар стратегияси тўғрисида» ги Фармони

тадбирлари тўғрисида”ги Қарорлари ва Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамасининг 2020 йил 26 августдаги 515-сонли “Ўзбекистон Республикаси Фавқулодда вазиятларнинг олдини олиш ва бундай вазиятларда ҳаракат қилиш давлат тизимини янада такомиллаштириш тўғрисида”ги Қарори, шунингдек, мазкур фаолиятга тегишли меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишда ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг Республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги. Мазкур тадқиқот иши Ўзбекистон Республикаси фан ва технологиялар ривожланишининг IV. «Математика, механика, иншоотлар сейсמודинамикаси ва информатика» йўналиши доирасида бажарилган.

Муаммонинг ўрганганлик даражаси. Йиғилган массаси бўлган қовушоқ-эластик цилиндрик қобиқнинг эркин ва мажбурий тебраниш хусусиятлари каби масалаларни ҳал қилишда бир қатор таниқли хорижий олимлар катта ҳисса қўшганлар, жумладан Артоболевский И.И., Фролов К.В., Ганиев Р.Ф., Генкин М.Д., Вейц В.Л., Вулфсон И.И., Пановко Я.Г., Колесников К.С., Левицкий Н.И., хорижий олимлардан Сноудон Ж.С., Ден-Гартог Ж.П., Тимошенко С.П. ва бошқалар.

Конструкцияланган бир -бири билан амортизаторлар ёрдамида ўзаро таъсирда бўлган, ҳамда йиғилган массалар ёпиштирилган юпқа цилиндрик қобиқлар баъзи муаммоларини илмий таҳлил қилиш ва қиёсий кўриб чиқиш усуллари ишлаб чиқиш ва такомиллаштиришга Ўзбекистоннинг таниқли олимларини илмий ишлари бағишланган. Булардан: Рахматулин Х.А., Ўразбоев М.Т., Ширинкулов Т.Ш., Кабулов В.К., Рашидов Т.Р., Муборақов Ё.Н., Мардонов Б.М., Алимўхаммедов Ш., О.М. Дусматов, Н.А. Коршунова, Мирсаидов М.М., Бадалов Ф.Б., Тешаев М.Х., Мавлонов Т.М., Абдусаторов А., Сафаров И.И., Худайназаров Х., Эшматов Х., Юлдашев Ш.С. ва бошқалар. Олиб борилган илмий тадқиқотлар натижасида машиналар элементларини ҳимоялашнинг самарадорлигини ошириш ва амалиётда қўллаш масалаларни ечишда салмоқли натижаларга эришилди.

Шу билан бирга, диссипатив механик тизимлар (диссипатив бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган) динамикаси билан боғлиқ бир қатор муаммолар машинасозликда, авиасозликда ва ер усти транспортларида динамик юкланиш таъсирида ҳосил бўладиган мустаҳкамлигини вибрациядан ҳимоя қилиш усуллари ва алгоритминини ишлаб чиқиш муаммолари етарли даражада ўрганилмаган.

Диссертация мавзусининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Бухоро давлат университетида 2011 - 2017 йилларда бажарилган илмий-тадқиқот ишлари режасининг “Математиканинг илмий ва амалий муаммолари” мавзусидаги илмий-техникавий дастури доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади - гармоник (ёки стационар бўлмаган) юкларнинг таъсири остида бириктирилган массалари бўлган юпка деворли цилиндрик қобикларнинг динамикасини аналитик ва сонли ўрганиш методикаси ва алгоритмини ишлаб чиқиш, ҳамда сонли натижалар олиб таҳлил қилишдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

Ичма-ич жойлашган ва бир - бири билан деформацияланувчи элемент билан бириктирилган, ҳамда йиғилган массаси бўлган қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларнинг хос ва мажбурий тебранишлар масалаларини математик қўйилиши, ечиш методикаси ва алгоритмини ишлаб чиқиш;

йиғилган массали қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларнинг хос частолари (ҳақиқий ва маҳум қисмлар) ва тебраниш формаларини геометрик ва физик-механик параметрларига боғлиқ ўзгаришини қиёсий баҳолаш;

структуравий бир жинсли бўлмаган йиғилган массали қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларни хос частоталарининг ҳақиқий ва маҳум қисмларини бикирлик коэффицентларига боғлиқ ўзгаришини қиёсий баҳолаш;

йиғилган массали қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларнинг вибрацион юкланиш таъсири остидаги кўчиш ва зўриқиш амплитудаларини частотага боғлиқ ўрганиш;

йиғилган массали серво звеноли цилиндрик қобиклар назарияси асосида механик тизимнинг резонанс режимларини (вибрациядан ҳимоя қилиш тизимлари) бошқариш назариясини такомиллаштириш.

Тадқиқот объекти сифатида қовушоқ эластик юпка деворли қобиклар, бириктирилган йиғилган массалар, деформацияланувчан элементлар (пружинкалар) олинган.

Тадқиқот предметини структуравий бир жинсли бўлмаган бириктирилган массали қобиклардан ташкил топган механик тизимлар динамикаси масалаларини ечининг математик моделлари ва усуллари, мураккаб арифметикага асосланган алгоритмлари ташкил этади.

Тадқиқот усуллари. Тадқиқот жараёнида деформацияланувчан қаттиқ жисмлар механикаси усулларидан (мумкин бўлган кўчишлар принципи), музлатиш, ўзгарувчиларни ажратиш, Гаусс, Лаплас ва Мюллер усулларидан фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги қуйидагилардан иборат:

ичма-ич жойлашган ва бир - бири билан деформацияланувчи элемент билан бириктирилган, ҳамда йиғилган массаси бўлган қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларнинг хос ва мажбурий тебранишлари масалаларининг математик қўйилиши, ечиш методикаси ва алгоритми ишлаб чиқилган;

йиғилган массали қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларнинг хос частолари ва тебраниш формаларининг геометрик ва физик-механик параметрларига боғлиқ ўзгариши аниқланган;

структуравий бир жинсли бўлмаган йиғилган массали қовушоқ-эластик цилиндрик қобиклар хос частоталарининг ҳақиқий ва маҳум қисмларини бикирлик коэффицентларига боғлиқ ўзгариши топилган;

йиғилган массали қовушоқ-эластик цилиндрик қобикларнинг вибрацион юкланиш таъсири остидаги кўчиш ва зўриқиш амплитудалари частотага боғлиқлик даражаси аниқланди;

йиғилган массали серво звеноли қобиклар цилиндрик назарияси асосида механик тизимнинг резонанс режимларини (вибрациядан химоя қилиш тизимлари) бошқариш назарияси такомиллаштирилган;

таянчлари ва бириктирилган массалари бўлган икки (ёки уч) қобикдан иборат бўлган структуравий бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган механик системалар эркин тебранишларининг дастлабки иккита комплекс частоталарини қиёсий таҳлили ўтказилди. Комплекс частоталарнинг ҳақиқий қисмларининг фарқи 6% гача бўлиши, мавҳум қисмлари эса тубдан фарқ қилиши аниқланган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидаги лардан иборат:

ишлаб чиқилган методика ва алгоритм структуравий бир жинсли бўлмаган механик тизимларнинг резонанс режимларида вибрацион тебранишларини бир неча баробар камайтиришга имкон беради;

структуравий бир жинсли бўлмаган механик тизимларда энергиянинг интенсив бўлишида механик тизим элементларининг фазовий жойлашувига ва физик - механик параметрларга боғлиқлиги асослаб берилган;

структуравий бир жинсли бўлмаган йиғилган массали ва массасиз деформацияланувчан элементлардан иборат қовушоқ - эластик цилиндрик қобикда энергия сўниши (диссипацияси)нинг интенсивлик соҳаларини аниқлаш услубиёти ишлаб чиқилган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги чегаравий шартларнинг коррект қўйилиши, келтириб чиқарилган математик ифодаларнинг қатъийлиги, асосланган ечиш усулларида тизимли фойдаланилганлиги, ечимларнинг аниқлилигини баҳолашда бошқа тадқиқотчилар ечимлари билан таққосланганлиги ва уларнинг натижаларига мос тушганлиги ҳамда жорий қилинганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг назарий ва амалий аҳамияти. Олинган тадқиқот натижаларининг назарий аҳамияти шундан иборатки, улар бириккан массалари бўлган юпка деворли қобиклардан ташкил топган диссипатив (бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган) механик тизимларда энергиянинг интенсив бўлиш назариясини яратишга асос бўлади.

Ишнинг амалий аҳамияти бутун механик тизим тебранишлари сўнишининг хусусиятларини аниқлаш (динамик кучланиш-деформация ҳолати), шунингдек, уларни оптималлаштириш учун методика ва алгоритм ишлаб чиқилганлигидан иборат.

Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши.

Тадқиқотдаги кўп қатламли цилиндрик қобик ва унга бириктирилган массалардан ташкил топган механик системаларнинг тебраниш жараёнида содир бўладиган кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатларини ҳисоблаш усуллари ва алгоритм бўйича олинган натижалар асосида:

ковушоқ-эластик элементлар билан бириккан массалари бўлган юпқа деворли қобиклардан ташкил топган диссипатив механик системаларнинг динамик кучлар таъсири остидаги кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини ҳисоблаш усуллари тадқиқот иши бўйича олинган илмий натижалар Бухоро Давлат университетида 2017-2020-йилларда бажарилган ОТ - Ф4 – 02 – "Математик физиканинг ҳолатлар тўплами чексиз бўлган моделлари термодинамикаси" фундаментал лойиҳада фойдаланилган (Маълумотнома №01-1162, 10.06.2022 й.). Натижада классик ядролардан фойдаланиб, интегро-дифференциал тенгламалар системаси ечимларини топишда аналитик ечим ва диссертацияда ишлаб чиқилган методика ёрдамида ярим аналитик усулдан фойдаланиш орқали олинган ечимлар орасидаги фарқ 15% дан ошмаслиги, бу орқали ҳосил бўладиган резонанс ҳодисасини камайтириш ҳисобидан система мустаҳкамлигини ошириш имконини берган;

математик физикада кўп учрайдиган гиперболик тенгламалар умумлашган ечимларининг махсусликларини аниқловчи параметрларнинг қийматлар соҳасини тавсифлашда Самарқанд давлат университетида 2017-2020 йилларда бажарилган ОТ – Ф4– 69 – "Гармоник анализ, даражали геометрия ва унинг математик физиканинг масалаларига татбиқлари" мавзусидаги фундаментал лойиҳада фойдаланилган (Маълумотнома №10-2289, 13.06.2022 й.). Натижада амплитуда махсуслиги билан фаза махсуслиги кўшилганда тебранувчан интегралнинг асимптотик характерини топиш ва конкрет мисолларда уни сонли қийматларини аниқлаш имконини берган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Мазкур тадқиқот натижалари ҳалқаро, республика анжуманларида муҳокама қилинган ва маъқулланган, жумладан, 4 та ҳалқаро ва 4 та республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги. Диссертация мавзуси бўйича жами 14 та илмий иш чоп этилган, шулардан Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг фалсафа доктори (PhD) диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 6 та мақола, жумладан, 3 таси республика ва 3 таси хорижий журналларда нашр қилинган.

Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми. Диссертация таркиби кириш, тўртта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертациянинг ҳажми 109 бетни ташкил қилади.

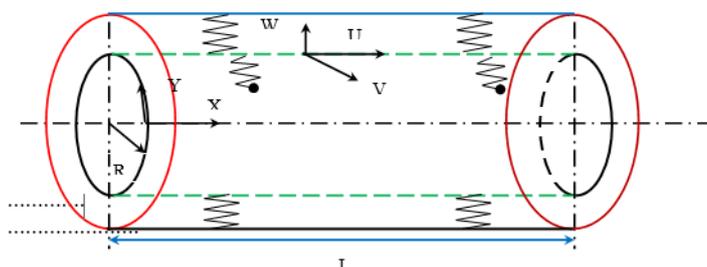
ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Диссертациянинг кириш қисмида диссертация тадқиқотининг долзарблиги ва зарурати асослаб берилган, тадқиқотнинг мақсади ва вазифалари, объект ва предметлари шакллантирилган. Тадқиқотнинг Ўзбекистон Республикаси фан ва технологиялар ривожланишининг устувор йўналишларига мувофиқлиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён этилган. Олинган натижаларнинг ишончлилиги асосланган, уларнинг илмий ва амалий аҳамиятлари ёритилган. Тадқиқот

натижаларининг амалиётга жорий этилиши, ишнинг апробацияси, чоп этилган ишлар, диссертация тузилиши ва ҳажми бўйича маълумотлар келтирилган.

Диссертациянинг **“Йиғилган массали ва массасиз элементли цилиндрик қобикнинг эркин ва мажбурий тебранишларини ўрганишга бағишланган адабиётлар тахлили”** деб номланган биринчи бобида йиғилган массали (ёки массасиз) элементлардан иборат цилиндрик қобикнинг эркин ва мажбурий тебранишларини ўрганишга бағишланган адабиётлар тахлили келтирилган. Асосий эътибор цилиндрик қобиклар, массасиз деформацияланувчан элемент ва йиғилган массалардан тузилган механик система тебранишлари ҳамда унинг ҳаракати турғунлигини ўрганишга бағишланган. Йиғилган массали қобиклар билан массасиз элементлар ёрдамида боғланишда бўлган механик системада деформацияланувчан элементларнинг қовушоқлик хусусиятини ҳисобга олиб динамик хусусиятларни ўрганишнинг ягона методикасини ишлаб чиқиш муаммоси ҳал этилмаганлиги асосланган. Адабиётлар тахлилидан келиб чиқиб хулоса қилинган. Бу хулосалар асосида диссертация ишининг мақсади белгиланган ва шу мақсадга мувофиқ вазифалар кўйилган.

Диссертациянинг **«Йиғилган массаси бўлган қовушоқ-эластик цилиндрик қобикнинг эркин ва мажбурий тебраниш масаласини кўйилиши ва ечиш методикаси»** деб номланган иккинчи бобида масалаларнинг математик кўйилиши ва ечиш усуллари келтирилган (1-расм). N та қаттиқ йиғилган массали моддий нукта, K та деформацияланувчан қовушоқ-эластик элементлардан ташкил топган, улардан S_1 таси деформацияланувчан қобиксимон жисм ва S_2 таси-массасиз деформацияланувчан элемент (пружина) ва абсолют қаттиқ массалардан ташкил топган механик система берилган бўлсин (1-расм).



1-расм. Тарқалган параметрли цилиндрик механик система

1-расмда келтирилган қовушоқ-эластик механик системанинг эркин ва мажбурий тебранишларини кўрамиз. Масаланинг кўйилишида мумкин бўлган кўчиш принциpidан фойдаланамиз. Бунинг учун механик системага таъсир таъсир этувчи фаол, пасив ва инерция кучларининг бажарган ишларининг вариациясининг йиғиндиси нолга тенг бўлиши керак

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

бу ерда

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

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

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

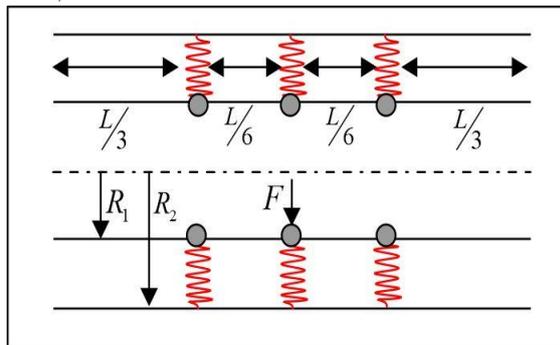
$\delta \varepsilon_{ij}, \delta \Delta e$ - тарқалган параметрли жисм деформацияси ва йиғилган масса элементларининг силжишининг вариацияси; ρ_n -нуқтавий йиғилган n -чи материал элемент зичлиги; m_k - k -чи қаттиқ жисм масса; $u, u_k, \delta u_1, \delta u_k$ - тарқалган параметрли деформацияланувчан жисм материал нуқталари ва нуқтавий йиғилган элементларнинг кўчиш векторлари ва уларнинг вариациялари; f, ρ - тарқалган параметрли деформацияланувчан жисмга кўйилган сирт ва массали кучлар зичлиги; V_n, E_n - тарқалган параметрли деформацияланувчан - n -чи жисм ҳажми ва сирти; I_n - n -чи қаттиқ жисмнинг марказий инерция моменти; F_m, M_k - k -чи қаттиқ жисмнинг бош вектори ва бош моменти.

Айталик юқорида келтирилган механик системада массали деформацияланувчан элемент юққа қобиклардан иборат бўлсин, у ҳолда (1) тенгламага қўшимча бажарилган ишлар вариацияси қуйидагича бўлади

$$\delta A_\sigma = - \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV, \quad \delta A_a = - \sum_{l'=1}^{L'} \sigma_{l'} \cdot \delta \varepsilon_{l'}, \quad (2)$$

$$\delta A_m = - \rho h \int_\Omega \bar{U}(X_1, X_2, t) \cdot \delta \bar{U} d\Omega - \sum_{q=1}^Q M_q \bar{U}(X_1^q, X_2^q, t) \delta \bar{U}.$$

Бу ерда ρ, h - қобикнинг зичлиги ва қалинлиги, M_q - q -бириктирилган масса, L' - деформацияланувчан таянчлар сони, Q - осилган массалар сони, V, Ω - мос равишда қобик ҳажми ва сирти, $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ - кучланишлар ва деформация компоненталари, мос равишда, $\sigma_{l'}, \varepsilon_{l'}$ - мос равишда l' -чи деформацияланувчан таянчдаги кучланишлар ва деформациялар, δ - умумлашган кўчиш вариацияси.



2-расм. Массали бўлган цилиндрик қобиклар системасининг ҳисоб схемаси

Тенгламалар системасини олишнинг икинчи йўли дифференциал ёндошувдан фойдаланиш ҳисобланади. Дифференциал ёндашувдан асосан массага эга фазовий стерженли система, пластинка ва қобиклар учун фойдаланиш мумкин. Бу ҳолда механик системанинг дифференциал тенгламаси қуйидаги кўринишни эгалайди (2- расм):

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k - \sum_{k=1}^{S_2} \int_{-\infty}^t R_{jk}(t-\tau) L_{jk} W(\tau) d\tau \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho f_j e^{i\lambda t}, \quad (3)$$

бунда W_j - j -чи массали элементнинг кўчиш вектори компонентлари; ρ_j - j -чи массали элементнинг зичлиги бўлиб, координатага боғлиқ; f_j - массали куч амплитудаси; $R_{jk}(t-\tau)$ - релаксация ядроси, L_{jk} - фазовий координаталар системасидаги дифференциал оператор.

Ишда юқорида келтирилган (1 ва 2-расмлар) механик системанинг эркин ва мажбурий тебранишлари ўрганилади. Эркин тебранишлар ўрганилганда ташқи таъсир этувчи кучларни ҳисобга олмаймиз. Чегаравий шартлар масалаларни вариацион қўйилишида автоматик бажарилишини ҳисобга олиб, қўйилмайди. Мажбурий тебранишлар гармоник ёки турғун куч таъсири остида юз беради:

$$F(t) = F_0 e^{-i\lambda t}, \quad (4)$$

бу ерда F_0 - ташқи юкланиш амплитудаси; λ - ташқи юкланиш частотаси. Юқорида олинган (2) тенгламалар системасининг ечимини қуйидаги кўринишга қидирамиз

$$\bar{u}_k(\bar{x}, t) = \bar{V}_k(x) e^{-i\omega t}, \quad (5)$$

бу ерда ω - қидирилаёткан эркин тебранишлар комплекс частотаси бўлиб, масалани ечиш жараёнида топилади. Мажбурий тебранишда частота аниқ, ҳақиқий катталиқ бўлади ва берилган бўлади ($\omega = \lambda$); $\bar{V}_k(\bar{x})$ - комплекс катталиқ бўлиб, тебранишлар формасини беради. Агар механик системанинг эркинлик даражаси чекли бўлса, у ҳолда Лагранжнинг II тур дифференциал тенгламасидан фойдаланиб, тебранишларнинг интегро-дифференциал тенгламаларини оламиз

$$\sum_{k=1}^{6N} (a_{jk} \ddot{q}_k(t) + C_{jk} \left[q_k(t) - \int_{-\infty}^t R_{ck}(t-\tau) q_k(\tau) d\tau \right]) = f_j e^{-i\lambda t}, \quad j = 1, 2, \dots, 6N \quad (6)$$

бу ерда a_{ij} - мусбат аниқланган квадратик форма. Масалада (6) тенгламалар системасининг даврий ечимини топиш талаб этилади. Агар (6) дифференциал тенгламалар системасини нормал координаталар орқали ифодаласак, $R_{ij} = 0$ ҳол учун чиқариб, қовушоқ – эластик механик система учун умумлаштириш мумкин. Қуйидагича умумлашган координаталар системасини киритсак $q_j = \sum_{k=1}^n b_{ik} \theta_k$, у ҳолда система қуйидаги кўринишни эгаллайди

$$\ddot{\theta}_i + \omega_i^2 \theta_i - \int_{-\infty}^t \bar{R}_{ik}(t-s) \theta_k(s) ds = Q_{i0} \sin pt, \quad (i = 1, \dots, n)$$

бу ерда θ_k - нормал координаталар, ω_i - эластик системанинг эркин тебранишлар частотаси, θ_{0i} - нормал координатага мос келувчи умумлашган

куч амплитудаси, \bar{R}_{ik} – релаксация ядроси, a_{jk} – симметрик, ҳақиқий элементли матрица бўлиб, умумлашган массани ифодалайди; C_{jk} – умумлашган оний эластиклик модулини ифодаловчи симметрик матрица; q_k – комплекс умумлашган координаталар; f_i – комплекс умумлашган куч амплитудаси.

Эркин тебранишлар ўрганилганда (6) тенгламанинг ўнг томони нолга тенг бўлади, у ҳолда (6) тенгламанинг ечими қуйидагича кўринишда кидирилади:

$$q_j = A_j e^{-i\omega t}, \quad j = 1, \dots, 6 \quad (7)$$

бу ерда $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – эркин тебранишлар частотаси.

Агар (7) ечимни (6) тенгламага қўйсақ, қуйидаги комплекс коэффициентли бир жинсли алгебраик тенгламалар системасини оламыз:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\bar{C}_{jk}(\omega_R) - \omega^2 c_{jk}) A_k = 0, \quad j = 1, 2, \dots, 6N. \quad (8)$$

Бир жинсли алгебраик тенгламалар системаси нолдан фарқли ечимга эга бўлиши учун, унинг асосий аниқловчиси нолга тенг бўлиши керак. Натижада трансцендент тенгламани оламыз

$$|\bar{C}_{jk}(\omega_R) - \omega^2 c_{jk}| = 0. \quad (9)$$

Юқорида келтирилган (9) трансцендент тенглама сонли Мюллер усули ёрдамида ечилади. Бошланғич қийматлар сифатида консерватив масаланинг ечими олинади. Бу тенгламанинг илдизлари $\omega_k = \omega_{Rk} - i\omega_{Ik}$, $\omega_{n-k} = \omega_{Rk} + i\omega_{Ik}$, ($k = 1, \dots, n$), бўлиб, $\omega_{Rk} > 0$ – тебраниш частотасини, $\omega_{Ik} > 0$ сўниш коэффициентини ифодалайди.

Айталик, коаксиал жойлаштирилган қобиклар пакетидаги n -чи цилиндрик қобикнинг кўндаланг тебранишлари экспоненциал қонун бўйича ўзгарсин:

$$W_n(x, \varphi) = W_n^0(x, \varphi) e^{i\omega t}, \quad (n = 1, \dots, N)$$

бу ерданда N – қобиклар сони, $W_n^0(x, \varphi)$ – n -қобикнинг тебранишлар формаси амплитудаси. n -чи қобикнинг максимал кинетик ва потенциал энергияларини, йиғилган масса билан биргаликда, қуйидагича белгилаймиз: T_{max}^n , σ_{max}^n . Қовушоқ-эластик механик система учун i -чи қобикнинг максимал потенциал энергияси қуйидагича бўлади ($x = x^l, \varphi = y^l$ бўлганда)

$$\sigma_{max}^{ln} = (1/2) \sum_{l=1}^{L_n} \tilde{C}_{l_n} [W_n^0(x^l, y^l) - W_{n+1}^0(x^l, y^l)]^2, \quad (10)$$

бу ерда \tilde{C}_{l_n} , x^l , y^l – l -чи оператор бикрлик коэффициенти бўлиб, қуйидагича аниқланади:

$$\bar{C}^l \varphi = C_0^l [1 - \Gamma_n^C(\omega_R) - i\Gamma_n^S(\omega_R)] \varphi,$$

L_n – n -чи ва $(n+1)$ -чи қобиклар орасидаги пружиналар сони. У ҳолда вариацион тенглама қуйидаги кўринишни эгалайди.

$$\delta(T_{max} - G_{max}) = 0, \quad (11)$$

бу ерда $T_{\max} = \sum_{n=1}^N T_{\max}^n$, $G_{\max} = \sum_{n=1}^N (G_{\max}^{*n} + G_{\max}^{1n})$.

Фараз қилайлик, n -чи цилиндрик қобикнинг иккала томони шарнирли таянчли бўлсин. Қобикқа S та ички таянч (устун ёки пружина) ва S_n^α та йиғилган масса пружина билан бириктирилган бўлсин. Агар n - ва $(n+1)$ -қобиклар қаттиқ устунлар билан бириктирилган бўлса, у ҳолда қуйидаги боғланишни оламиз: $W_n^0(x^r, y^r) - W_{n+1}^0(x^r, y^r) = 0$, ($r=1, \dots, R_n$), бу ерда x^r, y^r – r -чи қаттиқ устун ўрнатилган координаталар.

Юқорида келтирилганларга асосан, (1) вариацион тенглама Лагранж кўпайтувчилари орқали, барча боғланишларни ўз ичига олувчи, қуйидаги тенгламалар системаси билан ифода қилинади:

$$\delta \left(\sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^S \lambda_n^s W_n^0(x^s, y^s) + \sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^{S_n^s} k_n^s \frac{\partial W_n^0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_n^s} + \sum_{n=1}^N \sum_{r=1}^{R_n} \mu_n^r (W_n^0(x^r, y^r) - W_{n+1}^0(x^r, y^r)) + G_{\max} - T_{\max} \right) = 0 \quad (12)$$

бу ерда $\lambda_n^s, k_n^s, \mu_n^r$ - Лагранж кўпайтувчилари.

Фараз қилайлик, қобик ва унга ўрнатилган элементларга таъсир этувчи кучлар бир хил частотага эга, аммо амплитудалари ҳар хил бўлсин:

$$\bar{P}_{nj}(t) = \bar{P}_{nj}^0 e^{-i\omega t} \quad , \quad (n=1, \dots, N; \quad j=1, \dots, J)$$

бу ерда ω – ташқи кучнинг берилган частотаси, \bar{P}_{nj}^0 – ташқи юкланиш векторининг j -чи йўналишдаги компоненти амплитудаси, N – механик система элементлари сони, J – кўчиш вектори компоненталари сони. (1) даги йигиндига қуйидаги ташқи куч иши вариациясини қўшамиз

$$\delta A_p = \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^J \bar{P}_{nj}(t) \int_{\Omega_n} \delta U_{nj}(\bar{x}, t) d\Omega \quad , \quad (13)$$

бу ерда U_{nj} – n -чи вектор кўчишнинг компонентаси, Ω_n – n -чи элементнинг юзаси.

(12) тенгламанинг турғун тебранишлари ечимини қуйидаги кўринишда излаймиз

$$U_{nj}(\bar{x}, t) = U_{nj}^0(\bar{x}) e^{-i\omega t} \quad , \quad (14)$$

бу ерда $U_{nj}^0(\bar{x})$ – мажбурий тебранишлар амплитудаси бўлиб, комплекс катталиқ ҳисобланади. Эркин тебранишлар муаммосидан фарқли ўлароқ, бу ерда ω частота ҳақиқий катталиқдир.

Юқоридаги (12) тенгламадаги интеграл учун ўзгарувчиларни алмаштириш усулидан фойдаланамиз: $t - \tau = z$, у ҳолда у қуйидаги кўринишни эгаллайди

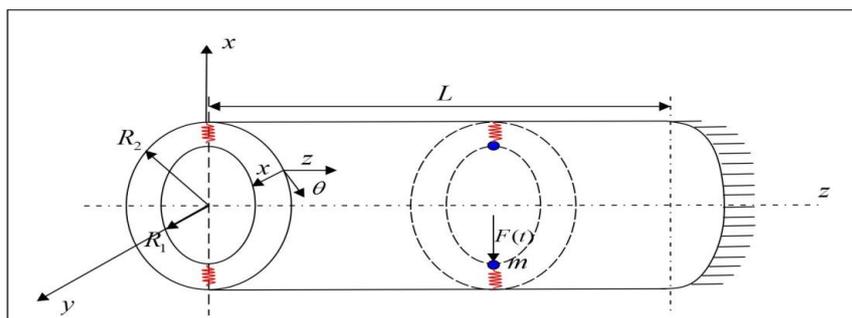
$$\int_{-\infty}^t R(t - \tau) \varphi(\tau) d\tau = [\Gamma_c(\omega) + i \Gamma_s(\omega)] \varphi(t) \quad , \quad (15)$$

бу ерда $\Gamma_c(\omega), \Gamma_s(\omega)$ – мос равишда релаксация ядросининг косинус ва синус Фурье тасвирлари. Шундай қилиб, вариацион тенглама қуйидагича ёзилади:

$$\delta \{ G(U_{nj}^0(\bar{x}), \omega^2) + F(\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s) \} = 0 \quad , \quad (16)$$

бунда G – механик система элементларининг кинетик ва потенциал энергиялари йиғиндиси, F – механик системага қўйилган нуқтавий боғланишларнинг кинематик шартлари. Шундай қилиб, қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган механик системалар динамикаси масалаларининг умумий вариацион математик қўйилиши таклиф қилинди. Кучланиш ва деформациялар орасидаги муносабат Больцман-Вольтерра интеграллари ёрдамида ҳисобга олинади. Мюллер, Гаусс, Лаплас интеграл алмаштиришлари ва Рунге- Кутта методлари асосида қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган диссипатив механик тизимларнинг эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечиш методикаси ва алгоритми ишлаб чиқилган.

Диссертациянинг **”Йиғилган массаси бўлган цилиндрик қобикларнинг эркин ва мажбурий тебранишлари”** деб номланган учинчи бобида деформацияланувчан элементлари турли реологик хусусиятларга эга бўлган нуқтали боғланишлар ва масса концентрациясига эга цилиндрик қобиклар системасининг частота тенгламаси ва амплитуда-частота характеристикаларини олиш учун вариацион ёндашувдан фойдаланилган. Қобик ўзига пружинка билан осилган ёки бириктирилган (йиғилган) масса билан характерланади (3- расм).



3-расм. Массаси бўлган цилиндрик қобик

Қовушоқ – эластик хусусиятлар чизиқли Больцман-Вольтерранинг ирсий интеграллари ёрдамида тасвирланган. Ишлаб чиқилган методиканинг тўғрилиги ҳисобланган натижаларни бошқа нашр этилган маълумотлар билан таққослаш, шунингдек, сонли натижаларни маълум бўлган тажриба маълумотлари билан солиштиришлар орқали исботланди. Мураккаб чиқиш параметрлари бўлган комплекс частота тенгламаси олинади, у Мюллер усулида сонли ечилди. Кўриладиган масалани ечишда иккинчи бобда келтирилган вариацион тенгламадан фойдаланилди

$$\delta \left(\sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^S \lambda_n^s W_n^0(x^s, y^s) + \sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^{S_n^s} k_n^s \frac{\partial W_n^0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_n^s} + \sum_{n=1}^N \sum_{r=1}^{R_n} \mu_n^r (W_n^0(x^r, y^r) - W_{n+1}^0(x^r, y^r)) + G_{\max} - T_{\max} \right) = 0 \quad (17)$$

Эркин тебранишлар масаласи қаралганда Лагранж кўпайтувчилари методидан фойдаланиб, қуйидаги вариацион тенгламани оламиз:

$$\delta \{G(F(\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s) + L(U_{nj}^0(\bar{x}), \Omega^2))\} = 0 \quad (18)$$

бу ерда L – механик системанинг виртуал ишлари йиғиндиси, F – кинематик боғланиш шarti. Ҳисоблаш натижасида олинган трансцендент тенглама Мюллер усули ёрдамида ечилди.

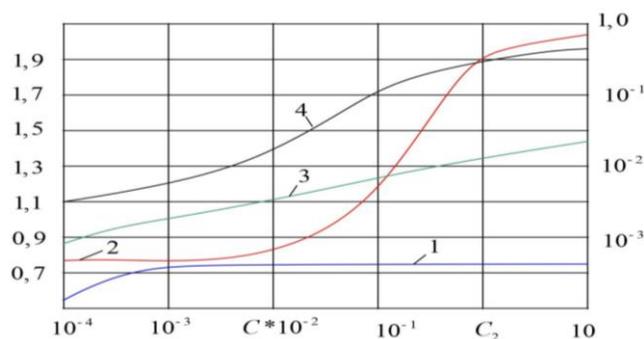
Механик системанинг эркин тебранишлари икки турдаги тебранишларга бўлинади. Биринчи турга қобикнинг симметрик тебранишлари, яъни қобик ва қаттиқ жисм бир текисликда тебранади. Қобикнинг айланма йўналишда тўлқинлар сони битта бўлади. Иккинчи турдаги тебранишларда қобикнинг фазовий носимметрик тебранишлари ўрганилади, айлана йўналишидаги тўлқинлар сони бирдан ортиқ бўлган тебранишлар бўлади, қаттиқ масса эса ҳаракатсиз қолади. Ўрганиладиган қовушоқ эластик материаллар учун дюралевайдан тайёрланган пружина ва акрилондан тайёрланган қобиклардан фойдаланилди. Натижалар график кўринишида частотанинг ҳақиқий қисми ва сўниш коэффициентининг ўлчовсиз тўлқин сонига нисбатан ўзгариши кўринишида келтирилган. Ҳисоблашларда хос қийматларнинг абсолют хатолиги $14 \cdot 10^{-6}$ атрофида бўлди.

1-жадвал. Хос частота бешта модалсининг m_0 га боғлиқ ўзгариши

m_0	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
1	0.10823	0.31337	0.62371	0.72351	0.82139
2	0.01372	0.12143	0.32375	0.62714	0.76353
3	0.00415	0.03262	0.31045	0.57152	0.60452
4	0.00074	0.00519	0.30041	0.50147	0.58612

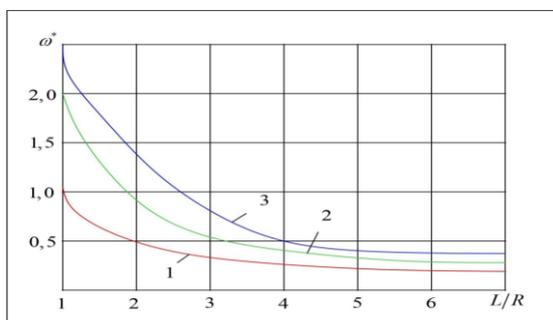
Жадвалдан кўришиб турибдики, қобик узунлигининг ўсиши, йиғилган масса сонининг кўпайиши мос келувчи комплекс частотанинг ҳақиқий ва мавҳум қисмларининг камайишга олиб келар экан. Худди шундай, қобик қалинлигининг камайиб бориши частотанинг ҳақиқий ва мавҳум қисмларининг камайишига олиб келар экан. Олинган энг кичик частотанинг ҳақиқий ва мавҳум қисмлари солиштирилди (эластик ва қовушоқ -эластик системалар учун). Улар 3% гача фарқ билан устма уст тушди. Тебранишлар частотаси биринчи ва иккинчи модасининг пружинанинг бикрлигига боғлиқ ўзгариши 5-расмда келтирилган. Частота ва демпферлаш коэффициентининг бикрлик коэффициентига боғлиқлиги монотон бўлиб, бунда боғланишнинг характери частоталар ва демпферлаш коэффициенти учун бир хиллиги аниқланди.

Иккинчи вариантда диссипатив механик системанинг тузилишини структура жиҳатдан бир жинслимас деб қараймиз. Қобик эластик, пружина-қовушоқ- эластик бўлсин. Частоталарнинг ҳақиқий қисмининг $\xi(R_0)$ га боғлиқлиги худди бир жинсли системадагидек, мос эгри чизиклар 5% аниқлик билан устма-уст тушади. Частоталарнинг мавҳум қисмларининг (демпферлаш коэффициенти) ξ га боғлиқлиги номонотон эканлиги топилди.



5-расм. Тебранишлар частотаси биринчи ва икинчи модасининг пружинанинг бикрлик коэффицентига боғлиқ ўзгариши (1- ω_{R1} ; 2- ω_{R2} ; 3- ω_{I1} ; 4- ω_{I2})

Кейинги масалада L узунликдаги ва радиуси R бўлган ковушоқ - эластик қобикқа m масса деформацияланувчан пружинка ёрдамида осилган бўлсин. Шу диссипатив механик системанинг эркин тебранишлари масаласини қараймиз. Қобикнинг четларида қаттиқ маҳкамланганлик ($Z - Z$), шарнирли маҳкамланганлик ($Sh - Sh$), консол қобик ($Z - Fc$) шартлари қўйилган. Масала юқорида (иккинчи боб) келтирилган методика ёрдамида ечилади. Масалани ечишда қуйидаги берилган катталиклардан фойдаланамиз: $L / R = 3.0$; $h / R = 0.008$; $R = 0.0625m$. Натижалар 6- расмда келтирилган.



6-расм. Турли хил чегаравий шартларда энг кичик комплекс частотанинг узунлика боғлиқ ўзгариши (1. Консол қобик ($Z - Fc$); 2. шарнирли маҳкамланганлик ($Sh - Sh$); 3. Қаттиқ маҳкамланганлик ($Z - Z$))

6-расмдан кўриниб турибдики, қобик радиусининг ўсиши мос келувчи частота ва сўниш коэффицентининг монотон камайишига олиб келар экан.

Диссертациянинг «**Структуравий бир жинсли бўлмаган (консерватив бўлмаган) механик системларнинг тебранишлари ва турғунлиги ҳақида**» деб номланган тўртинчи бобида механик система тенгламалари ечимларининг турғунлиги масаласи ўрганилган.

Бу параграфда тарқалган параметрли механик системанинг тебранишлари қуйидаги тенгламага келтириб олинади

$$[M]\{\ddot{T}\} + [PK]\{\dot{T}\} - \int_0^t [R(t-\tau)]\{T(\tau)\}d\tau = \{Q(t)\}. \quad (19)$$

бу ерда $[M]$, $[PK]$, $[R(t-\tau)]$ - мусбат аниқланган квадратик матрицалар, $\{T\}$ $\{Q(t)\}$ -номаълум катталиклар ва ташқи юқланиш устун матрицалари. Бу тенгламалар системасидан қуйидаги алгебраик бир жинсли тенгламалар системасини оламиз

$$([PK] - \omega^2[M])\{A\} = 0. \quad (20)$$

(20) тенгламанинг тривиал бўлмаган ечимлари мавжудлиги шартидан (консерватив система учун) қуйидаги тенгламани оламиз

$$a_0\omega^n + a_1\omega^{n-1} + \dots + a_{n-1}\omega + a_n = 0, \quad (21)$$

бу ерда $a_0 > 0$. Бу тенгламанинг илдизлари механик системанинг турғун бўлишини таъминлайдиган шартларни олиш мумкин. Бунинг учун турли гипотезалар маълум.

$$D_1 = a_1, \quad D_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 \\ a_3 & a_2 \end{vmatrix}; \quad D_3 = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 \\ a_5 & a_4 & a_3 \end{vmatrix}; \dots D_n = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 & \dots & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{2n-1} & a_{2n-2} & \dots & \dots & a_n \end{vmatrix} \quad (22)$$

бунда $a_k = 0$, агар $k > n$ бўлса, (21) алгебраик тенгламанинг илдизларининг ҳақиқий қисмлари манфий бўлиши учун, Гурвиц теоремасига асосан, (22) аниқловчилар мусбат бўлиши зарур ва етарлидир. Фараз қиламиз, (21) характеристик тенгламада материалларнинг қовушоқлик хусусияти ҳисобга олинсин, у ҳолда характеристик тенглама қуйидаги кўринишни эгаллайди

$$([PK(\Gamma^{c,s}(\omega_R))] - \omega^2[M])\{A\} = 0. \quad (23)$$

Бу тенглама мураккаб трансцендент тенглама бўлиб, асосан сонли усуллар ёрдамида ечилади. (23) тенгламанинг ечимларини қуйидагича тартибга солиб чиқамиз $\omega_k = \omega_{Rk} + i\omega_{Ik}, (k=1,2,3\dots K)$. (21) га мос келувчи тебранишлар формаси қуйидаги кўринишда бўлади:

$$z_k = u_{1k} + iv_{1k}.$$

Турғунликни ўрганиш учун Ляпунов функциялари методидан фойдалансак, у ҳолда Ляпунов функциясини қуйидаги кўринишда олиш мумкин

$$V = \frac{1}{2}(z_1z_2 + z_3z_4 + z_5^2 + z_6^2 + \dots + z_n^2). \quad (24)$$

Ляпунов функциясининг вақт бўйича тўла ҳосиласини қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$\dot{V} = v_1(u_1^2 + v_1^2) + v_2(u_2^2 + v_2^2) + \lambda_5 z_5^2 + \dots + \lambda_n z_n^2 + Z \quad (25)$$

Характеристик тенглама илдизларининг ҳақиқий қисми манфий бўлиши учун (24) мусбат (ёки манфий) аниқланган, (25) эса-ишораси (24) га тескари аниқланган функция бўлиши керак.

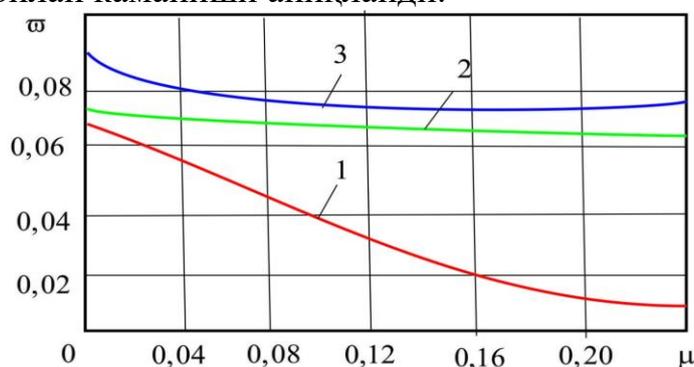
Механик система мажбурий тебранишини дифференциал қўйилишида ўрганамиз. Бунинг учун хос тебранишлар формасини ёйиш усулидан фойдаланамиз. Бу усул орқали осилган массаси бор цилиндрик қобикнинг мажбурий тебранишларини ўрганиш мумкин бўлади. Осилган массаси бўлган цилиндрик қобик тебранишлари формасининг ортогоналик шартини

хам келтириб чиқариш мумкин бўлади. k ва r номерли тебранишлар формасининг тенгламаларини қуйидагича ёзиб оламиз

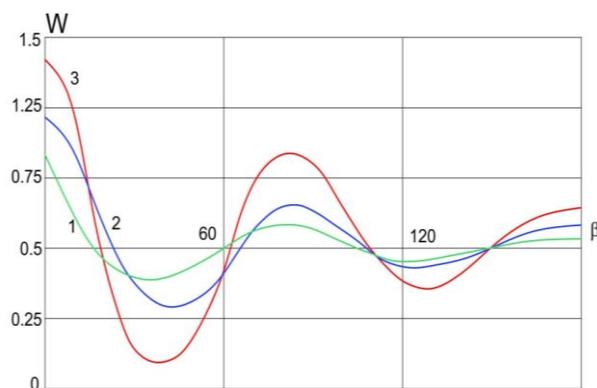
$$L[\bar{U}_k] + \delta_3 \left\{ -\rho_0 h_0 \omega_k^2 w_k - \sum_{j=1}^N \frac{M_j \omega_k^2 w_k^{(j)}}{1 - \omega_k^2 / f_j^2} \frac{\delta(\alpha - \alpha_j, \beta - \beta_j)}{AB} \right\} = 0, \quad (26)$$

$$L[\bar{U}_r] + \delta_3 \left\{ -\rho_0 h_0 \omega_r^2 w_r - \sum_{j=1}^N \frac{M_j \omega_r^2 w_r^{(j)}}{1 - \omega_r^2 / f_j^2} \frac{\delta(\alpha - \alpha_j, \beta - \beta_j)}{AB} \right\} = 0.$$

7-расмда ўзгармас қалинликдаги, икки томони маҳкамланган қобикнинг энг кичик учта тебранишлар формасининг массалар нисбати μ га нисбатан ўзгариши келтирилган. Бу ерда M - осилган масса, M_0 - қобик массаси. Кўришиб трубки, μ параметрнинг ошиши билан юқори мода частоталарнинг $\mu > 0.034$ ўзгармас сонга интилиши, биринчи частотанинг гиперболоик қонун билан камайиши аниқланди.



7-расм. Цилиндрик қобикнинг тебранишлар частотасининг μ ($\mu = M / M_0$) га боғлиқ ўзгариши ($L / R = 3 / 5$, $R / h = 50$, $x_1 = L / 2$)



8-расм. Цилиндрик қобикнинг тебранишлар формасининг бурчакка боғлиқ асосий частота бўйича ўзгариши ($\bar{\omega} = 0.05$) 1.A=0.078, 2.A=0.045, 3.A=0.035

Қовушоқ–эластик жисмнинг сўнувчи эркин ва мажбурий тебранишлари мумкин бўлган кўчиш принципи ва Остроградский-Гаусс алмаштириши асосида ўрганилган ва тенгламалари келтириб чиқарилган. Ўрганилаётган механик система учун ортогоналик шarti топилди:

$$\iint_{(\sigma)} \rho_0 h_0 w_k w_r d\sigma + \sum_{j=1}^N M_j z_j^{(k)} z_j^{(r)} = 0. \quad (27)$$

бу ерда $z_j^{(k)}$ - номерли массанинг кўчиши, $z_j^{(k)} = \frac{w_k(\alpha_j, \beta_j)}{1 - \omega_k^2 / f_j^2}$. Турғунлик

бажарилган соҳада тебранишлар мувозонат вазияти атрофида бўлиши ва қовушқоқлик амплитудаси ошиши билан частотаси камайиши топилди.

Шундай қилиб, йиғилган массали механик системанинг турғунлигига хос соннинг ўзгаришига қараб баҳо бериш мумкин эканлиги топилди.

ХУЛОСА

1. Механик системанинг мажбурий тебранишларини назарий тадқиқ этиш учун алгоритм ва ҳисоблашнинг сонли усули таклиф этилди. Олинган натижалар асосида қобикнинг гармоник тўпланган куч таъсиридаги тебранишлари таҳлил этилиб, частота бўйича титрашни камайтириш ораликлари аниқланди.

2. Йиғилган массали қовушқоқ эластик цилиндрик қобикларнинг хос частоталари (ҳақиқий ва мавҳум қисмлари) ва формаларининг қобик геометриясига ва физик-механик параметрларига боғлиқлик даражаси олинган натижалар асосида таҳлил этилди. Хусусан, қобик узунлиги ва йиғилган массалар сони ошганда частотанинг ҳақиқий ва мавҳум қисмлари кескин камайиши аниқланди;

3. Йиғилган массали коаксиал жойлашган ва бир бири билан деформацияланувчан элемент орқали бириктирилган цилиндрик қобиклар тебраниш жараёнлари математик моделлаштириш асосида назарий тадқиқ этилди.

4. Хусусий ҳолда таянчлари ва бирикитилган массалари бўлган диссипатив бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган механик тизимлар тебранишларининг дастлабки иккита комплекс частоталари қиёсий таҳлил этилди. Массасиз деформацияланувчан элемент қовушқоқлик коэффициенти ошиб бориши билан тебранишлар формаси амплитудалари қийматларининг камайиши аниқланди.

5. Тўпланган массали қовушқоқ цилиндрик қобикларнинг титрашдаги юкланиш таъсири остидаги кўчиш ва зўриқишлар амплитудалари частотанинг монотон функциялари орқали ифодаланиши, шунингдек, энг кичик частота қобикнинг эгилишдаги частотасига мос келиши ҳамда энг катта тебраниш амплитудаси масса қўйилган нуқтасида бўлиши аниқланди.

6. Кўчиш амплитудасининг пружина бикрлик коэффициентига боғлиқлиги кўрсаткичли функциянинг ўзгаришига яқин бўлиши ва бикрлик коэффициентининг ошиши билан резонанс амплитудаси тезлигининг камайиши кузатилди. Бундай резонанс амплитудаси И.И.Сафаров ва И.Е.Трояновскийлар томонидан глобал резонанс амплитудаси (ГРА) деб аталган. Ишда келтирилган механик тизим учун ГРА ролига биринчи частота амплитудаси мос келиш топилди.

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 ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Жураев Шухрат Исроилович

**ОСОБЕННОСТИ СВОБОДНЫХ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ
ВЯЗКО-УПРУГОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ С
СОСРЕДОТОЧЕННОЙ МАССОЙ**

01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела

01.02.01-Теоретическая механика

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD) ПО
ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИМ НАУКАМ**

Бухара–2022

Тема диссертации доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за B2022.2.PHD/FM715

Диссертация выполнена в Бухарском государственном университете.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице Научного совета (www.bmti.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» (www.ziynet.uz).

Научный руководитель:

Тешаев Мухсин Худойбердиевич
доктор физико-математических наук (DSc)

Официальные оппоненты:

Мардонов Ботир Мардонович
доктор физико-математических наук,
профессор

Дусматов Олимжон Мусурмонович
доктор физико-математических наук,
профессор

Ведущая организация:

Ташкентский химико-технологический институт

Защита диссертации состоится «___» _____ 20__ г. в «_____» часов на заседании Научного совета PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 при Бухарском инженерно-технологическом институте по адресу: Бухарская область, 200100, г.Бухара, ул. К. Муртазаева, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84; факс: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz.

Диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Бухарского инженерно-технологического института по адресу: Бухарская область, 200100, г.Бухара, ул. К. Муртазаева, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84 (зарегистрирована под номером ____). (Адрес: Бухарская область, 200100, г. Бухара, ул. К. Муртазаева, 15. Тел.: (+99895) 604-44-70).

Автореферат диссертации разослан «___» _____ 20__ года.

(протокол рассылки № _____ от «___» _____ 20__ г.).

М.З.Шарипов

Председатель разового научного совета по
присуждению ученых степеней,
д.ф.-м.н. (DSc)

З.И. Болтаев

Ученый секретарь разового научного совета
по присуждению ученых степеней,
д.ф.-м.н. (DSc)

Д.К. Дурдиев

Председатель разового научного семинара при
разовом научном совете по присуждению
ученых степеней, д.ф.-м.н. проф.

ВВЕДЕНИЕ (автореферат диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире проблемой обеспечения надежности работ машин и оборудований занимаются более ста научно-исследовательских организаций. В Соединенных Штатах и Японии ежегодно тратится более 20 миллиардов долларов на обеспечение долговечности и надежности оборудований. Изучение влияния современных машин, механизмов и устройств на процесс их взаимного перемещения также становится актуальной проблемой. Учет явления резонанса, возникающего в механизмах в процессе вибрации, занимает важное место в задачах динамики обычных машин. Это свидетельствует о высоком спросе на разработку методов и алгоритмов контроля, учета диссипативных особенностей механических систем для исследования сложной задачи. С этой точки зрения основной целью является изучение сложных задач, связанных с взаимодействием в колебательном процессе механических систем с различными свойствами диссипативности, а также разработка методов и алгоритмов, позволяющих обобщать и применять. В связи с углублением процесса глобализации во всем мире и развитием интенсивности информационного обмена особое внимание уделяется использованию и освоению новых высококачественных конструктивных элементов.

В мире конструкций из полимерных материалов, соединяющихся друг с другом с помощью амортизаторов, а механизмы, состоящие из тонких цилиндрических оболочек, к которым прикреплены сосредоточенные массы, составляют основу радиоэлектронных частей устройств современных машин. Важным является проведение целевых научных исследований и определение их напряженно-деформированного состояния и опасных напряжений.

В настоящее время в Республике осуществляются масштабные мероприятия по повышению прочности и эффективности конструкций, используемых в авиационной промышленности и машиностроении. В частности, в стратегии Действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан на 2017-2021 годы определены задачи по «...реализации целевых программ развития и модернизации дорожно-транспортной, инженерно-коммуникационной и социальной инфраструктур...»². При реализации этих задач, в том числе, требуется создание сейсмостойких конструкций из материалов, получаемых в качестве обделки труб и тоннелей.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных Постановлением № ПП-4794 Президента Республики Узбекистан «О мерах по коренному улучшению системы сейсмической безопасности населения и территории Республики Узбекистан» от 30 июля 2020 года, Постановлением №515 Кабинета Министров Республики Узбекистан «О дальнейшем совершенствовании государственной системы предупреждения и действий в чрезвычайных

² Указ Президента Республики Узбекистан №УП-4947 от 7 февраля 2017 г. «О Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан»

ситуациях Республики Узбекистан» от 26 августа 2020 года и в других нормативно-правовых документах, относительно данной сферы деятельности.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики Узбекистан IV. «Математика, механика, сейсמודинамика конструкций и информатика».

Степень изученности проблемы. Значительный вклад в решение таких вопросов, как свободные и вынужденные колебательные свойства вязкоупругой цилиндрической оболочки с сосредоточенной массой внесли ряд известных зарубежных ученых, такие как Артоболевский И.И., Фролов К.В., Ганиев Р.Ф., Генкин М.Д., Вейц В.Л., Вулфсон И.И., Пановко Я.Г., Колесников К.С., Левицкий Н.И., Сноудон Ж.С., Ден-Гартог Ж.П., Тимошенко С.П. и другие.

Разработке и совершенствованию методов научного анализа и сравнительного рассмотрения некоторых проблем конструированных тонких цилиндрических оболочек, взаимодействующих друг с другом при помощи амортизаторов, а также с прикрепленными сосредоточенными массами посвящены научные работы известных ученых Узбекистана, таких как Рахматулин Х.А., Ёразбоев М.Т., Ширинкулов Т.Ш., Кабулов В.К., Рашидов Т.Р., Мубораков Ё.Н., Мардонов Б.М., Алимухаммедов Ш., О.М. Дусматов, Н.А. Коршунова, Мирсаидов М.М., Бадалов Ф.Б., Тешаев М.Х., Мавлонов Т.М., Абдусаторов А., Сафаров И.И., Худайназаров Х., Эшматов Х., Юлдашев Ш.С. и другие. В результате проведенных научных исследований достигнуты значительные результаты в решении вопросов повышения эффективности и практического применения защиты элементов машин.

В то же время существуют ряд проблем в машиностроении, авиастроении и наземном транспорте, в частности проблемы разработки методов и алгоритмов защиты несущих конструкций от вибраций, возникающих при воздействии динамических нагрузок, связанных с динамикой диссипативных механических систем (диссипативно- однородных и неоднородных), которые недостаточно изучены.

Связь диссертации с научно-исследовательскими работами высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках научно - технической программы на тему “Научные и практические проблемы математики” , входящих в план научно-исследовательских работ, осуществленной в Бухарском государственном университете в 2011-2017 годах.

Целью исследования является разработка методики и алгоритма аналитического и численного исследования динамики тонкостенных цилиндрических оболочек с присоединенными массами под действием гармонических (или нестационарных) нагрузок, а также их анализ с получением численных результатов.

Задачи исследования:

разработка математической постановки, методики и алгоритма решения задач о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругих цилиндрических оболочек, расположенных коаксиально и соединенных между собой деформируемыми элементами а также имеющего сосредоточенные массы;

сравнительная оценка изменения собственных частот (действительных и мнимых частей) и форм колебаний вязкоупругих цилиндрических оболочек с сосредоточенной массой в зависимости от их геометрических и физико-механических параметров;

сравнительная оценка изменения собственных частот (реальных и мнимых частей) компонентов структурно- неоднородных массивных вязкоупругоэластичных цилиндрических оболочек в зависимости от коэффициентов жёсткости;

исследование амплитуд сдвигов и напряжений в зависимости от частоты вязкоупругих цилиндрических оболочек с сосредоточенной массой под действием вибрационной нагрузки;

разработка теории управления резонансными режимами (системами виброзащиты) механической системы на основе сервоуравнений цилиндрической теории оболочек с сосредоточенными массами.

В качестве **объектов исследования** приняты вязкоупругие тонкостенные оболочки, сосредоточенной массы, деформируемые элементы (пружины).

Предметом исследования являются математические модели и методы решения задач динамики механических систем, состоящих из структурно неоднородных сопряженных массивных оболочек и алгоритмы, основанные на сложной арифметике.

Методы исследования. При исследованиях использованы методы механики деформируемого твердого тела (принцип возможных перемещений), замораживания, разделения переменных, методы Гаусса, Лапласа и Мюллера.

Научная новизна исследования состоит из следующих:

разработаны математическая постановка, методика и алгоритм решения задач о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругих цилиндрических оболочек, расположенных коаксиально, соединенных между собой деформируемым элементом и имеющих сосредоточенную массу;

проведена сравнительная оценка изменения собственных частот и форм колебаний вязкоупругих цилиндрических оболочек, имеющих сосредоточенные массы, в зависимости от их геометрических и физико-механических параметров;

сравнительная оценка изменения собственных частот (действительных и мнимых частей) структурно- неоднородных вязкоупругих цилиндрических оболочек в зависимости от коэффициента жёсткости;

определена уровень частотной зависимости амплитуд сдвига и напряжения под действием вибрационной нагрузки вязкоупругих цилиндрических оболочек с сосредоточенными массами;

развита теория управления резонансными режимами (системами виброзащиты) механической системы на основе серво звеньевой цилиндрической теории оболочек с сосредоточенными массами;

проведен сравнительный анализ первых двух комплексных частот собственных колебаний структурно однородных и неоднородных механических систем, состоящих из двух (или трех) оболочек с опорами и присоединенными массами. Установлена, что разность действительных частей комплексных частот составляет до 6%, а мнимых- в корне отличаются.

Практические результаты исследования состоят из следующих:

разработанная методика и алгоритм позволяют в несколько раз снизить вибрационные колебания в резонансных режимах структурно неоднородных механических систем;

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

разработана методика определения областей интенсивности затухания (диссипации) энергии в диссипативно неоднородной вязкоупругой цилиндрической оболочке, состоящей из сосредоточенных массовых и безмассовых деформируемых элементов.

Достоверность результатов исследования обусловлена корректной постановкой граничных условий, строгостью приведенных математических выкладок, систематическим использованием обоснованных методов решения, сопоставлением результатов решений других исследователей при оценке точности решений и их соответствием, а также их внедренностью.

Теоретическое и практическое значение результатов исследования. Теоретическая значимость полученных результатов исследования заключается в том, что они составляют основу построения теории интенсивности энергии в диссипативных (однородных и неоднородных) механических системах, состоящих из тонкостенных оболочек с прикрепленными массами.

Практическая значимость работы заключается в выявлении особенностей затухания колебаний всей механической системы (динамическое напряженно-деформированное состояние), а также разработке методики и алгоритма для их оптимизации.

Внедренность результатов исследования.

На основе методов расчета напряженно-деформационных состояний механических систем, состоящих из многослойной цилиндрической оболочки и прикрепленных к ней масс в исследовании колебаний, по полученным результатам и алгоритму:

методы расчета напряженно-деформированного состояния

диссипативных механических систем, состоящих из тонкостенных оболочек с массами, прикрепленными вязкоупругими элементами, под действием динамических сил использовано в научно-исследовательской работе, выполненной в Бухарском государственном университете в 2017-2020 гг. фундаментальном проекте ОТ - Ф4 - 02 - «Термодинамика моделей математической физики с бесконечным множеством состояний» (справка № 01-1162 от 10.06.2022). В результате разница между аналитическим решением и полуаналитическим методом разработанным в диссертации при нахождении решений системы интегро-дифференциальных уравнений с использованием классических ядер не превышала 15 %, что позволило увеличить надежность системы за счет уменьшения явления резонанса;

для описания диапазона значений параметров, определяющих особенности обобщенных решений гиперболических уравнений, распространенных в математической физике использован в фундаментальном проекте ОТ – Ф4 – 69 – «Гармонический анализ, степенная геометрия и его приложения к задачам математической физики», выполненный в Самаркандском государственном университете 2017-2020 гг., (справка № 10-2289 от 13.06.2022). В результате при совместности фазовой и амплитудной особенностей появляются возможность найти асимптотический характер осциллирующего интеграла и определить его численные значения на конкретных примерах.

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования обсуждены и одобрены на международных и республиканских конференциях, в частности на 4 международных и 4 республиканских научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. Всего по теме диссертации опубликовано 14 научных работ, из них 6 статей в научных изданиях, рекомендованных Высшей Аттестационной комиссией Республики Узбекистан к публикации основных научных результатов диссертации доктора философии (PhD), в том числе 3-в республиканских и 3-в зарубежных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 109 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во **введении** диссертации обосновывается актуальность и востребованность темы диссертационного исследования, сформулированы цель, задачи, объект и предмет исследования. Показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан, изложена научная новизна и практические результаты исследования. Обоснована достоверность полученных результатов, освещена их научная и практическая значимость. Представлена информация о внедренности результатов исследований, об апробации, опубликованных работах, структуре и объеме диссертации.

В первой главе диссертации, озаглавленной как **"Обзор литературы, посвященный изучению собственных и вынужденных колебаний цилиндрической оболочки с сосредоточенной массой и безмассовым элементом"**, представлен обзор литературы, посвященный изучению собственных и вынужденных колебаний цилиндрической оболочки, состоящей из сосредоточенной массы (или безмассового элементов). Основное внимание уделено исследованию колебаний механической системы, состоящей из цилиндрических оболочек, безмассового деформируемого элемента, и сосредоточенных масс а также устойчивости ее движения. В механической системе, где накопленная масса контактирует с оболочками с помощью безмассовых элементов, проблема разработки единой методологии изучения динамических свойств с учетом характера вязкости деформирующих элементов основана на том, что проблема их разработки не решена. Вывод был сделан на основе анализа литературы. На основании этих выводов поставлена цель диссертационной работы и задачи соответствующие этой цели.

Во второй главе диссертации, которая называется **"Методика постановки и решения задачи о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругой цилиндрической оболочки с сосредоточенной массой"**, приведены математическая постановка и методы решения задач (рис.1) Пусть дана механическая система, состоящая из N материальных точек с сосредоточенными массами, K деформируемых вязкоупругих элементов, из которых S_1 представляют собой деформируемые оболочечные тела, а S_2 -безмассовые деформируемые элементы (пружины) и абсолютно твердые массы (рис.1).

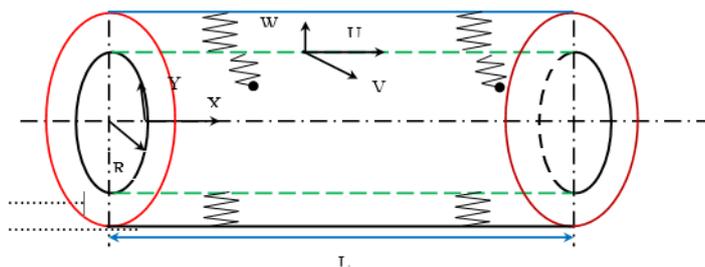


Рис. 1. Цилиндрическая механическая система с распределенными параметрами

Рассмотрим собственные и вынужденные колебания вязкоупругой механической системы, приведенной на рис. 1. При постановке задачи будем использовать принцип возможных перемещений. Для этого сумма вариаций работ, выполненных активными, пассивными силами, действующими на механическую систему и силами инерции должна быть равна нулю:

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

где

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

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

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

$\delta \varepsilon_{ij}$, $\delta \Delta e$ - вариации деформации и смещения элементов сосредоточенных масс, ρ_n - плотность точно сосредоточенного n -го материального элемента, m_k - масса k -го твердого тела; $u, u_k, \delta u_1, \delta u_k$ - векторы скорости и их вариации материальных точек деформируемого тела с распределенными параметрами и точно сосредоточенных элементов; f, ρ - плотность поверхностных и массовых сил, действующих на деформируемое тело с распределенными параметрами; V_n, E_n - объем и поверхность деформируемого n -го тела с распределенными параметрами; I_n - центральный момент инерции n -го твердого тела; F_m, M_k - главный вектор и главный момент k -го твердого тела. Предположим, что в вышеупомянутой механической системе массивный деформируемый элемент состоит из тонких оболочек, тогда вариация дополнительных работ, выполненных в уравнении (1), будет выглядеть следующим образом

$$\delta A_\sigma = -\int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV, \quad \delta A_a = -\sum_{l=1}^{L'} \sigma_{l'} \cdot \delta \varepsilon_{l'}, \quad (2)$$

$$\delta A_m = -\rho h \int_{\Omega} \bar{U}(X_1, X_2, t) \cdot \delta \bar{U} d\Omega - \sum_{q=1}^Q M_q \bar{U}(X_1^q, X_2^q, t) \delta \bar{U}.$$

Здесь ρ, h - плотность и толщина оболочки, M_q - прикрепленная q -я масса, L' - количество деформируемых опор, Q - количество подвешенных масс, V, Ω - объем и поверхность оболочки соответственно, $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ - компоненты напряжений и деформаций соответственно, $\sigma_{l'}, \varepsilon_{l'}$ - деформации и напряжения деформируемой l' -й опоры соответственно, δ - обобщенная вариация смещения.

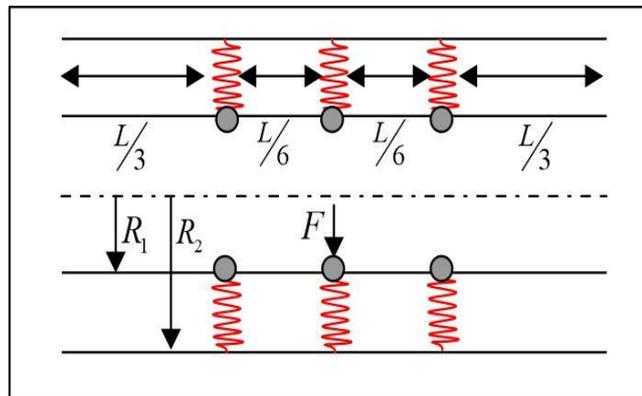


Рис. 2. Расчетная схема системы цилиндрических оболочек с массами

Второй способ получения системы уравнений - это использование дифференциального подхода. Дифференциальный подход может быть использован, в основном, для пространственно-стержневой системы, пластины и оболочек с массой. В этом случае дифференциальное уравнение механической системы приобретает следующий вид (рис.2):

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k - \sum_{k=1}^{S_2} \int_{-\infty}^t R_{jk}(t-\tau) L_{jk} W(\tau) d\tau \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho_j f_j e^{i\lambda t}, \quad (3)$$

где W_j - компоненты вектора смещения j - го массового элемента; ρ_j - плотность j -го массового элемента, которая зависит от координаты; f_j - амплитуда массовой силы; $R_{jk}(t-\tau)$ - ядро релаксации, L_{jk} - дифференциальный оператор в пространственной системе координат. В работе изучаются свободные и вынужденные колебания механической системы, представленной выше (рисунки 1 и 2). Когда изучаются свободные колебания, не принимаем во внимание силы внешнего воздействия. Граничные условия не учитываются с учетом автоматической их реализации при вариационной постановке. Вынужденные колебания возникают под воздействием гармонической или установившейся силы:

$$F(t) = F_0 e^{-i\lambda t}, \quad (4)$$

где F_0 - амплитуда внешней нагрузки; λ - частота внешней нагрузки. Решение системы уравнений (2), полученной выше, ищем в следующем виде

$$\bar{u}_k(\bar{x}, t) = \bar{V}_k(x) e^{-i\omega t}, \quad (5)$$

где ω - искомая комплексная частота собственных колебаний, которая определяется в процессе решения задачи. При вынужденных колебаниях частота будет определенной, действительной величиной и будет задана ($\omega = \lambda$); $\bar{V}(\bar{x})$ - комплексная величина, представляющая форму колебаний. Если механическая система состоит из конечной степени свободы, то используя дифференциальное уравнение Лагранжа II рода получаем интегро-дифференциальные уравнения колебаний системы

$$\sum_{k=1}^{6N} (a_{jk} \ddot{q}_k(t) + C_{jk} \left[q_k(t) - \int_{-\infty}^t R_{ck}(t-\tau) q_k(\tau) d\tau \right]) = f_j e^{-i\lambda t}, \quad j = 1, 2, \dots, 6N \quad (6)$$

где a_{ij} - положительно- определенная квадратичная форма. Требуется найти периодическое решение системы уравнений (6). Систему дифференциальных уравнений (6) можно обобщить на вязкоупругую механическую систему, выведя ее для случая $R_{ij} = 0$ и представить через нормальные координаты.

Если введем следующую обобщенную систему координат $q_j = \sum_{k=1}^n b_{ik} \theta_k$, то система принимает вид

$$\ddot{\theta}_i + \omega_i^2 \theta_i - \int_{-\infty}^t \bar{R}_{ik}(t-s) \theta_k(s) ds = Q_{i0} \sin pt, \quad (i=1, \dots, n)$$

где θ_k - нормальные координаты, ω_i - частота собственных колебаний упругой системы, Q_{0i} - амплитуда обобщенной силы, соответствующая

нормальной координате, \bar{R}_{ik} – ядро релаксации, a_{jk} – симметричная матрица с действительными элементами, представляющая собой обобщенную массу; C_{jk} – симметричная матрица, представляющая обобщенный мгновенный модуль упругости; q_k – комплексные обобщенные координаты; f_i – амплитуда комплексной обобщенной силы.

При исследовании свободных колебаний правая часть уравнения (6) будет равна нулю, тогда решение уравнения (6) ищется в виде:

$$q_j = A_j e^{-i\omega t}, \quad j = 1, \dots, 6 \quad (7)$$

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – частота собственных колебаний.

Если подставить решение (7) в уравнение (6), то получим систему однородных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\bar{C}_{jk}(\omega_R) - \omega^2 c_{jk}) A_k = 0, \quad j = 1, 2, \dots, 6N. \quad (8)$$

Для того чтобы система однородных алгебраических уравнений имела отличие от нуля решение, ее главный определитель должен быть равен нулю. В результате получаем трансцендентное уравнение

$$|\bar{C}_{jk}(\omega_R) - \omega^2 c_{jk}| = 0. \quad (9)$$

Приведенное выше трансцендентное уравнение (9) решается численным методом Мюллера. В качестве исходных значений берется решение консервативной задачи. Корни этого уравнения $\omega_k = \omega_{Rk} - i\omega_{Ik}$, $\omega_{n-k} = \omega_{Rk} + i\omega_{Ik}$, ($k = 1, \dots, n$), представляют собой $\omega_{Rk} > 0$ – частоту колебаний, $\omega_{Ik} > 0$ коэффициент затухания.

Пусть поперечные колебания n -ой цилиндрической оболочки в пакете коаксиально расположенных оболочек изменяется по экспоненциальному закону:

$$W_n(x, \varphi) = W_n^0(x, \varphi) e^{i\omega t}, \quad (n = 1, \dots, N)$$

где N – количество оболочек, $W_n^0(x, \varphi)$ – амплитуда формы колебаний n -й оболочки. Обозначим максимальную кинетическую и потенциальную энергию n -ой оболочки вместе с накопленной массой следующим образом: T_{max}^n , σ_{max}^n . Для вязкоупругой механической системы максимальная потенциальная энергия i -ой оболочки будет следующей (при $x = x^l, \varphi = y^l$)

$$\sigma_{max}^{ln} = (1/2) \sum_{l=1}^{L_n} \tilde{C}_{l_n} [W_n^0(x^l, y^l) - W_{n+1}^0(x^l, y^l)]^2, \quad (10)$$

где \tilde{C}_{l_n} , x^l , y^l операторный коэффициент жесткости, которая определяется следующим образом

$$\bar{C}_{l_n} = C_0^{l_n} [1 - \Gamma_n^c(\omega_R) - i\Gamma_n^s(\omega_R)] \varphi,$$

где L_n – число пружин между n -ой и $(n + 1)$ -ой оболочками. Тогда вариационное уравнение принимает следующий вид:

$$\delta(T_{\max} - G_{\max}) = 0, \quad (11)$$

где $T_{\max} = \sum_{n=1}^N T_{\max}^n$, $G_{\max} = \sum_{n=1}^N (G_{\max}^{*n} + G_{\max}^{ln})$. Предположим, что обе концы n -ой цилиндрической оболочки имеют шарнирные опоры. На оболочку S внутренних опор (стойки или пружины), и а S_n^α сосредоточенные массы прикреплены с пружинами. Если n -я и $(n+1)$ -я оболочки соединены с жесткими столбиками, то получим следующую связь: $W_n^0(x^r, y^r) - W_{n+1}^0(x^r, y^r) = 0$, ($r=1, \dots, R_n$), где x^r, y^r – координаты r -ого жесткого столба.

На основании вышеизложенных вариационное уравнение (1) выражается через множители Лагранжа следующей системой уравнений, включающей себе все связи:

$$\delta \left(\sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^S \lambda_n^s W_n^0(x^s, y^s) + \sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^{S_n^s} k_n^s \frac{\partial W_n^0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_n^s} + \sum_{n=1}^N \sum_{r=1}^{R_n} \mu_n^r (W_n^0(x^r, y^r) - W_{n+1}^0(x^r, y^r)) + G_{\max} - T_{\max} \right) = 0 \quad (12)$$

где $\lambda_n^s, k_n^s, \mu_n^r$ – множители Лагранжа.

Предположим, что силы, действующие на оболочку и закрепленные на ней элементы, имеют одинаковую частоту, но разные амплитуды

$$\bar{P}_{nj}(t) = \bar{P}_{nj}^0 e^{-i\omega t}, \quad (n=1, \dots, N; \quad j=1, \dots, J)$$

где ω – заданная частота внешней силы, \bar{P}_{nj}^0 – амплитуда j -й направляющей составляющей вектора внешней нагрузки, N – количество элементов механической системы, J – количество компонентов вектора смещения.

На сумму (1) прибавляем возможную работу внешних сил

$$\delta A_p = \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^J \bar{P}_{nj}(t) \int_{\Omega_n} \delta U_{nj}(\bar{x}, t) d\Omega, \quad (13)$$

где U_{nj} – компонента n -го вектора перемещений, Ω_n – поверхность n -ого элемента.

Ищем решение установившихся колебаний уравнения (12) в следующем виде

$$U_{nj}(\bar{x}, t) = U_{nj}^0(\bar{x}) e^{-i\omega t}, \quad (14)$$

где $U_{nj}^0(\bar{x})$ – амплитуда вынужденных колебаний, комплексные величины. В отличие от задачи о собственных колебаниях, здесь частота ω является действительной величиной. Для интеграла приведенного выше в уравнении (12) используем метод замены переменных, $t - \tau = z$ который в этом случае принимает следующий вид

$$\int_{-\infty}^t R(t - \tau) \varphi(\tau) d\tau = [\Gamma_c(\omega) + i\Gamma_s(\omega)] \varphi(t), \quad (15)$$

где $G_c(\omega), G_s(\omega)$ – косинуса и синуса преобразования Фурье ядра релаксации материала. Таким образом, вариационное уравнение записывается так:

$$\delta\{G(U_{nj}^0(\bar{x}), \omega^2) + F(\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s)\} = 0, \quad (16)$$

где G – сумма кинетической и потенциальной энергий элементов механической системы, F – кинематическое условие приложенных на механическую систему точечных связей. Таким образом, предложена общая вариационная математическая постановка задачи о динамике диссипативных однородных и неоднородных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел. Соотношение между напряжениями и деформациями учитывается с помощью интеграла Больцмана-Вольтерры. На основе методов Мюллера, Гаусса, интегрального преобразования Лапласа и Рунге - Кутта разработана методика и алгоритм решения задач о собственных и вынужденных колебаниях диссипативных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел.

В третьей главе диссертации, которая называется “**Собственные и вынужденные колебания цилиндрических оболочек с сосредоточенной массой**” использован вариационный подход для получения уравнения частоты и амплитудно-частотных характеристик системы цилиндрических оболочек с точечными связями и массовыми концентрациями, деформируемые элементы которых обладают различными реологическими свойствами. Оболочка характеризуется массой, которая подвешена или прикреплена (сосредоточенной) к себе с помощью пружины массой (рис.3).

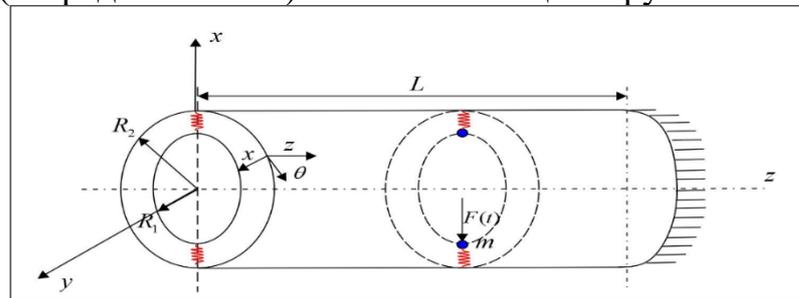


Рисунок 3. Цилиндрическая оболочка с массой

Вязкоупругие свойства описываются с помощью линейного наследственного интеграла Больцмана-Вольтерра. Достоверность разработанной методики доказывалась сравнениями полученных расчетных результатов с другими опубликованными данными, а также сравнением численных результатов с известными экспериментальными данными. Получается комплексное частотное уравнение с комплексными выходными параметрами, которое решается численно методом Мюллера. При решении рассматриваемой задачи использовалось вариационное уравнение, представленное во второй главе

$$\delta\left(\sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^S \lambda_n^s W_n^0(x^s, y^s) + \sum_{n=1}^N \sum_{s=1}^{S_n^s} k_n^s \frac{\partial W_n^0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_n^s} + \sum_{n=1}^N \sum_{r=1}^{R_n} \mu_n^r (W_n^0(x^r, y^r) - W_{n+1}^0(x^r, y^r)) + G_{\max} - T_{\max}\right) = 0 \quad (17)$$

Используя метод множителей Лагранжа при рассмотрении задачи о собственных колебаниях, получаем следующее вариационное уравнение:

$$\delta\{G(F(\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s) + L(U_{nj}^0(\bar{x}), \Omega^2))\} = 0, \quad (18)$$

где L – сумма виртуальных работ механической системы, F – условие кинематической связи. Полученное в результате вычислений трансцендентное уравнение было решено методом Мюллера.

Собственные колебания механической системы делятся на два типа колебаний. К первому типу относятся симметричные колебания оболочки, то есть оболочка и твердое тело колеблются в одной плоскости. Количество волн в окружном направлении оболочки будет один. При колебаниях второго типа изучаются пространственные несимметричные колебания оболочки, колебания с числом волн в окружном направлении более единицы, при этом твердая масса остается неподвижной. Для исследуемых вязкоупругих материалов использовались пружины из дюралевого и оболочки из акрилона.

Результаты представлены в графическом виде, в виде изменения действительной части частоты и коэффициента затухания относительно безразмерного волнового числа. Абсолютная погрешность в расчетах составляла около $14 \cdot 10^{-6}$.

Таблица 1. Зависимое изменение m_0 пяти модальностей удельной частоты

m_0	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
1	0.10823	0.31337	0.62371	0.72351	0.82139
2	0.01372	0.12143	0.32375	0.62714	0.76353
3	0.00415	0.03262	0.31045	0.57152	0.60452
4	0.00074	0.00519	0.30041	0.50147	0.58612

Как видно из таблицы, увеличение длины оболочки, увеличение количества сосредоточенной массы приводят к уменьшению действительной и мнимой частей соответствующей комплексной частоты. Аналогично, уменьшение толщины оболочки приводит к уменьшению действительной и мнимой части частоты. Было проведено сравнение реальной и мнимой частей наименьшей полученной частоты (для упругих и вязкоупругих систем). Они совпадали с разницей до 3%. На рис.5 приведено изменение колебаний первой и второй моды частоты в зависимости от коэффициента жесткости пружины. При этом зависимость частоты и коэффициента демпфирования монотонны, и установлено, что характер связи одинаков для частоты и коэффициента демпфирования.

Во втором варианте рассматриваем структуру диссипативной механической системы как структурно неоднородной. Пусть оболочка упругая, а пружина-вязкоупругая. Зависимость действительной части частот от $\xi(R0)$ такая же, как и в однородной системе, соответствующие кривые совпадают с

точностью до 5%. Установлена, что зависимость мнимой части частот (коэффициента демпфирования) от ξ является не монотонной.

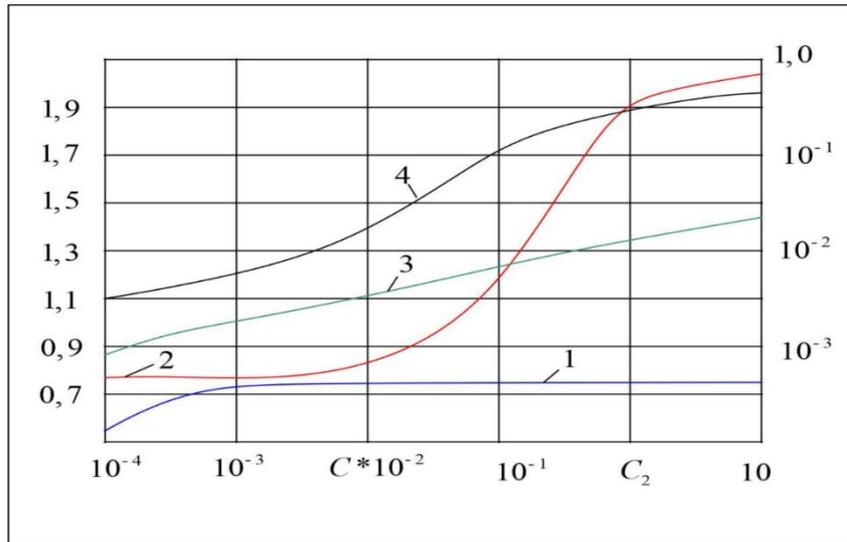


Рис. 5. Изменение частоты колебаний первой и второй моды в зависимости от коэффициента жесткости пружины (1.- ω_{R1} ; 2.- ω_{R2} ; 3- ω_{I1} ; 4- ω_{I2})

В следующей задаче допустим, что к вязкоупругой оболочке длиной L и радиуса R повешена масса m с помощью деформируемой пружины. Рассмотрим задачу собственных колебаний этой диссипативной механической системы. На концах оболочки ставятся условия жесткого крепления ($Z-Z$), шарнирное крепление ($SH-SH$), консольная оболочка ($Z-Fc$). Задача решается по методике, разработанной выше (во второй главе). При решении задачи используем следующие данные величины:

$L/R = 3.0; h/R = 0.008; R = 0.0625m$. Результаты приведены на рис. 6.

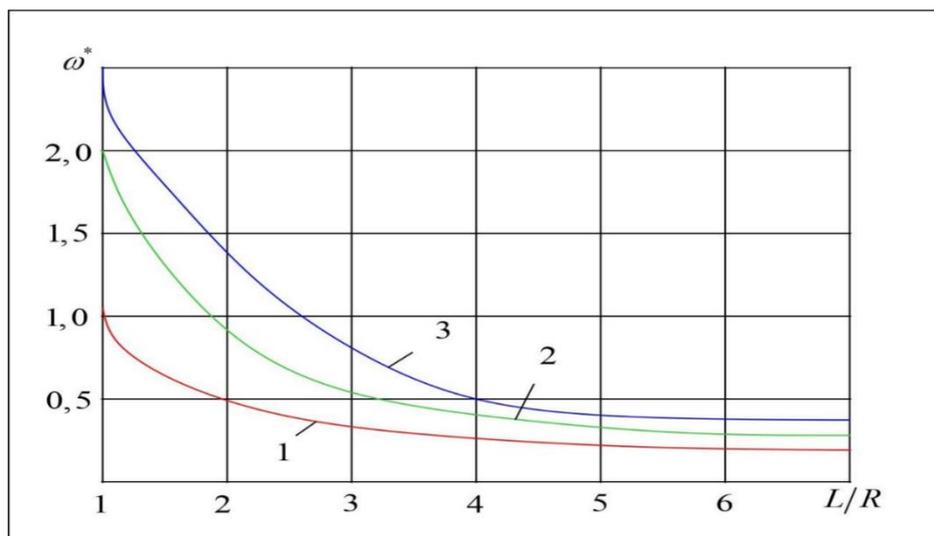


Рис. 6. При различных граничных условиях изменение наименьшей комплексной частоты, в зависимости от длины (1. Консольная оболочка ($Z-Fc$); 2. Шарнирное крепление ($Sh-Sh$); 3. Жесткое крепление ($Z-Z$))

Из рис. 6 видно, что увеличение радиуса оболочки приводит к монотонному уменьшению соответствующей частоты и коэффициента затухания.

В четвертой главе диссертации, озаглавленной как «**О колебаниях и устойчивости структурно неоднородных (неконсервативных) механических систем**», исследована проблема устойчивости решений уравнений механических систем.

В этом параграфе уравнения колебаний механической системы с распределенными приводится к уравнению

$$[M]\{\ddot{T}\} + [PK]\{\dot{T}\} - \int_0^t [R(t-\tau)]\{T(\tau)\} d\tau = \{Q(t)\}. \quad (19)$$

где $[M]$, $[PK]$, $[R(t-\tau)]$ - положительно – определенные квадратные матрицы, $\{T\}$ $\{Q(t)\}$ - матрицы- столбцы неизвестных величин и внешней нагрузки. Из этой системы уравнений получаем следующее однородное алгебраическое уравнение

$$([PK] - \omega^2 [M])\{A\} = 0 \quad (20)$$

Из условия существования нетривиальных решений уравнения (20), (для консервативной системы), получаем следующее уравнение

$$a_0 \omega^n + a_1 \omega^{n-1} + \dots + a_{n-1} \omega + a_n = 0, \quad (21)$$

где $a_0 > 0$. Из решения этого уравнения можно получить условия, обеспечивающие устойчивость системы. Для этого известны различные гипотезы.

$$D_1 = a_1, \quad D_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 \\ a_3 & a_2 \end{vmatrix}, \quad D_3 = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 \\ a_5 & a_4 & a_3 \end{vmatrix}, \dots \quad D_n = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 \dots & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{2n-1} & a_{2n-2} & \dots & a_n \end{vmatrix} \quad (22)$$

где $a_k = 0$, если $k > n$. Для того, чтобы действительные части корней алгебраического уравнения (21) были отрицательными, согласно теореме Гурвица, необходимо и достаточно, чтобы определители (22) были положительными. Предположим, что в приведенном выше характеристическом уравнении (22) учитываются свойства вязкости материалов, тогда характеристическое уравнение имеет следующий вид

$$([PK(\Gamma^{c,s}(\omega_R))] - \omega^2 [M])\{A\} = 0. \quad (23)$$

Это уравнение является сложным трансцендентным уравнением и решается численными методами. Корни этого уравнения записываем в виде $\omega_k = \omega_{Rk} + i\omega_{Ik}$, ($k = 1, 2, 3 \dots K$). Форма колебаний, соответствующая уравнению (21), выглядит следующим образом: $z_k = u_{1k} + iv_{1k}$.

Если для исследования устойчивости использовать функции Ляпунова, тогда функция Ляпунова имеет следующий вид:

$$V = \frac{1}{2} (z_1 z_2 + z_3 z_4 + z_5^2 + z_6^2 + \dots + z_n^2). \quad (24)$$

Полную производную по времени от функции Ляпунова имеет вид

$$\dot{V} = v_1(u_1^2 + v_1^2) + v_2(u_2^2 + v_2^2) + \lambda_5 z_5^2 + \dots + \lambda_n z_n^2 + Z \quad (25)$$

Для того, чтобы действительные части корней характеристического уравнения были отрицательными, должна быть (24)-определенно положительной (или отрицательной), а (25)- знако-противоположной знаку (24).

Изучим вынужденные колебания механической системы при дифференциальной постановке. Для этого используем метод разложения формы собственных колебаний. С помощью этого метода можно будет изучать вынужденные колебания цилиндрической оболочки с подвешенной массой. Также будет возможно вывести условия ортогональности форм колебаний цилиндрической оболочки с подвешенной массой. Уравнения форм колебаний с номерами k и r записываем в следующем виде

$$L[\bar{U}_k] + \delta_3 \left\{ -\rho_0 h_0 \omega_k^2 w_k - \sum_{j=1}^N \frac{M_j \omega_k^2 w_k^{(j)}}{1 - \omega_k^2 / f_j^2} \frac{\delta(\alpha - \alpha_j, \beta - \beta_j)}{AB} \right\} = 0, \quad (26)$$

$$L[\bar{U}_r] + \delta_3 \left\{ -\rho_0 h_0 \omega_r^2 w_r - \sum_{j=1}^N \frac{M_j \omega_r^2 w_r^{(j)}}{1 - \omega_r^2 / f_j^2} \frac{\delta(\alpha - \alpha_j, \beta - \beta_j)}{AB} \right\} = 0.$$

На рис. 7 представлена изменение форм наименьших трех колебаний оболочки постоянной толщины, опертой с двух сторон относительно отношений масс μ . Здесь M - подвешенная масса, M_0 - масса оболочки. Видно, что с увеличением параметра μ моды высоких частот стремятся к постоянному числу $\mu > 0.034$, а первая частота уменьшается по гиперболическому закону.

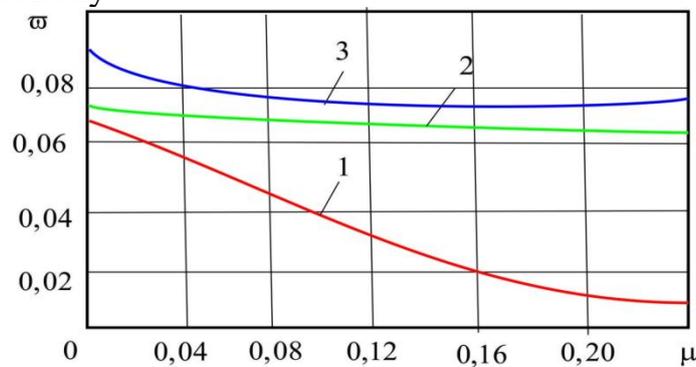


Рис.7. Изменение частоты колебаний цилиндрической оболочки относительно μ ($\mu = M / M_0$) ($L / R = 3 / 5$, $R / h = 50$, $x_l = L / 2$)

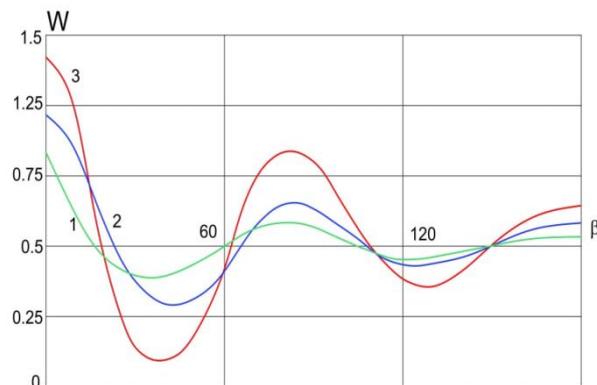


Рис.8. Изменение формы колебаний цилиндрической оболочки по основной частоте, в зависимости от угла ($\bar{\omega} = 0.05$) 1.A = 0.078, 2.A = 0.045, 3.A = 0.035

На основе принципа возможных перемещений и преобразований Остроградского–Гаусса были изучены и выведены уравнения убывающих собственных и вынужденных колебаний вязкоупругого тела. Найдено условие ортогональности для изучаемой механической системы:

$$\iint_{(\sigma)} \rho_0 h_0 w_k w_r d\sigma + \sum_{j=1}^N M_j z_j^{(k)} z_j^{(r)} = 0. \quad (27)$$

где $z_j^{(k)}$ - перемещение массы с номером j , $z_j^{(k)} = \frac{w_k(\alpha_j, \beta_j)}{1 - \omega_k^2 / f_j^2}$. В области, где

удовлетворяются устойчивость, было обнаружено, что колебания были вокруг положения равновесия и с увеличением амплитуды вязкости уменьшалась частота.

Таким образом, обнаружено, что об устойчивости механической системы с сосредоточенными массами можно судить по изменению собственного числа.

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

1. Разработан алгоритм и методика расчета для теоретического исследования вынужденных колебаний механической системы. На основе полученных результатов проанализированы колебания оболочки под действием гармонической сосредоточенной силы и определены интервалы снижения колебаний по частоте.

2. На основе полученных результатов проанализирована степень зависимости собственных частот (действительных и мнимых) и форм вязкоупругих цилиндрических оболочек с сосредоточенными массами от геометрии и физико-механических параметров оболочки. В частности, было установлено, что действительная и мнимая части частоты резко уменьшаются при увеличении длины оболочки и числа сосредоточенных собираемых масс.

3. На основе математического моделирования теоретически исследованы вибрационные процессы цилиндрических оболочек, расположенных друг в друге с накопленной массой и связанных друг с другом деформируемым элементом.

4. В частном случае проведен сравнительный анализ первых двух комплексных частот колебаний диссипативно- однородной и неоднородной механической системы с опорами и прикрепленными массами. Установлено, что по мере увеличения коэффициента мгновенной вязкости безмассового деформируемого элемента значения амплитуд форм колебаний уменьшаются.

5 Установлено, что амплитуды перемещений и усилий под действием вибрационного нагружения вязких цилиндрических оболочек сосредоточенной массы выражаются монотонными функциями частоты,

причем наименьшая частота соответствует частоте изгиба оболочки, а наибольшая амплитуда колебаний наблюдается в точке, где находится масса.

6. Обнаружено, что зависимость амплитуды смещения от жесткости пружины близка к изменению степенной функции, и с увеличением коэффициента жесткости скорость резонансной амплитуды уменьшается. Такая резонансная амплитуда была названа И.И.Сафаровым и И.Е.Трояновским глобальной резонансной амплитудой (ГРА). Установлено, что амплитуда первой частоты соответствует роли амплитуды ГРА для механической системы, представленной в работе.

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

1. Разработан алгоритм и методика расчета для теоретического исследования вынужденных колебаний механической системы. На основе полученных результатов проанализированы колебания оболочки под действием гармонической сосредоточенной силы и определены интервалы снижения колебаний по частоте.

2. На основе полученных результатов проанализирована степень зависимости собственных частот (действительных и мнимых) и форм вязкоупругих цилиндрических оболочек с сосредоточенными массами от геометрии и физико-механических параметров оболочки. В частности, было установлено, что действительная и мнимая части частоты резко уменьшаются при увеличении длины оболочки и числа сосредоточенных собираемых масс.

3. На основе математического моделирования теоретически исследованы вибрационные процессы цилиндрических оболочек, расположенных друг в друге с накопленной массой и связанных друг с другом деформируемым элементом.

4. В частном случае проведен сравнительный анализ первых двух комплексных частот колебаний диссипативно- однородной и неоднородной механической системы с опорами и прикрепленными массами. Установлено, что по мере увеличения коэффициента мгновенной вязкости безмассового деформируемого элемента значения амплитуд форм колебаний уменьшаются.

5 Установлено, что амплитуды перемещений и усилий под действием вибрационного нагружения вязких цилиндрических оболочек сосредоточенной массы выражаются монотонными функциями частоты, причем наименьшая частота соответствует частоте изгиба оболочки, а наибольшая амплитуда колебаний наблюдается в точке, где находится масса.

6. Обнаружено, что зависимость амплитуды смещения от жесткости пружины близка к изменению степенной функции, и с увеличением коэффициента жесткости скорость резонансной амплитуды уменьшается. Такая резонансная амплитуда была названа И.И.Сафаровым и

И.Е.Трояновским глобальной резонансной амплитудой (ГРА). Установлено, что амплитуда первой частоты соответствует роли амплитуды ГРА для механической системы, представленной в работе.

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

BUKHARA STATE UNIVERSITY

JURAEV SHUKHRAT ISROILOVICH

**FEATURES OF FREE AND FORCED OSCILLATIONS OF A
VISCOELASTIC CYLINDRICAL SHELL WITH A CONCENTRATED
MASS**

01.02.04 – Mechanics of a Deformable Solid

01.02.01- Theoretical mechanics

**ABSTRACT OF DISSERTATION OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PHD)
IN PHYSICAL AND MATHEMATICAL SCIENCES**

Bukhara – 2022

41

The theme of doctor of philosophy (PhD) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number №. B2022.2 PhD/FM715.

The dissertation was performed at the Bukhara State University.

The abstract of the dissertation in three languages (uzbek, Russian, English (resume)) is posted on the website of the Scientific Council (www.bmti.uz) and on the Information-educational Portal "ZiyoNet" at the address (www.ziynet.uz).

Scientific adviser: **Teshayev Muhsin Khudoyberdiyevich**
Doctor of physical and mathematical sciences
(DSc)

Official opponents: **Mardonov Botir Mardonovich**
Doctor of physical and mathematical
sciences, professor

Dusmatov Olimjon Musurmonovich
Doctor of physical and mathematical
sciences, professor

Leading organization: **Tashkent Chemical-Technological Institute**

The defense of the dissertation will take place on "___" _____20___ at "_____" hours at a meeting of the Scientific Council Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 at the Bukhara Institute of Engineering and Technology at the address: Bukhara region, 200100, Bukhara, st. K. Murtazaev, 15. Tel.: (+99865) 223-78-84; fax: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz.

The dissertation can be found in the Information Resource Center _____

_____ (registered under number ____). (Address: Bukhara region, 200100, Bukhara, K. Murtazaev st., 15. Tel.: (+99895) 604-44-70).

The abstract of the dissertation was sent on "___" _____ 20___.

(distribution protocol No. _____ dated "___" _____ 20___).

M.Z.Sharipov
Chairman of one-time of
scientific council on award
of scientific degree, DSc

Z.I.Boltayev
Scientific secretary of one- time
of the Scientific council for the
award of academic degrees, (DSc)

D.K.Durdiyev
Chairman of one-time of
Scientific seminar under scientific
council on award of scientific
degree, Doctoral of Physical and
Mathematical Sciences, Professor

INTRODUCTION (abstract of the PhD dissertation)

The aim of the research work is consists in the development of an analytical and numerical study methodology and algorithm for the dynamics of thin-walled cylindrical shells with attached masses under the influence of harmonic (or non-stationer) loads, as well as the analysis by taking numerical results.

The objects of the research work the eyelid received elastic thin-walled shells, attached assembled masses, deforming elements (springs).

Scientific novelty of the research work is as follows:

mathematical laying, solution methodology and algorithm of the problems of specific and forced oscillations of the convex-elastic cylindrical shells, which are located inside and connected with each other by a deforming element, as well as with the assembled mass, have been developed;

a comparative assessment was made of the specific chastos (real and abstract parts) and forms of the assembled mass shell-elastic cylindrical shells, their change depending on the geometric and physic-mechanical parameters;

a comparative assessment of the change in the actual and abstract parts of the specific frequencies of structural inhomogeneous lumped mass viscosity-elastic cylindrical shells in relation to instantaneous singularity coefficients;

the amplitude of displacement and tension under the influence of vibration loading of the assembled mass shell-elastic cylindrical shells depends on the frequency studied;

a theory of control of resonant modes (systems of protection against vibration) of a mechanical system was developed on the basis of the cylindrical theory of a servo link (ponder motor forces) shell with concentrated masses;

a comparative analysis of the first two complex frequencies (real and abstract parts) of free oscillations of structural homogeneous and non-homogeneous mechanical systems consisting of two (or three) shells with supports and attached masses was carried out. It has been established that the difference in real parts of complex frequencies is up to 6%, while abstract parts are fundamentally different.

Implementation of the research results. Methods for calculating the state of tension-deformability under the influence of dynamic forces in dissipative (dissipative-homogeneous and non-homogeneous) mechanical systems consisting of thin-walled shells with masses combined with elastic elements scientific results obtained in the research work OT-F4 - 02 – "thermodynamics of models of Mathematical Physics with an infinite set of states", carried out in 2017-2020 according to the State Scientific at Bukhara State University. (Reference №01-1162, 10.06.2022.) As a result, using classical nuclei to find solutions to the system of integro-differential equations through the application of scientific results obtained in the dissertation work, an analytical solution and a methodology

developed in the dissertation were used to compare solutions obtained by a semi-analytical method. The difference between the analytical solution found as a result of the use of the results of scientific work and the solutions obtained by using the semi-analytical method using the methodology developed in the dissertation is no more than 15%, which made it possible to increase the strength of the system at the expense of reducing the resonance phenomenon.

In order to reduce the phenomenon of vibrations and resonance generated in the constructions, the OT – F4– 69 was used at Samarkand State University within the framework of State scientific technical programs (implemented in 2017-2020) – a fundamental project on the topic "harmonic analysis, level geometry and its applications to issues of mathematical physics. (Reference No. 10-2289, 13.06.2022) As a result, in the study of the nature of the singularity of the generalized solutions of non-homogeneous partial differential equations with a term representing an external force, the features of the generalized solutions of hyperbolic equations, which are common in mathematical physics, are used to describe the range of values of the parameters that determine the peculiarities. And in some cases they have been used to create graphic images. As a result, it was possible to find the asymptotic character of the oscillatory integral when the Phase special with the amplitude special was added, and in concrete examples to determine its numerical values.

The structure and volume of the dissertation. The dissertation work consists of an introduction, four chapters, conclusion and a list of used literature. The volume of the dissertation is 117 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I бўлим (I част; I part)

1. Teshaeв M.Kh., Safarov U.I., Djuraev Sh.I., Eshpulatov B. X. Non-Stationary Vibration of a Viscoelastic Cylindrical Shell with a Viscous Fluid. International Journal of Innovative Analyses and Emerging Technology. – 2022, Vol. 2, Issue: 1. – P. 63-70 (IF=7.225).

2. Жўраев Ш.И., Тешаев М.Х. Нестационарные вынужденные колебания пластин и оболочек с присоединенными массами. “Илм сарчашмалари”. Урганч давлат университети нашриёти. – 2022. –№6. 8-22 б. (01.00.00, №12).

3. Жўраев Ш.И. Колебания вязкоупругих пластин, имеющих сосредоточенные массы. “Илм сарчашмалари”. Урганч давлат университети нашриёти. – 2022. –№6. 8-10 б. (01.00.00, №12).

4. Sh.I. Juraev, I.I. Safarov, M.Kh. Teshaeв, N.R. Kulmurov. Of linear oscillation of a dissipative inhomogeneous mechanical system with a finite number of degrees of freedom. International Scientific Journal Theoretical & Applied Science – 2022. (03) 107. – P. 409-417 (Impact Factor= 0.350).

5. Sh.I. Juraev. On equivalent linear integro-differential equations with given kernels (об эквивалентных линейных интегро -дифференциальных уравнениях с заданными ядрами. International Scientific Journal ISJ Theoretical & Applied Science Philadelphia. – 2022. (07) 111. –P. 135-139 (Impact Factor =0.420).

6. Жўраев Ш.И. Синхронизация движения твердого тела при воздействии вибрационных нагрузок. “Илм сарчашмалари”. Урганч давлат университети нашриёти. – 2022. – №10. 31-34 б. (01.00.00, №12).

II бўлим (II часть; II part)

7. Жўраев Ш.И. Активная виброзащита тела, установленного на вязкоупругих опорах. Амалий математика ва ахборот технологияларининг замонавий муаммолари Халқаро илмий-амалий анжуман материаллари. Бухара – 11-12 мая. 2022 г с.356-357.

8. Ш.И.Жўраев, З.И.Болтаев. Гармоническая волна в цилиндрической панели является показателем вязкоупругих свойств материалов. Математик физика ва замонавий анализнинг турдош масалалари республика илмий-амалий анжумани материаллари. –Бухоро. – 26-27 ноябрь –2015 йил. 331-332 б.

9. Ш.И.Жўраев, З.И.Болтаев А.О. Умаров. Динамических характеристик диссипативных механической систем с конечным числом степеней свободы Тезисы докладов IV Международного научного семинара" Динамическое деформирование и контактное взаимодействие тонкостенных конструкций

при воздействии полей различной физической природы". – Бухара. – 2014 год. с.34-36.

10. Ш.И. Жўраев, Шарипова.Н.Ў. Эластик системанинг кичик тебранишларини математик маделлаштириш. Юқори технологияларга асосланган техника ва технологик жараёнларни моделлаштиришнинг замонавий муаммолари ("Олий математика" кафедраси ташкил этилганининг 50 йиллигига бағишланади) республика илмий-амалий анжумани. –Бухоро. 26-28 ноябрь – 2013 йил 121-122 б.

11. Ш.И. Жўраев, М.Х. Тешаев, Д.Г. Райимов. Динамические эффекты, связанные с структурной неоднородностью конструкций. Министерство высшего и среднего специального Образования Республики Узбекистан Ташкентский химико-технологический институт Материалы Республиканская научно-практическая конференция Проблемы практические задачи Механики и математики. – Ташкент. 26-28 мая, 2022 г. с. 231-234.

12. Жураев Ш.И. Колебания вязкоупругих пластин, имеющих сосредоточенные массы и точечные связи. Вестник научных конференций. Актуальные вопросы образования и науки: по материалам международной научно-практической конференции. – Россия. 31 июля 2022 г. №7-1 (83), с.36-39.

13. Жураев Ш.И., Умаров А.О. Собственные и вынужденные колебания деформируемых систем. Вестник научных конференций. Актуальные вопросы образования и науки: по материалам международной научно-практической конференции . – Россия. 31 июля 2022 г. № 7-1 (83). с.39-42.

14. Сафаров И. И., Тешаев М. Х., Болтаев З., Ахмедов М. Ш., Жураев Ш. И. Собственные колебания трубопроводов кругового поперечного сечения с внешним трением. «Математический анализ и его приложения в современной математической физике» международная научная конференция. – Самарканд. 23-24 сентября 2022 года. с.40-42.