

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

**“TOSHKENT IRRIGATSIYA VA QISHLOQ XO‘JALIGINI
MEXANIZATSIYALASH MUHANDISLARI INSTITUTI”
MILLIY TADQIQOT UNIVERSITETI**

TURAJONOV QODIRJON MURODJON O‘G‘LI

**ROTORLI SISTEMALAR DINAMIKASINI QO‘ZG‘ALUVCHAN
MASSALAR YORDAMIDA BALANSIRLASH USULINI
TAKOMILLASHTIRISH**

01.02.01 – Nazariy mexanika,
01.02.04 – Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi

**Fizika-matematika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
AVTOREFERATI**

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

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

**Contents of Dissertation Abstract of the Doctor of Philosophy (PhD)
on Physical-mathematical Sciences**

Turajonov Qodirjon Murodjon o'g'li Rotorli sistemalar dinamikasini qo'zg'aluvchan massalar yordamida balansirlash usulini takomillashtirish.....	3
Туражонов Кодиржон Муроджон угли Усовершенствование метода балансировки роторных систем с помощью подвижных масс	25
Turajonov Kodirjon Murodjon ugli Improving the method of balancing rotor systems using movable masses	49
E'lon qilingan ishlar ro'yxati Список опубликованных работ List of published works	52

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

**“TOSHKENT IRRIGATSIYA VA QISHLOQ XO‘JALIGINI
MEXANIZATSIYALASH MUHANDISLARI INSTITUTI”
MILLIY TADQIQOT UNIVERSITETI**

TURAJONOV QODIRJON MURODJON O‘G‘LI

**ROTORLI SISTEMALAR DINAMIKASINI QO‘ZG‘ALUVCHAN
MASSALAR YORDAMIDA BALANSIRLASH USULINI
TAKOMILLASHTIRISH**

01.02.01 – Nazariy mexanika,
01.02.04 – Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi

**Fizika-matematika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
AVTOREFERATI**

Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2023.3.PhD/FM916 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya "Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash muhandislari instituti" Milliy tadqiqot universitetida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) Ilmiy kengash veb-sahifasida (www.instmech.academy.uz) va "Ziyonet" axborot ta'lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbarlar:

Sidikov Mansur Nasirovich

fizika-matematika fanlari nomzodi, dotsent

Mirsaidov Mirziyod Mirsaidovich

O'ZR FA akademigi, texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar:

Korshunova Natalya Aleksandrovna

fizika-matematika fanlari doktori, professor

Xusanov Baxtiyar Ergashbayevich

fizika-matematika fanlari doktori, k.i.x.

Yetakchi tashkilot:

Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti

Dissertatsiya himoyasi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti huzuridagi fan doktori ilmiy darajasini beruvchi DSc.02/30.12.2019. T/FM.61.01 raqamli Ilmiy kengash asosidagi bir martalik Ilmiy kengashning 2024 yil « 16 » oktabr soat 14⁰⁰ dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 100125, Toshkent, Do'rmon yo'li ko'chasi, 40, 322 - majlislar zali. Tel.: (99871) 262-71-52; Faks: (99871) 262-71-32, e-mail: instmech@academy.uz).

Dissertatsiya bilan Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (22 raqam bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 100125, Toshkent, Do'rmon yo'li ko'chasi, 40-uy. Tel.: (99871) 262-71-52).

Dissertatsiya avtoreferati 2024 yil « 30 » sentabr kuni tarqatildi.

(2024 yil « 25 » sentabr dagi 22-raqamli reester bayonnomasi).



R.A. Abirov

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash raisi, fizika-matematika fanlari doktori, katta ilmiy xodim

M.K. Usarov

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

A.A. Rizayev

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

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasining annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda zamonaviy texnika va texnologiyalarning turli sohalarida, jumladan transportda, gidroenergetikada va aviatsiyadagi dvigatellarning asosini rotorli mexanizmlar tashkil qiladi. Bunday rotorli qurilmalarda rotorni kritik burchak tezlikdan yuqori tezliklarda harakatlanishi natijasida hosil bo'luvchi dinamik kuchlarni, rotor aylanish o'qining tebranma harakatlarini kamaytiruvchi avtobalansirlovchi uskunalarni matematik modellashtirish natijasida rotorda paydo bo'ladigan tebranishlarni so'ndirish, mukammal ishlashiga to'sqinlik qilayotgan omillarni aniqlash hamda ularni bartaraf etish choralarini ko'rishga, uzoq muddat ishonchli ishlashini ta'minlashga alohida ahamiyat berilmoqda. Hozirgi kunda rivojlangan mamlakatlarda sanoat va texnikadagi katta tezliklarda ishlovchi dvigatel rotorlarini loyihalashda murakkab balansirlovchi mexanik sistemalarni matematik modellarini yaratish va tebranishlarini so'ndirishda yangi tipdagi avtobalansirlovchi uskunalarni qo'llash muammolarini hal etish muhim ahamiyat kasb etmoqda. Bu borada, jumladan katta tezliklarda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorli sistemalarda aylanish o'qi markaziy bosh inersiya o'qidan iborat bo'lmasligi natijasida dinamik kuchlar ortib ketmasligi, mustahkamligini ta'minlash va samaradorligini oshirishga alohida e'tibor qaratilmoqda.

Jahonda rotorli sistemalarni qo'zg'aluvchan massalar yordamida balansirlash, murakkab rotorli mexanik sistemalarni matematik modellarini ishlab chiqish va takomillashtirishga qaratilgan ilmiy tadqiqotlar olib borilmoqda. Ushbu yo'nalishda, jumladan katta tezliklarda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorli sistemalarni avtobalansirlovchi uskuna harakatini matematik modellashtirish va dinamikasini baholash bo'yicha tadqiqotlar ustuvor hisoblanmoqda. Shu bilan birga, rotorni yasash va ishlash jarayonida rotorda hosil bo'luvchi disbalansni, ya'ni aylanish o'qi markaziy bosh inersiya o'qidan og'ishini, dinamik va kinematik parametrlarni, rotor massa markazinig tebranish amplitudasini keskin oshib ketmasligini avtobalansirlovchi uskunada joylashgan harakatlanuvchi massalar yordamida balansirlashni konstruktiv parametrlarga bog'liq holda aniqlash usuli dolzarb vazifalardan hisoblanmoqda.

Respublikamizda sanoat va texnikaning ko'plab sohalari gidroelektrostansiyalar, suv yetkazib berish hamda qayta ishlash inshootlarini loyihalashda murakkab mexanizmlar va qurilmalarni matematik modellashtirish, dinamikasini baholashga qaratilgan ko'plab ilmiy-tadqiqotlar olib borilmoqda. 2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan "...Toshkent shahri aholisi va iqtisodiyot tarmoqlarini toza ichimlik suv bilan ta'minlash, sohaga ilg'or xorijiy tajriba va xalqaro standartlarga muvofiq texnologiyalarni tatbiq qilish..."¹ vazifalari belgilangan. Mazkur vazifani amalga oshirish, jumladan tarmoqlarda joylashgan nasos agregatlari, kompressorlar va boshqa turdagi katta tezliklarda ishlovchi dvigatellarning aylanma harakat qiluvchi

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

rotorlarini balansirlash, uzoq muddatli samarali ishlashini ta'minlashni matematik modellashtirish, loyihalash, dinamikasini baholashning zamonaviy yondashuvlarini ishlab chiqish bo'yicha tadqiqotlar olib borish muhim hisoblanadi.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi "2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risidagi" PF-60-son farmoni va 2021 yil 12 dekabr "Gidroenergetikani yanada rivojlantirish bo'yicha qo'shimcha chora-tadbirlar to'g'risida"² gi PQ-44-sonli qarori hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa meyoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya ishi muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishi ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot O'zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalari rivojlanishining IV. "Matematika, mexanika va informatika" ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Rotorli sistemalar dinamikasiga tegishli ilmiy izlanishlar K.Laval, U.Renkin, G.Djeffkott, S.Dunkerleya, A.N.Krilov, A.B.Stodol, YE.L.Nikola, P.L.Kapitsa A.S.Kelzon, Y.P.Simanskiy, L.M.Malinin, F.M.Dimentberg, K.T.Shatalov, A.A.Gusarov T.Yamamoto, Y.Ishida, A.G.Genta, B.Ryzhik, L.Sperling, H.Duckstein, K.Ollson, A.N.Gorbenko, A.S.Kovachev, E.Sirln, Sh.Yoshida, N. Teruyuki, V.V.Goncharov, C.K. Sung, T.C.Chan, C.P.Chao, C.H.Lu Hedaya, R.Sharp, V.P.Nesterenko, V.G.Bikov, G.Filimonikhin, N.N.Zaytsev, D.N.Zaytsev, A.A.Makarov, S.Guntis, M.Mareks, S.Valentina, G.Alexander, L.Sperling, C.Linz, A.Fidlin, O.Drozdetskayalar tomonidan amalga oshirilgan.

Respublikamizda ushbu yo'nalishda M.N.Sidikov, M.M.Mirsaidov, T.M.Mavlanov, N.A.Korshunova, K.S.Sultanov, B.M.Mardonov, A.A.Rizaev, K.A.Karimov, Q.Xusanov, O.Dusmatov, I.I.Safarov, G'.A.Baxodirov va boshqa bir qator olimlar ilmiy tadqiqotlar olib borishgan va ijobiy natijalarga erishgan.

Shu bilan birga, katta tezlikda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorga nisbatan aylanish o'qiga ega bo'lgan avtobalansirlovchi uskunali (ABU) sistemani joylashtirish orqali rotorda hosil bo'luvchi dinamik va kinematik parametrlarni optimallashtirish muammolari yetarli darajada o'rganilmagan.

Tadqiqotning dissertatsiya bajarilgan muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Ilmiy izlanish "Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash muhandislari instituti" Milliy tadqiqot universiteti ilmiy-tadqiqot rejasining FZ-20200929327 (2021-2026) ilmiy tadqiqot loyihasi doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi rotorli sistemalar dinamikasini qo'zg'aluvchan massalar yordamida balansirlash usulini takomillashtirishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari: aylanish o'qiga kichik burchak og'ishi bilan joylashtirilgan statik balansirlanmagan

² O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2021 yil 12 dekabr PQ-44-sonli "Gidroenergetikani yanada rivojlantirish bo'yicha qo'shimcha chora-tadbirlar to'g'risida"gi qarori

ko'p yo'lakli ABULi rotorning harakat differensial tenglamalarini valning turli parametrlarini hisobga olgan holda matematik modelini ishlab chiqish;

aylanish o'qiga kichik burchak og'ishi bilan joylashtirilgan statik balansirlanmagan ko'p yo'lakli ABULi rotorning statsionar harakatlarini hisoblashlar natijasida analitik natijalar olish;

katta burchak tezlikda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorga nisbatan aylanish o'qiga ega bo'lgan ABULi sistemani statsionar harakatlarini algebraik hisoblashlar natijasida analitik va Maple dasturlash paketiga tegishli Runge-Kutta sonli hisoblash usulidan foydalanib natijalar keltirib chiqarish va baholash.

aylanish o'qiga kichik burchak og'ishiga va aylanish o'qiga ega bo'lgan statik balansirlanmagan ko'p yo'lakli ABULi rotorning nostatsionar harakatlarini Maple dasturlash paketiga tegishli Runge-Kutta sonli hisoblash usulidan foydalanib tahlil qilish va baholash.

Tadqiqot ob'ekti sifatida vertikal o'q atrofida aylanma harakat qiluvchi qo'zg'almas tayanchlarga o'rnatilgan qovushqoq-elastik valga ega bo'lgan statik balansirlanmagan ABULi rotor olingan.

Tadqiqot predmeti statik balansirlanmagan rotorlarni ABU yordamida balansirlashni matematik modellashtirish, dinamikasini tekshirish, sistemaga tegishli aniq parametrlar uchun analitik hamda sonli hisoblash usuli yordamida olingan yechimlarni aniqlash va uni baholashni tashkil qiladi.

Tadqiqot usullari. Dissertatsiyada nazariy va analitik mexanika qonunlari va prinsiplariga asoslangan Lagranj harakat tenglamalaridan, differensial tenglamalarni xususiy yechimlarini aniqlash va chiziqsiz tenglamalar sistemasini Runge-Kutta sonli hisoblash usullaridan foydalanilgan.

Dissertatsiya tadqiqotining ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

statik balansirlanmagan rotorli sistemalarni avtobalansirlashda sodir bo'ladigan mexanik jarayonlarni, rotorning aylanish o'qini tebranma harakatlarida valning elastik va qovuqshqoq-elastik xususiyatlarini hisobga olib matematik model ishlab chiqilgan;

aylanish o'qiga kichik burchak og'ishi bilan joylashtirilgan statik balansirlanmagan ko'p yo'lakli ABULi rotorning harakat differensial tenglamalar sistemasi asosida valning qovushqoq-elastiklik xossalarini e'tiborga olgan holda matematik modeli ishlab chiqilgan;

aylanish o'qiga kichik burchak og'ishi bilan joylashtirilgan statik balansirlanmagan ko'p yo'lakli ABULi rotorning statsionar harakatini xususiy hollarda massa markazining koordinatalari, balansirlovchi sharchalarning halqa ichida joylashish burchaklari analitik ko'rinishda aniqlangan;

katta burchak tezlikda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorga nisbatan aylanish o'qiga ega bo'lgan ABULi sistemani nostatsionar harakatiga tegishli xususiy hollar Maple dasturlash paketidan foydalanib Runge-Kutta sonli hisoblash usuli yordamida tekshirilgan va rotor massa markazining og'ishi, balansirlovchi sharchalarnig halqa ichida joylashish burchaklari, halqa tekisligini rotor ko'ndalang kesim tekisligiga nisbatan og'ish burchagini chekli vaqt

oralig'idagi o'zgarishlarining matematik modeli ishlab chiqilib olingan natijalar baholangan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

statik balansirlanmagan ABULi rotor harakat tenglamalari xususiy aylanish o'qiga qo'yilgan aylantiruvchi elektrodvigatel momentini hisobga olgan holda matematik modellashtirilib xususiy holda sistemaga tegishli aniq parametrlar uchun hisoblash usullarini va algoritmlarini takomillashtirish, dinamikasini baholash metodikalari ishlab chiqilgan;

rotor xususiy burchak tezligini kritik tezliklardan o'tishida aylanish o'qining og'ishini oshib ketmasligini avtobalansirlovchi sistema yordamida kerakli burchak tezliklarga erishishini amalga oshirish shartlari asoslangan va tavsiyalar ishlab chiqilgan;

olingan natijalar asosida katta burchak tezlikda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan ko'p yo'lakli ABULi rotorning parametrlarini aniqlash uchun zarur xulosalar keltirilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Olingan natijalar differensial tenglamalar nazariyasining usullariga, nazariy va analitik mexanika qonunlariga hamda modellariga asoslangan. Sistemaga tegishli xususiy harakatlar differensial tenglamalar nazariyasiga tegishli usullar yordamida aniqlangan va harakat tenglamalar sistemasini to'liq qanoatlantiradi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati olingan natijalar rotorning ishchi diapazonini aniqlash, rezonans sohasidan o'tish shartlari, avtobalansirlashtirish qurilmasini takomillashtirish omillarini hamda shu orqali rotorlarni uzoq muddat ishonchli ishlashi bilan izohlanadi.

Tadqiqotning amaliy ahamiyati shundan iboratki, katta burchak tezliklarda aylanma harakat qiluvchi statik balansirlanmagan rotorni ABU yordamida balansirlash bo'yicha olingan natijalar texnikaning turli sohalorida, jumladan gidro hamda nasos agregatlari, turbo kompressorlar, transportda, energetika, samolyotsozlikda va boshqa sohalarda rotorli mashinalar va dvigatellarni loyihalashda keng qo'llanilishi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Rotorli sistemalar dinamikasini qo'zg'aluvchan massalar yordamida balansirlash usulini takomillashtirish bo'yicha olingan natijalar asosida:

katta tezlikda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorli sistemalarni qo'zg'aluvchan massalar yordamida balansirlash, avtobalansirlashda sodir bo'ladigan mexanik jarayonlarni matematik modellashtirish yordamida baholash algoritmlari Toshkent shahrida joylashgan "Toshkent GESlari kaskadi Oq tepa" UK 9-gidroelektrostansiyasi gidro-nasos agregatlari, turbo kompressorlari va boshqa turdagi qurilmalarini takomillashtirishda qo'llanilgan (O'zbekiston Respublikasi "O'ZBEKGIDROENERGO" aksiyadorlik jamiyatining 2023 yil 3 oktabrdagi № 02-28/2858 sonli ma'lumotnomasi). Natijada rotorning dinamikasini tekshirish, sistema konstruktiv parametrlarining turli qiymatlarida rotorning aylanish o'qini tebranma

harakatlarida valning elastik va qovushqoq-elastik xususiyatlarini inobatga olgan holda sonli tahlil etish imkoni yaratilgan.

Qo'zg'almas tayanchlarga o'rnatilgan, statik balansirlanmagan rotorlarni avtobalansirlovchi uskuna yordamida balansirlash usuli "Toshkent shahar suv ta'minoti" Bo'z-su to'yintirish inshootida joylashgan «HOWDEN-SG52A-CVC» havo haydash agregat qurilmasida qo'llanilgan (O'zbekiston Respublikasi "O'ZBEKGIDROENERGO" aksiyadorlik jamiyatining 2023 yil 3 oktabrdagi № 02-28/2858 sonli ma'lumotnomasi). Natijada burchak tezlikni nostatsionar harakatida rotor aylanish o'qining tebranish amplitudasi balansirlovchi sharchalar yordamida chegaralangan oraliqlarda o'zgarib avtobalansirlovchi uskunalı rotor, avtobalansirlovchi uskunasiz rotorli mexanizmlarga nisbatan mehnat samaradorligi 1.25 marta tejalishiga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Dissertatsiya ishining asosiy natijalari 7 ta ilmiy-amaliy anjumanlarda, shu jumladan, 3 ta xalqaro va 2 ta respublika konferensiyalarida ma'ruza qilingan.

Dissertatsiya ishi to'laligicha quyidagi seminarlarda muhokamadan o'tkazilgan: O'zRFA qoshidagi M.T.O'rozboyev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutining "Konstruksiya va inshootlarning seysmik mustahkamligi" birlashgan ilmiy seminarida (2023 yil, 18 dekabr, bayonnoma №12), (2022 yil, 18 may, bayonnoma №5) ilmiy ma'ruza; "Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash muhandislari instituti" Milliy tadqiqot universiteti "Mexanika va kompyuterli modellash" kafedrası qoshidagi "Mexanika muammolari" bo'yicha OTM Respublika ilmiy seminarida (2023 yil, 19 dekabr, bayonnoma №16) muhokamadan o'tgan.

Tadqiqot natijalarining e'lon qilinganligi. Dissertatsiya mavzusi bo'yicha jami 12 ta ilmiy ish chop etilgan. O'zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasi tomonidan falsafa fanlari doktorlik (PhD) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini nashr etish uchun tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 7 ta ilmiy maqola chop etilgan, jumladan 3 ta respublika va 4 ta xorijiy va Scopus bazasiga kiritilgan jurnallarda chop etilgan.

Dissertatsiyaning hajmi va tuzilishi. Dissertatsiya tarkibi kirish, uchta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 98 betni tashkil etgan, 29 ta rasm, 102 nomdagi adabiyotlar ro'yxatidan tashkil topgan.

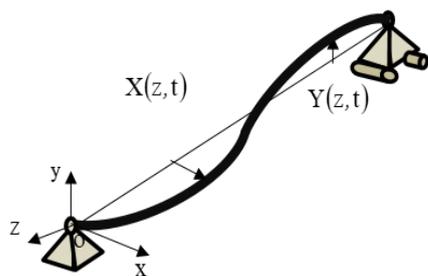
DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zaruriyati asoslangan, tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari taraqqiyotining ustuvor yo'nalishlariga mosligi ko'rsatilgan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari belgilab olingan. Tadqiqot ob'ekti, predmeti aniqlangan, olingan natijalarning ishonchliligi asoslangan, ishning yangiliklari, nazariy va amaliy ahamiyati ochib berilgan,

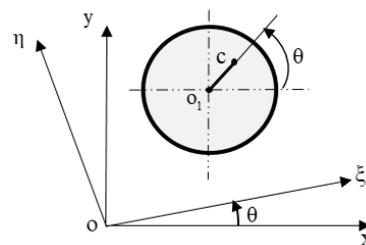
tadqiqot natijalarini amaliyotga joriy etilganlik holati hamda nashr etilgan ishlar, dissertatsiya ishining tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning **“Katta burchak tezlikda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorga kichik burchak og'ishi bilan joylashtirilgan ABUli sistema dinamikasi”** deb nomlangan birinchi bobida dunyo miqyosida rotorlar dinamikasiga tegishli ilmiy tadqiqot ishlari o'rganilgan. Unda statik balansirlanmagan rotor harakatini xarakterlovchi massalar (balansirlovchi sharchalar) yordamida avtobalansirlovchi uskunalari rotor dinamikasiga tegishli tadqiqot natijalari tahlil qilingan.

Ushbu bo'limda rotor aylanish o'qining tebranma harakati, val materialining elastik va qovushqoq-elastik xossalari e'tiborga olingan holda tekshirilgan.



1-rasm. Elastik valning sxemasi



2-rasm. Val ko'ndalang kesimida geometrik va og'irlik markazlarining joylashishi

Katta burchak tezligida aylanadigan, qovushqoq-elastik valning (1-rasm) tebranma harakatida rotor valning egilishdagi harakat differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishda ifodalanadi:

$$\begin{aligned} \tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 x_c}{\partial t^2} &= 0, \\ \tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 y_c}{\partial t^2} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

bunda: x, y va x_c, y_c - lar qo'zg'almas koordinatalar sistemasiga nisbatan mos ravishda valning geometrik va og'irlik markazlarining koordinatalari; ρ - val materialining zichligi; F_0 - val ko'ndalang kesimining yuzasi; J_0 - val ko'ndalang kesimining inersiya momenti.

Agarda val katta tezlikda aylansa, u holda val materialida ichki ishqalanish hodisasi bilan birga, temperaturaning o'zgarishi natijasida materialda elastik-qovushqoqlik xususiyati paydo bo'ladi. Bu holda val materialidagi qovushqoq-elastiklik xususiyatini \tilde{E} Boltzmann-Volter nazariyasiga asosan Valturning integral operatori orqali ifodalash mumkin bo'ladi, ya'ni:

$$\tilde{E}(\varphi(t)) = E \left(\check{\varphi}(t) - \int_0^t \Gamma_E(t-\tau) \check{\varphi}(\tau) d\tau \right), \quad (2)$$

bunda: \tilde{E} - uzoq vaqtdagi elastiklik moduli, E - oniy elastiklik moduli; Γ_E - relaksatsiya yadrosi; $\check{\varphi}(t)$ - vaqt bo'yicha o'zgaruvchi funksiya.

Qo'zg'almas koordinatalar sistemasiga nisbatan valning geometrik va og'irlik markazlarining koordinatalari quyidagicha ifodalash mumkin (2-rasm):

$$x_c = x + s_1 \cos \theta(t), \quad y_c = y + s_1 \sin \theta(t), \quad (3)$$

bu tenglamalarda: $\theta(t)$ -valni O_1z o'qi atrofida aylanish burchagi, $s_1 = O_1C$ ekssentriklikni ifodalovchi masofa;

(3) inobatga olinsa (1) differensial tenglamalar sistemasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\begin{aligned} \tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} &= \rho F_0 s_1 (\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta), \\ \tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= -\rho F_0 s_1 (\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta), \end{aligned} \quad (4)$$

Agarda burchak $\theta(t)$ ta o'zgarmas burchak tezlik bilan o'zgarsa, ya'ni $\theta(t) = \nu t$, u holda A.N.Krilov funksiyalari orqali algebraik hisoblashlar natijasida quyidagi

$$X(0) = 0, \quad X''(0) = 0, \quad X(\ell) = 0, \quad X''(\ell) = 0,$$

chegaraviy shartlarni qanoatlantiruvchi (4) tenglamaning umumiy yechimi quyidagicha yozish mumkin:

$$x(z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(BA_0 \sin\left(\frac{\pi n}{\ell} z\right) \sin(p_0 t + \phi) + \frac{Bs_1}{\rho F_0 (p_0^2 - \nu^2)} \sin\left(\frac{\pi n}{\ell} z\right) \cos(\nu t) \right), \quad (5)$$

bunda: A_0 - tebranish amplitudasi; ϕ - boshlang'ich faza harakatning boshlang'ich shartlaridan aniqlanadi; p_0 - tebranishning takroriyliigi; B - integral o'zgaruvchisi.

Yuqoridagi (1) tenglamaning yechimni qidirishda Furye usulidan foydalanib, quyidagi almashtirishlarni bajaramiz:

$$x_c = X(t) \sin \frac{\pi z}{\ell}, \quad y_c = Y(t) \sin \frac{\pi z}{\ell}, \quad s_1 = s_0 \sin \frac{\pi z}{\ell}, \quad (6)$$

Val materialining qovushqoq-elasticlik harakateristikalarini e'tiborga olish bilan birga val materialida sodir bo'ladigan ichki dissipatsiyani Reley funksiyasi orqali hisobga olsak (3) va (6) ni (1) ifodaga qo'yilib, quyidagi ikkinchi tartibli birjinsiz oddiy differensial tenglamalar sistemasi hosil bo'ladi:

$$\ddot{X} + 2\mu \dot{X} + \tilde{E}CX = \tilde{E}Cs_0 \cos \theta(t), \quad \ddot{Y} + 2\mu \dot{Y} + \tilde{E}CY = \tilde{E}Cs_0 s_0 \sin \theta(t), \quad (7)$$

bunda: $C = \frac{J_0 \pi^4}{\ell^4 \rho F_0}$; $\mu_0 = 2\mu$ - ichki dissipatsiya.

Hosil bo'lgan tenglmaga $z = x - iy$ kompleks almashtirishni kiritib, quyidagi ko'rinishdagi ikkinchi tartibli oddiy differensial tenglamani hosil qilamiz:

$$\ddot{z} + 2\mu \dot{z} + \tilde{E}Cz = \tilde{E}Cs_0 e^{-\theta(t)} \quad (8)$$

(8) differensial tenglamaning umumiy yechimi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$z = e^{-\mu t} (C_1 \sin(\tilde{\omega}_0 t) + C_2 \cos(\tilde{\omega}_0 t)) + \frac{\tilde{E}C e^{-i\nu t}}{\tilde{E}C - \nu^2 - 2\mu \nu i}. \quad (9)$$

Bu ifodada $\tilde{\omega}_0$ - val materialining qovushqoq-elastic bo'lgan holdagi xususiy tebranish chastota bo'lib, quyidagicha ifodalanadi:

$$\tilde{\omega}_0 = \sqrt[4]{(E_1 C - \mu^2)^2 + (E_2 C)^2} \left(\cos\left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(-\frac{E_2 C}{E_1 C}\right)\right) + i \sin\left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(-\frac{E_2 C}{E_1 C}\right)\right) \right).$$

$$\text{Bunda: } E_1 = E \left(1 - \int_0^{\infty} \tilde{A} e^{-\tilde{\beta}\tau} \tau^{\tilde{\alpha}-1} \cos(\omega_0 \cdot \tau) d\tau \right), \quad E_2 = E \int_0^{\infty} \tilde{A} e^{-\tilde{\beta}\tau} \tau^{\tilde{\alpha}-1} \cos(\omega_0 \cdot \tau) d\tau,$$

$\tilde{A}, \tilde{\alpha}, \tilde{\beta}$ - relaksatsiya yadrosiga tegishli o'zgarmas koeffitsiyentlar.

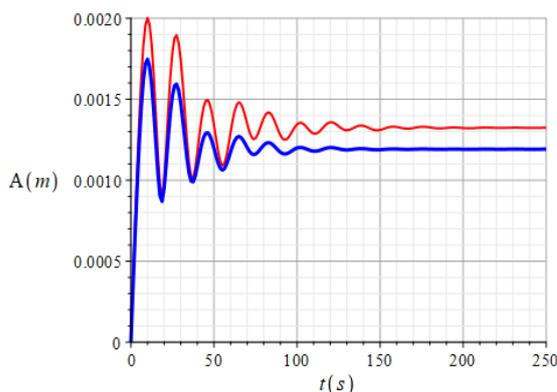
Hosil bo'lgan (7) differensial tenglamaning yechimini val materialini elastik va qovushqoq–elastik bo'lgan hollarida sistemaga tegishli aniq qiymatlarida xususiy tebranishlar chastotasi, tebranish amplitudasini va tashqi chastotaga bog'liq o'zgarishlarini $z(0)=0, \dot{z}(0)=0$ boshlang'ich shartlarda tekshiramiz. Hisoblash ishlarini bajarishda sistemaga tegishli parametrlar quyidagi kattaliklarda olingan: val uzunligi hamda ko'ndalang kesim radiusi mos ravishda $\ell = 2m, r = 0.01m$; elastiklik moduli $E = 2 \cdot 10^{10} kg/m^2$; val materialining zichligi va ichki dissipatsiyasi mos ravishda $\rho = 7800 kg/m^3, \mu = 0.001 Ns/m$; relaksatsiya yadrosiga tegishli o'zgarmas koeffitsiyentlar $\tilde{A} = 0.08, \tilde{\alpha} = 0.15, \tilde{\beta} = 0.05$; burchakni vaqt bo'yicha o'zgarishi $\theta(t) = 20t$ deb olingan.

Val materiali elastik bo'lgan holdagi xususiy tebranish chastotasi:

$$\omega_0 = \sqrt{EC - \mu^2} = 20.22s^{-1}$$

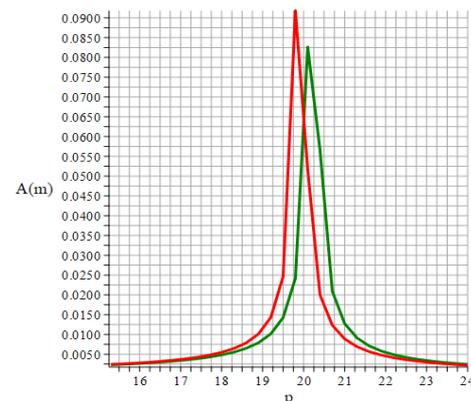
Val materialining qovushqoq-elastik bo'lgan holdagi xususiy tebranish chastotasi:

$$\text{Re}(\tilde{\omega}_0) = 19.9s^{-1}, \text{Im}(\tilde{\omega}_0) = 0.07s^{-1},$$



a) $E = E[1 - \Gamma_E^c(\omega_0) - i\Gamma_E^s(\omega_0)]$; b) $\tilde{E} = E$;

3-rasm. Amplitudani vaqtga bog'liq o'zgarishi



a) $\tilde{E} = E[1 - \Gamma_E^c(\omega_0) - i\Gamma_E^s(\omega_0)]$; b) $\tilde{E} = E$;

4-rasm. Valning amplituda-chastotali xarakteristikasi

Olingan natijalarni tahlil qilsak 3-rasmdan ko'rish mumkinki, val elastik bo'lganida maksimal tebranish amplitudasi $A = 0.002m$ tashkil qilib, qovushqoq-elastiklik bo'lganda esa $A = 0.0018m$ qiymatlarga erishib, vaqt o'tishi bilan so'nuvchi tebranma harakat qiladi. Valning qovushqoq-elastiklik xossasi katta burchak tezlikda aylanishida e'tiborga olinishi hosil bo'ladigan maksimal tebranish amplitudasini 9%-11% kamayishiga olib keladi.

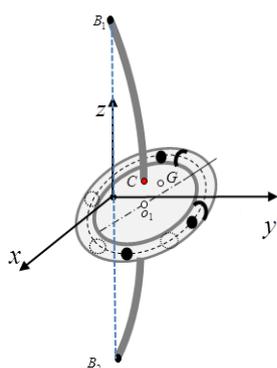
Agar valning barqaror majburiy tebranishi natijalarini (ya'ni amplituda-chastotali xarakteristikasini) tahlil qilsak (4-rasm), qovushqoq-elastiklikni e'tiborga olsak, bu holda ham valning maksimal tebranish amplitudasi kamayib tebranma harakat fazasining surilishini kuzatish mumkin.

Kichik burchak og‘ishiga ega bo‘lgan ko‘p yo‘lakli statik balansirlanmagan avtobalansirlovchi uskunali rotorning matematik modeli.

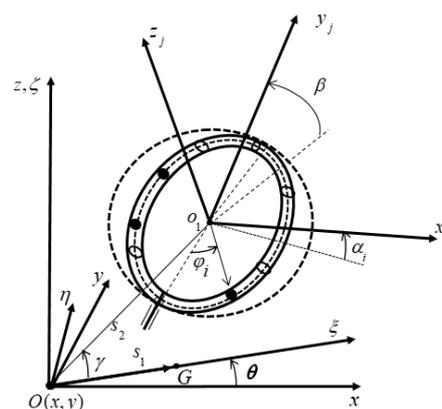
Model ko‘rishda klassik Djeffkott modeli asos qilib olingan bo‘lib, uning harakatini tekshirishda avtobalansirlovchi uskunaning o‘rnatilishidagi nafaqat eksentrikligi hamda burchak og‘ishi ham hisobga olingan. Bunda ABUdagi balansirlovchi sharchalarning yo‘laklari (trayektoriyalari) aylanadan iborat deb qaralgan. Harakat tenglamalar sistemasi umumlashgan koordinatalarda Lagranj tenglamalari asosida tuzilgan, xususiy harakatlarni aniqlashda qulay hisoblanadigan rotor bilan bog‘langan koordinata sistemasidan foydalanilgan. Statsionar harakatlarning mavjud bo‘lishining zaruriy shartlari analitik ko‘rinishda aniqlangan.

ABUda ikkita harakatlanuvchi sharchalar mavjud bo‘lgan holda sistema dinamikasi baholanib, xususiy harakatning turlicha (yarim va to‘liq balansirlangan) hollarini analitik yechimlar olingan va tahlil qilingan.

Tenglamalar sistemasiga tegishli parametrlarning aniq qiymatlarida sonli yechimlarni aniqlashda Maple dasturlash paketiga tegishli sonli usuldan foydalanilgan. Rotorning turli burchak tezliklardagi harakatlarida rotor massalar markazining tebranish amplitudasi va balansirlovchi sharchalarni halqa ichidagi joylashish holatlari aniqlangan va tahlil qilingan. Qo‘zg‘almas tayanchlarga o‘rnatilgan elastik yoki qovushqoq-elastik valga ega bo‘lgan absolyut qattiq statik muvozanatlashmagan rotorni vertikal o‘q atrofida ABUli sistemaning harakati tekshirilgan (5-rasm). Rotorda hosil bo‘ladigan disbalansni bartaraf etish uchun, ABU ichiga n ta balansirlovchi sharchalar joylashtirilgan. Bunda halqalar gorizonttal o‘q atrofida kichik burchakka og‘gan bo‘lib, halqaning gorizonttal o‘qi bilan OO_1 yo‘nalishi bilan β burchak hosil qiladi. Sistema holatini aniqlash uchun $Oxyz$ qo‘zg‘almas, rotor bilan birga harakatlanadigan $O\xi\eta\zeta$ va halqa markaziga esa $O_1x_1y_1z_1$ qo‘zg‘aluvchi dekart koordinatalar sistemalari kiritilgan (6-rasm).



5-rasm. ABUli rotorning konstruktiv sxemasi



6 –rasm. ABUli rotorga koordinatalar systemsini

Sistemaga qo‘yilgan bog‘lanishlar geometrik bog‘lanishlardan iborat bo‘lganligi uchun, harakat tenglamalarini tuzishda Lagranj tenglamalaridan foydalanamiz:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_\chi} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_\chi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_\chi} - \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_\chi} + Q_\chi, \quad (\chi = 1..n) \quad (10)$$

bu yerda q_χ - umumlashgan koodinatalar, Q_χ - umumlashgan kuchlar, T , Π – mos ravishda sistemaning kinetik va potensial energiyasi, F - qarshilik kuchlarining dissipativ Reley funksiyasi.

Rotor va ABU massa markazi va sharchalarni koodinatalari uchun quyidagi munosabatlar o‘rinli:

$$\begin{aligned} x_G &= x_c + s_1 \cos \theta, & y_G &= y_c + s_1 \sin \theta, & x_{o_1} &= x_c + s_2 \cos(\theta + \gamma), & y_{o_1} &= y_c + s_2 \sin(\theta + \gamma), \\ x_{ji} &= x_c + s_2 \cos(\theta + \gamma) + r_j (\cos \varphi_{ji} \cos(\beta + \theta) - \sin \varphi_{ji} \cos \alpha \sin(\beta + \theta)), \\ y_{ji} &= y_c + s_2 \sin(\theta + \gamma) + r_j (\sin \varphi_{ji} \cos(\beta + \theta) + \cos \varphi_{ji} \cos \alpha \sin(\beta + \theta)), \\ z_{ji} &= r_j \sin \varphi_{ji} \sin \alpha. \end{aligned}$$

Bunda: s_1, s_2 – rotor massa markazi va balansirlash uskunasi eksentrikligi, γ – CO_1 va CG yo‘nalishlari orasidagi burchak.

Kiritilgan umumlashgan koodinatalarga asosan, rotorli sistemaning to‘liq kinetik energiyasi quyidagicha aniqlanadi:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_r (x_G + y_G)^2 + \frac{1}{2} J_G \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_{bs} (x_{o_1} + y_{o_1})^2 + \frac{1}{2} (J_{x_2} \dot{\theta}^2 \sin^2 \alpha + \\ &+ J_{z_2} \dot{\theta}^2 \cos^2 \alpha) + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} (x_{ji} + y_{ji} + z_{ji})^2. \end{aligned} \quad (11)$$

bu yerda m_r, m_{bs}, m_i - mos ravishda rotor, ABU va sharchalarning massalari, J_G, J_{x_2}, J_{z_2} - rotor va ABUning bosh o‘qlarga nisbatan inersiya momentlari.

Val tomonidan rotorga ta’sir qilayotgan keltirilgan elastiklik kuchi potensial energiyasi, sistemaga ta’sir qilayotgan tezliklarga proporsional qarshilik kuchlarining Reley dissipatsiya funksiyasi, keltirilgan bikrlilik koeffitsiyentini (aylanish valining ikkala tayanchi mahkam qisilgan deb qaralsa) mos ravishda quyidagicha aniqlanadi:

$$\Pi = \frac{1}{2} \tilde{k} (x^2 + y^2), \quad F = \frac{1}{2} c (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} c_\theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} c_\varphi \sum_{i=1}^n \dot{\varphi}_i^2, \quad \tilde{k} = \frac{3 \ell \tilde{E} J_0}{\ell_1^2 (\ell - \ell_1)^2}, \quad (12)$$

bu yerda \tilde{k} - valning elastiklik yoki qovushqoq elastiklik xossalarini o‘zida aks ettiruvchi keltirilgan bikrlilik koeffitsienti, c, c_θ, c_φ - proporsionallik koeffitsientlari, ℓ - valning uzunligi, ℓ_1 - tayanchdan val rotorni kesib o‘tadigan nuqtasigacha bo‘lgan masofa.

Umumiy holda val materialidagi qovushqoq-elastiklik xususiyati e’tiborga olinadigan bo‘lsa, elastiklik moduli \tilde{E} Bolsman-Valtera nazariyasiga asosan Volterning integral operatori orqali ifodalanadi, ya’ni:

$$\tilde{E}[\tilde{\varphi}(t)] = E \left[\tilde{\varphi}(t) - \int_{-\infty}^t \Gamma_E(t - \tau) \tilde{\varphi}(\tau) d\tau \right], \quad (12.a)$$

Valning qovushqoq-elastiklik xususiyati inobatga olinadigan \tilde{E} uzoq vaqtdagi elastiklik moduli (12.a) bo‘lib, E oniy modul hisoblanadi.

Sistemaning harakat differensial tenglamalarini tuzish uchun (11) ifodani vaqt va umumlashgan koordinatalar bo‘yicha differensiallab, (12) bilan birgalikda (10) tenglamalar sistemasiga olib borib qo‘ysak, umumlashgan koordinatalarda chiziqsiz differensial tenglamalar sistemasi hosil bo‘ladi.

Odatda, rotorli sistemalarni tekshirishda rotor bilan bog‘langan koordinata sistemasidan foydalanish qulaylik tug‘diradi. Bunga ko‘ra, harakat tenglamalarida

$$z = x + iy = \zeta e^{i\theta}, \quad \dot{z} = (\dot{\zeta} + \zeta \dot{\theta} i) e^{i\theta}, \quad \ddot{z} = (\ddot{\zeta} + 2\dot{\zeta} \dot{\theta} i - \zeta \dot{\theta}^2 + \zeta \ddot{\theta} i) e^{i\theta}, \quad (13)$$

yangi o‘zgaruvchilarga o‘tamiz.

Umumiy holda harakat tenglamalar sistemasini integrallashning analitik usuli mavjud emas.

ABUli rotorning statsionar harakatini quyidagi ko‘rinishda qidiramiz:

$$\dot{\theta} = \nu, \quad \zeta = A e^{i\phi_0}, \quad \varphi_i = \varphi_{0i} = const, \quad A = const, \quad \phi_0 = const, \quad \alpha = \alpha_0 = const, \quad (14)$$

bunda A -aylanma harakat amplitudasi, ϕ_0 -siljish fazasi.

Agar (13) va (14) ifodalarni harakatning chiziqsiz tenglamalariga qo‘ysak, quyidagi ko‘rinishdagi statsionar harakatning zaruriy shartlari kelib chiqadi:

$$(\tilde{k} - M \nu^2 + c \nu i) A e^{i\phi_0} = \nu^2 (m_r s_1 + M_1 e^{i\gamma} + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} r_j (\sin \varphi_{oji} - i \cos \varphi_{oji} \cos \alpha_0)) e^{i(\beta+\gamma)}, \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \cos \varphi_{0ji} \operatorname{Re}(-\nu^2 A e^{i\phi_0} e^{-i\delta}) + \sin \varphi_{0ji} \cos \alpha_0 \operatorname{Im}(-\nu^2 A e^{i\phi_0} e^{-i\delta}) + (r \sin \varphi_{0ji} \cos \varphi_{0ji} \sin^2 \alpha + \\ & + s_2 (\cos \varphi_{0ji} \cos \beta - \sin \varphi_{0ji} \cos \alpha_0 \sin \beta)) \nu^2 + g \sin \varphi_{0ji} \sin \alpha_0 = 0. (i=1,2,\dots,n) \end{aligned} \quad (16)$$

Agar α burchak juda kichik deb qaralsa, yuqoridagi (15) va (16) tenglamalar sistemasi quyidagi ko‘rinishga keladi:

$$\left(\frac{\tilde{k}}{\nu^2} - M\right) \xi_0 - \frac{c}{\nu} \eta_0 = m_r s_1 + M_1 \cos \gamma + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} r_j \sin(\varphi_{0ji} + \Delta), \quad (17)$$

$$\left(\frac{\tilde{k}}{\nu^2} - M\right) \eta_0 + \frac{c}{\nu} \xi_0 = M_1 \sin \gamma - \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} r_j \cos(\varphi_{0ji} + \Delta), \quad (18)$$

$$\xi_0 \cos(\varphi_{0ji} + \Delta) + \eta_0 \sin(\varphi_{0ji} + \Delta) = -s_2 \cos(\varphi_{0ji} + \beta_0) - \hat{g} \sin \varphi_{0ji}, \quad (19)$$

bu yerda quyidagi belgilashlar kiritilgan:

$$\Delta = \beta + \gamma, \quad \hat{g} = g \alpha_0 \nu^{-2}, \quad M = m_r + m_{bs} + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji}, \quad M_1 = m_{bs} s_2 + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} s_2.$$

Agar ABU bitta yo‘lakli va unda massalari bir xil bo‘lgan ikkita balansirlovchi sharchalar bor deb qaralsa, (19) tenglamadan algebraik amallar bajarish natijasida noma’lumlar nisbatan

$$\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02})(\xi_0 - \hat{g} \sin \Delta + s_2 \cos \gamma) = 0, \quad (20)$$

$$\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02})(\eta_0 + \hat{g} \cos \Delta + s_2 \sin \gamma) = 0, \quad (21)$$

tenglamalarni hosil bo‘ladi.

Birinchi holda agar $\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02}) \neq 0$ shart bajarilsa, (20) va (21) tenglamalar sistemasidan ξ_0 va η_0 ning qiymatlari uchun quyidagi munosabatlar o‘rinli bo‘ladi:

$$\xi_0 = \hat{g} \sin \Delta - s_2 \cos \gamma, \quad (22)$$

$$\eta_0 = -\hat{g} \cos \Delta - s_2 \sin \gamma. \quad (23)$$

Ikkinchi holda balansirlovchi sharchalarning halqa ichida o‘zaro joylashish holatini aniqlovchi $\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02}) = 0$ yoki $\varphi_{01} = \varphi_{02} + \pi k$ ko‘rinishdagi munosabat kelib

chiqadi, ya'ni sharchalarning halqa ichida birgalikda yoki o'zaro qarama-qarshi joylashishi kelib chiqadi (7a,b –rasm).



7-rasm. (a) Sharchalarni halqa ichida o'zaro birgalikda va (b) qarama-qarshi joylashishi

Balansirlovchi sharchalarning halqa ichida joylashish holatini aniqlovchi noma'lum burchaklar φ_{01} va φ_{02} quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$\varphi_{01} = \arctg \frac{\psi_1}{\psi_2} \pm \arccos \left(\pm \sqrt{\frac{\psi_1^2 + \psi_2^2}{4}} \right); \varphi_{02} = \arctg \frac{\psi_1}{\psi_2} \mp \arccos \left(\pm \sqrt{\frac{\psi_1^2 + \psi_2^2}{4}} \right), \quad (24)$$

bunda

$$\begin{aligned} \psi_1 &= \frac{1}{mr} \left(\left(\frac{\tilde{k}}{v^2} - M_0 \right) (\bar{g} \sin \gamma - s_2 \cos(\gamma - \beta)) + \frac{c}{v} (\bar{g} \cos \gamma + \right. \\ &\quad \left. + s_2 \sin(\gamma - \beta)) - m_{bs} s_2 \cos \beta - M_1 \cos(\gamma - \beta) \right), \\ \psi_2 &= \cos \varphi_{01} + \cos \varphi_{02} = \frac{1}{mr} \left(\left(\frac{\tilde{k}}{v^2} - M_0 \right) (\bar{g} \cos \gamma - s_2 \sin(\gamma - \beta)) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{c}{v} (\bar{g} \sin \gamma - s_2 \cos(\gamma - \beta)) - m_{bs} s_2 \sin \beta - M_1 \sin(\gamma - \beta) \right). \end{aligned}$$

Keyingi xususiy holda to'liq balansirlangan $\xi_0 = 0, \eta_0 = 0$ stasionar harakatni mavjudlik shartlari tekshirilgan. Bu holda (15) va (16) tenglamalar sistemasidan:

$$\sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_i r \sin(\varphi_{oi} + \beta + \gamma) = -m_r s_1 - M_1 \cos \gamma, \quad (25)$$

$$\sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_i r \cos(\varphi_{oi} + \beta + \gamma) = M_1 \sin \gamma, \quad (26)$$

$$s_2 (\cos \varphi_{oi} \cos \beta - \sin \varphi_{oi} \sin \beta) v^2 + g \sin \varphi_{oi} \alpha_0 = 0. \quad (27)$$

Agar bitta yo'lakda teng massali ikkita balansirlovchi sharchalar joylashgan bo'lsa, (25)-(27) tenglamalardan quyidagi munosabatlar kelib chiqadi:

$$mr (\sin(\varphi_{o1} + \beta + \gamma) + \sin(\varphi_{o2} + \beta + \gamma)) = -m_r s_1 - M_1 \cos \gamma, \quad (28)$$

$$mr (\cos(\varphi_{o1} + \beta + \gamma) + \cos(\varphi_{o2} + \beta + \gamma)) = M_1 \sin \gamma, \quad (29)$$

$$s_2 \cos \beta \sin(\varphi_{o1} - \varphi_{o2}) = 0, \quad (30)$$

(30) tenglamadagi $\sin(\varphi_{o1} - \varphi_{o2}) = 0, s_2 = 0$ shartlar yuqoridan olingan (yarim balansirlangan) hol bilan ustma-ust tushadi.

Umumiy holda (25)-(27) tenglamalar sistemasi bajarilmaydi. Faqatgina xususiy holda, ya'ni $s_2 = 0$ va $\cos \beta = 0$ bo'lganida o'rinli bo'ladi.

Natijada $Ae^{i\phi_0} = 0$ yoki $\xi_0 = 0, \eta_0 = 0$ shartlar o‘rinli bo‘ladigan to‘liq balansirlangan harakat umumiy holda mavjud emasligi kelib chiqadi.

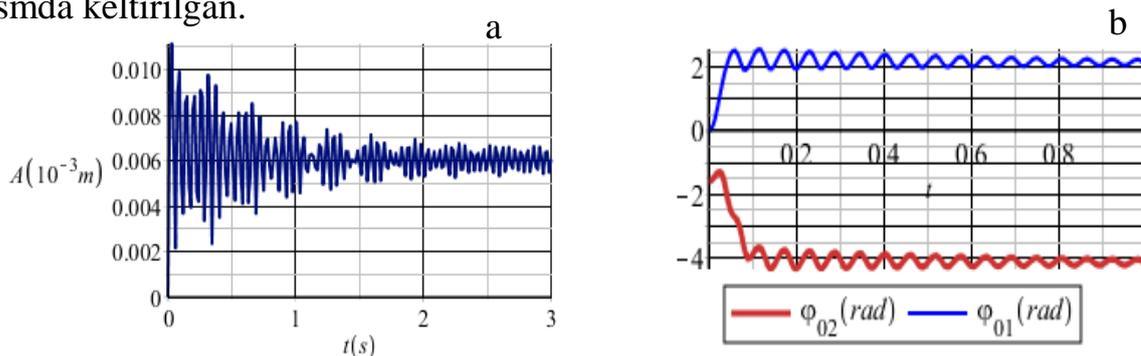
Yuqorida ta’kidlanganidek umumiy holda sistema harakat differensial tenglamalarini analitik yechimini aniqlash qiyin masala hisoblanadi. Shuning uchun, ikkinchi tartibli chiziqsiz harakat differensial tenglamalar sistemasini sonli natijalarini olishda to‘xtalamiz.

Bunda rotor va ABUga tegishli parametrlarning qiymatlari quyidagicha olingan: $s_1 = s_2 = 50mkm, m_r = 8.91kg, m_{br} = 1.5kg, m_1 = m_2 = 3.6g$, halqa radiusi $r = 20sm, c = c_\theta = 0.001Ns/m$, valning keltirilgan biklik koeffitsienti $\tilde{k} = 2922676 N/m$ bo‘lib, $\alpha = \pi/20rad, \beta = \pi/6rad$. Relaksatsiya yadrosiga tegishli o‘zgarish koeffitsientlar $\tilde{A} = 0, \tilde{\alpha} = 0.15, \tilde{\beta} = 0.05$, deb olinib, rotorni xususiy aylanish o‘qi atrofida aylanish burchagining vaqt bo‘yicha o‘zgarish esa $\theta = 572,83$ ko‘rinishida berilgan.

Boshlang‘ich shartlar:

$$x(0) = 0, y(0) = 0, \varphi_{01}(0) = 0, \varphi_{02}(0) = \frac{-\pi}{2}, \dot{x}(0) = 0, \dot{y}(0) = 0, \dot{\varphi}_{01}(0) = 0, \dot{\varphi}_{02}(0) = 0.$$

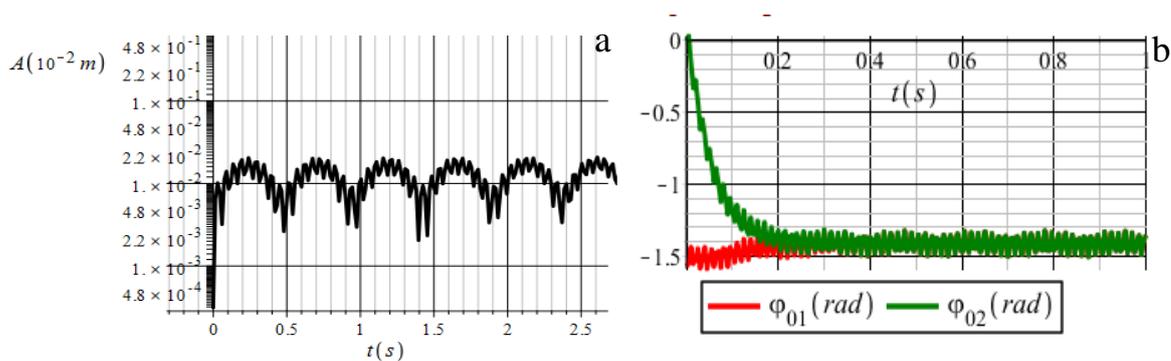
Sonli natijalarga ko‘ra, rotor massa markazi va sharchalarni halqaga nisbatan harakati 8-rasmda keltirilgan.



8-rasm. (a) Amplitudani va (b) sharchalarning halqa ichidagi holatining vaqt bo‘yicha o‘zgarishi

8a-rasmdagi grafikdan ko‘rinib turibdiki, rotorning burchak tezligi kritik burchak tezlikdan kichik qiymatlarida bo‘lsa, rotor o‘qi pretsession harakatda bo‘ladi va bu harakatda vaqt o‘tishi bilan rotor massa markazi amplitudasi $A = 6mkm$ qiymat atrofida o‘zgaradi. O‘z navbatida vaqt o‘tishi bilan sharchalardan biri halqaga nisbatan $\varphi_{01}(0) = \pi$ va ikkinchi sharcha esa $\varphi_{02}(0) = -\pi$ burchakli holatga intiladi (8b-rasm). Keyingi holda sistemaning ayrim parametrlarini o‘zgartirib, ya’ni $\tilde{k} = 2 \cdot 10^6 N/m, \beta = \pi/3rad, \theta = 750t$ rotor va ABUga tegishli parametrlarni va boshlang‘ich qiymatlarni yuqoridagidek olib, tenglamalar sistemasining sonli natijalariga mos keluvchi qiymatlari 9-rasmda ko‘rsatilgan.

9a-rasmdagi natijalardan shuni hulosa qilish mumkinki, rotor massa markazi amplitudasi vaqt o‘zgarishi bilan $A = 5mkm$ qiymat atrofida davriy o‘zgaradi, ya’ni rotor o‘qi pretsessiya harakatida bo‘ladi.



9–rasm. (a) Amplituda va (b) sharchalarning halqa ichidagi holatini vaqt bo‘yicha o‘zgarishi

ABUning halqasida sharchalardan biri $\varphi_{01}(0) = -1.5 \text{ rad}$ va ikkinchisi esa $\varphi_{02}(0) = -1.5 \text{ rad}$ burchakli holatga intiladi (9b-rasm). Bu esa sharchalarni harakat davomida halqa ichida birgalikda joylashuvini anglatadi.

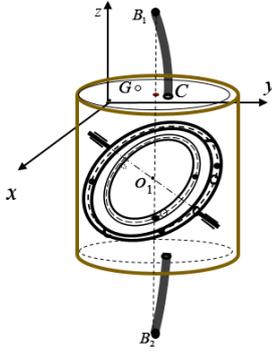
Sistemani sonli yechish orqali olingan natijalar shuni ko‘rsatadiki, balansirlovchi sharchalarning halqa ichida o‘zaro joylashish holatlari yuqorida olingan analitik yechim bilan ustma- ust tushadi.

Dissertatsiyaning “**Aylanish o‘qiga ega bo‘lgan ABUli katta burchak tezliklarda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotor dinamikasi**” deb nomlangan ikkinchi bobida statik balansirlanmagan vertikal aylanish o‘qi uning simmetriya o‘qiga nisbatan eksentrik joylashgan va unga absolyut qattiq silindrdan iborat bo‘lgan ABU o‘rnatilgan rotor harakati tekshirilgan (10-rasm).

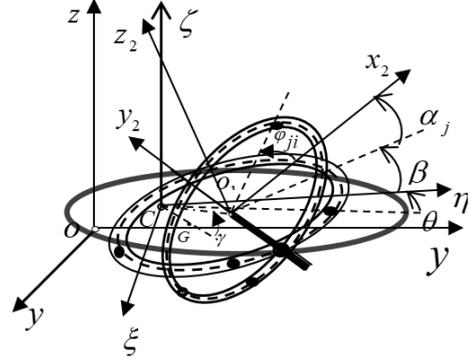
Rotorni mexanik modeli sifatida Djeffcott modeli ko‘rilgan. Bu modelda qo‘shimcha avtobalansirlovchi uskunaning o‘rnatilishidagi nafaqat eksentrikligi hamda balansirlovchi sharchalar joylashgan halqalar tekisliklari rotor ko‘ndalang kesim tekisligiga nisbatan $\alpha_j (j=1..s)$ burchaklarga o‘zgarishi va valning qovushqoq-elastiklik xossalari inobatga olingan.

Sistema harakat tenglamalari umumlashgan koordinatalarda Lagranj tenglamalari yordamida tuzilgan. Sistemani holatini aniqlash uchun qo‘zg‘almas $Oxyz$, rotor bilan birgalikda harakatlanadigan $O\xi\eta\zeta$ qo‘zg‘aluvchan va sharchalarni nisbiy harakatini aniqlash uchun halqa markaziga u bilan birga harakatlanadigan $O_1x_1y_1z_1$ koordinatlar sistemasini kiritamiz. Halqalarni rotorga nisbatan harakatini aniqlash uchun halqa tekisliklari bilan rotor ko‘ndalang kesim tekisligi orasidagi eng katta og‘ish burchaklari $\alpha_j (j=1, \dots, s)$ va halqa ichidagi sharchalarning holatini aniqlash uchun esa $\varphi_{ji} (i=1, \dots, n; j=1, \dots, s)$ burchaklar kiritilgan (11-rasm).

Qaralayotgan sistema geometrik bog‘lanishli mexanik sistemadan iborat bo‘lganligi uchun, harakat tenglamalarini tuzishda Lagranj tenglamalaridan foydalanamiz. Harakat tenglamalar sistemasida (13) kompleks almashtirishlarni bajarsak, natijada rotor bilan bog‘langan koordinata sistemasidagi harakat tenglamalari hosil bo‘ladi.



10–rasm. Balansirlovchi uskunalı rotor sxemasi



11-rasm. ABUli rotorda koordinita sistemalarini joylashishi

Umumiy holda tenglamalar sistemasining yechimini aniqlash murakkab masala hisoblanadi. Shuning uchun rotorni xususiy (statsionar) harakatlarini mavjudlik shartlarini tekshiramiz. Agar rotorni aylanish o‘qi atrofidagi burchak tezligi o‘zgarmas deb qaralsa, statsionar harakatga quyidagi

$$\dot{\theta} = \nu, \varphi_{ji} = \varphi_{ji}^0 = \text{const}, A = \text{const}, \phi_0 = \text{const}, \alpha_j = \alpha_j^0 = \text{const}, \quad (31)$$

$$\zeta = Ae^{i\phi_0} = \xi_0 + i\eta_0 \quad (32)$$

qiymatlar mos keladi. Xususiy holda ABU bitta yo‘lakli va unda massalari bir xil bo‘lgan balansirlovchi sharchalar ikkita bo‘lsin. U holda harakat differensial tenglamalar sistemasida (31) va (32) almashtirishlarni bajarsak hamda algebraik amallardan so‘ng balansirlovchi sharchalarni halqa ichida joylashish burchaklari φ_1^0 va φ_2^0 hamda ξ_0, η_0 o‘zgarmlarga nisbatan

$$\left\{ \begin{aligned} & \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \left(\xi_0 \cos \alpha \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} + s_2 \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \cos \alpha \cos \gamma - r \sin^2 \alpha [\sin \Delta \sin \varphi_1^0 \sin \varphi_2^0 \sin \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2} + \right. \\ & \left. + \cos \Delta \cos \alpha \cos \varphi_1^0 \cos \varphi_2^0 \cos \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2}] \right) = \bar{g} \sin \alpha \sin \Delta \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2}, \\ & \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \left(\eta_0 \cos \alpha \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} + s_2 \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \cos \alpha \sin \gamma + 2r \sin^2 \alpha [\cos \Delta \sin \varphi_1^0 \sin \varphi_2^0 \sin \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2} - \right. \\ & \left. - \sin \Delta \cos \alpha \cos \varphi_1^0 \cos \varphi_2^0 \cos \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2}] \right) = -\bar{g} \sin \alpha \cos \Delta \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2}. \end{aligned} \right. \quad (33)$$

tenglamalar sistemasini hosil qilamiz.

Agar $\sin(\varphi_1^0 - \varphi_2^0)/2 = 0$ shart bajarilsa, undan φ_1^0 va φ_2^0 burchaklar uchun $\varphi_1^0 - \varphi_2^0 = 2k\pi$, ya’ni balansirlovchi sharchalar halqa ichida o‘zaro birgalikda joylashishi kelib chiqadi. Har bir yo‘lakchada ikkitadan sharcha borligini inobatga olsak, halqaning og‘ish burchagi α ga nisbatan quyidagi

$$\begin{aligned} & [m_r s \sin(\gamma + \bar{\alpha}_0) + m_{bs} s_2 \sin(\beta + \bar{\alpha}_0) + N_1 \cos \alpha_0 \cos \bar{\alpha}_0 - N_2 \sin \bar{\alpha}_0] N_1 \sin \alpha_0 - \\ & - [(J_{x_2} - J_{z_2}) \cos \alpha_0 - (s_2 \sin \beta N_1 + \cos \alpha_0 N_3)] \sin \alpha_0 = -\bar{A} \bar{g} \cos \alpha_0 N_1, \end{aligned} \quad (34)$$

munosabat kelib chiqadi.

Bu formulada quyidagi

$$N_1 = r(m_{11} + m_{12})\sin\varphi_1, N_2 = r(m_{11} + m_{12})\cos\varphi_1, N_3 = r^2(m_{11} + m_{12})\sin^2\varphi_1,$$

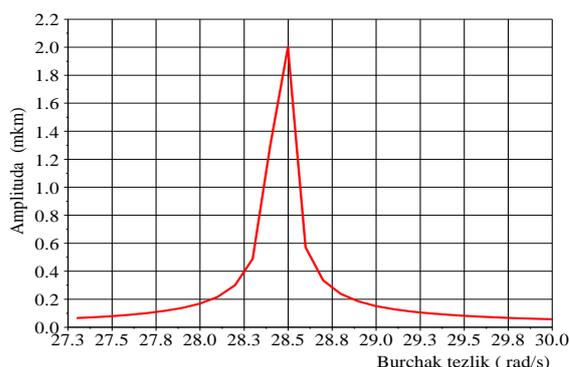
$$\sigma = \hat{A}\cos\bar{\alpha}_0, \omega = \hat{A}\sin\bar{\alpha}, \hat{A} = \sqrt{\sigma^2 + \omega^2}, \operatorname{tg}\bar{\alpha}_0 = \frac{\omega}{\sigma} = \frac{c\nu}{\tilde{k} - M\nu^2}, \sigma = \frac{\tilde{k}}{\nu^2} - M, \omega = \frac{c}{\nu}.$$

belgilashlar kiritilgan.

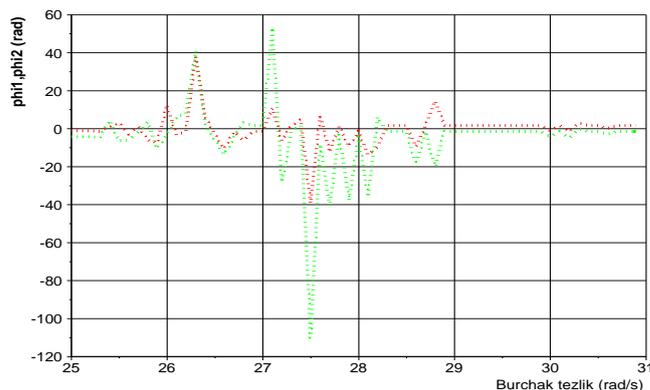
Shunday qilib, α_0 og‘ish burchagini aniqlash uchun (34) parametrik chiziqsiz tenglamani yechimini aniqlashga kelar ekan.

Sonli usul yordamida rotor massa markazining amplitudasi va sharchalarni halqa ichida joylashish burchaklarini rotor burchak tezligiga bog‘liqligini ifodalovchi natijalar olindi.

Natijalarni olishda rotor va ABUga tegishli sistema parametrlarining qiymatlari quyidagicha ko‘rinishda olingan: $s_1 = s_2 = 50\text{mkm}$, $m_r = 8.91\text{kg}$, $m_{br} = 1.5\text{kg}$, $m_1 = m_2 = 3.6\text{g}$, halqa radiusi $r = 10\text{sm}$, $c = c_\theta = c_\alpha = 0.001\text{Ns/m}$, valning keltirilgan bikrlilik koeffitsienti $\tilde{k} = 81000\text{N/m}$, halqalarning aylanish o‘qi burchagi $\beta = \pi/2\text{rad}$, relaksatsiya yadrosiga tegishli o‘zgarish koeffitsientlar $\tilde{A} = 0$, $\tilde{\alpha} = 0.15$, $\tilde{\beta} = 0.05$, OO_1 va OG yo‘nalishlari orasidagi burchak $\gamma = \pi/40\text{rad}$. Rotorning Oz o‘qi atrofida aylanish burchak tezligi $25\text{rad/s} \leq \dot{\theta} \leq 45\text{rad/s}$ oralig‘ida o‘zgarib qadam o‘lchamini $h = 0.1$ ga teng deb olingan.



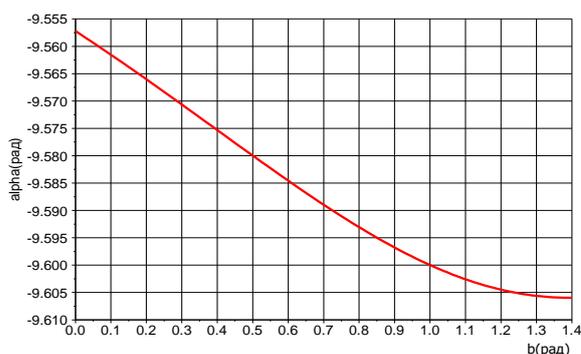
12-rasm. Amplituda-chastotali xarakteristika



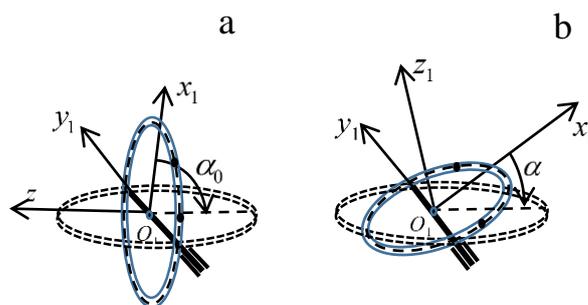
13-rasm. Sharchalarni halqa ichidagi holatini aniqlovchi burchaklarni burchak tezlikka bog‘liq o‘zgarishi

12-rasmda chekli vaqt davomida rotor massa markazini tayanchlardan o‘tuvchi vertikal o‘qdan og‘ishini (amplitudasini) aylanish burchak tezligiga bog‘liqligi keltirilgan. Bu natijadan shuni xulosa qilish mumkinki, tebranish amplitudasining qiymati burchak tezlikning oshib borishi bilan o‘sib boradi va burchak tezlikning $\theta = 28.5\text{rad/s}$ kritik qiymatida $A = 2\text{mkm}$ maksimal qiymatiga erishadi hamda kritik qiymatdan katta burchak tezliklarda kamayib boradi.

13-rasmdagi natijaga ko‘ra, rotor burchak tezligining kritik qiymatigacha, sharchalarning joylashishi turlicha bo‘ladi va kritik qiymatdan yuqori tezliklarda sharchalar birgalikda joylashadi. Bu esa statsionar harakat shartlaridan olingan analitik yechimlarga mos keladi.



14-rasm. α burchakni O_{Iy_j} o'qi bilan radiuslar orasidagi burchak β ga bog'liq o'zgarishi



15-rasm. α burchagini $\beta = 0$ da (a) hamda $\beta > 0$ qiymatlarida (b) burchak tezlikka bog'liq o'zgarishi

Keyingi holda sistema parametrlarini yuqorida keltirilgan qiymatlarini saqlab qolgan holda sharchalar harakatlanadigan halqa tekisligini aylanish burchagi α halqaning aylanish o'qi burchagi β ga nisbatan bog'liqligini tekshirilgan. Bunda rotorning burchak tezligi o'zgarimas deb qaralgan.

Olingan 14-rasmdagi natijadan ko'rinib turibdiki, halqaning aylanish o'qi burchagi β ni boshlang'ich qiymatiga halqa tekisligining $\alpha_0 = -9.55 \text{ rad}$ aylanish burchagi yoki $\alpha_0 \approx -\pi \text{ rad}$ qiymati mos kelib, burchak β o'sib borishi bilan og'ish burchagining qiymati monoton kamayib boradi (15-rasm).

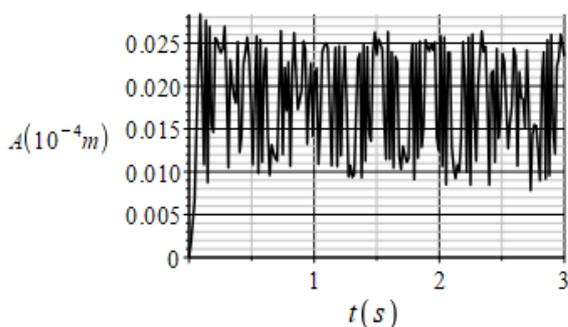
Dissertatsiya ishining “**Statik balansirlanmagan rotorning nostatsionar harakatlari**” nomli uchinchi bobida rotor aylanish burchak tezligi tekis tezlanuvchan bo'lgan holda ikkala model uchun sonli usul yordamida chekli vaqt oralig'ida rotor massa markazining amplitudasini, balansirlovchi sharchalarni halqaga nisbatan joylashishi va halqa tekisligini og'ish burchagini o'zgarishi ko'rib chiqilgan.

Aylanish o'qiga kichik burchak og'ishi bilan joylashtirilgan ABUli rotorni nostatsionar harakatida sistemaga tegishli parametr qiymatlarini yuqorida olingan qiymatlarda ko'rib chiqamiz: $s_1 = s_2 = 50 \text{ mkm}$, $m_r = 8.91 \text{ kg}$, $m_{bs} = 1.5 \text{ kg}$, $m_1 = 3.6 \text{ g}$, $m_2 = 3.6 \text{ g}$, halqa radiusi $r = 20 \text{ sm}$, $c = c_\theta = 0.001 \text{ Ns/m}$, relaksatsiya yadrosiga tegishli o'zgarimas koeffitsiyentlar $\check{A} = 0$, $\check{\alpha} = 0.15$, $\check{\beta} = 0.05$, valning keltirilgan bikrlilik koeffitsienti $\check{k} = 2922676 \text{ N/m}$, halqalarning aylanish o'qini burchagi $\beta = \pi/6 \text{ rad}$, OO_1 va OG yo'nalishlari orasidagi burchak $\gamma = \pi/40 \text{ rad}$. ABUli o'rnatishdagi og'ish burchagi $\alpha = \pi/20 \text{ rad}$, rotorning Oz o'qi atrofidagi aylanish burchagining vaqt bo'yicha o'zgarishi $\theta = 800t^2$ teng deb olingan.

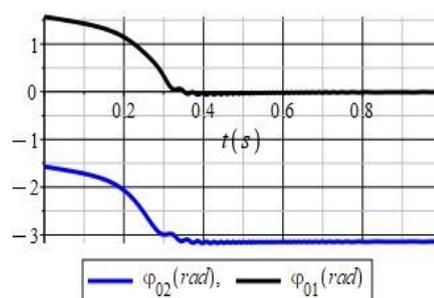
Tenglamalar sistemasi uchun quyidagi boshlang'ich shartlar olinib,

$$x(0) = 0, y(0) = 0, \varphi_{01}(0) = \frac{\pi}{2}, \dot{\varphi}_{01}(0) = 0, \dot{x}(0) = 0, \dot{y}(0) = 0, \varphi_{02}(0) = -\frac{\pi}{2}, \dot{\varphi}_{02}(0) = 0,$$

yuqorida keltirilgan qiymatlar uchun rotor massa markazining amplitudasing va sharchalarning halqa ichida joylashish burchaklarini o'zgarishiga tegishli sonli natijalar olingan.



16-rasm. Rotor massa markazining amplitudasing vaqt bo'yicha o'zgarishi



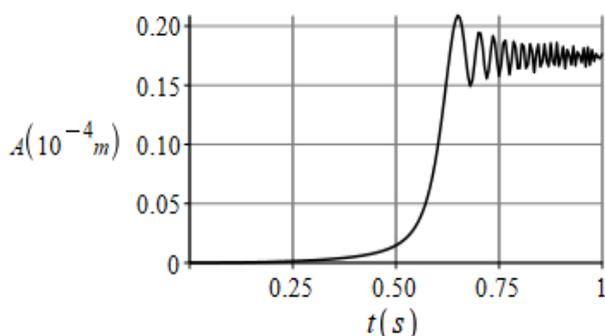
17-rasm. Sharchalarning halqa ichida joylashish burchaklarini vaqt bo'yicha o'zgarishi

16-rasmdagi natijalardan ko'rinib turibdiki, burchak tezlikning oshib borishi bilan rotorning vertikal o'q atrofidagi nostatsionar harakatida massa markazini tebranish amplitudasi vaqt bo'yicha o'zgarishi $2mkm \leq A \leq 20mkm$ oraliqda bo'lib rotorning aylanish o'qi nosimmetrik tebranma harakat qilishini ko'rish mumkin.

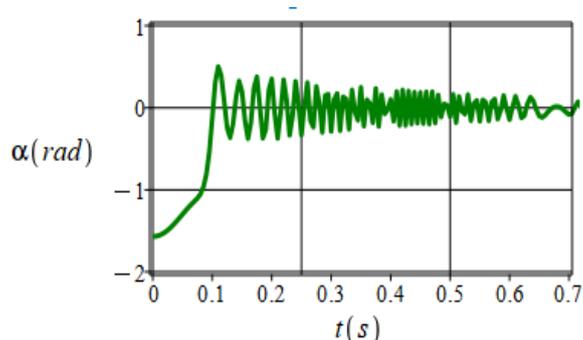
Balansirlovchi sharchalarning holati vaqt oralig'ida o'zgarib turadi (17-rasm) va vaqt o'tishi bilan sharchalardan biri $\varphi_{01} = -\pi rad$, ikkinchisi esa $\varphi_{02} = 0 rad$ burchakga mos holatga intiladi. Bu esa sharchalarni harakat davomida halqa ichida qarama qarshi joylashishini ko'rsatadi.

Ikkinchi bobda ko'rilgan aylanish o'qiga ega bo'lgan ABULi statik balansirlanmagan rotor modeli uchun ham sonli usul yordamida nostatsionar harakatda massa markazining tebranish amplitudasi, balansirlovchi sharchalarning halqa ichida joylashish burchaklarini va halqa tekisligining rotor ko'ndalang kesimi tekisligiga nisbatan og'ish burchagini chekli vaqt davomida o'zgarishini ko'rsatuvchi natijalar olingan.

Olingan natijalarni o'zgarmas burchak ostida joylashgan ABULi rotorga tegishli natijalar bilan solishtirish qulay bo'lishi uchun parametrlarning qiymatlari bir xil olingan.



18-rasm. Massa markazi amplitudasining vaqt bo'yicha o'zgarishi



19-rasm. Halqa tekisligini og'ish burchagi α ni vaqtga bog'liq o'zgarishi

18-rasmdagi keltirilgan amplitudaning vaqt bo'yicha o'zgarish natijasidan shuni xulosa qilish mumkinki, kritik burchak tezlikdan katta qiymatlarda rotor massa markazi amplitudasining qiymati o'zgarmas $A = 16mkm$ ga intiladi.

Yuqorida olingan (16-rasm) kichik burchak og‘ishiga ega bo‘lgan rotor massa markazining amplitudasi bilan solishtiradigan bo‘lsak, bu holda olingan natija rotor massa markazining vertikal o‘qdan og‘ishi, statsionar harakat amplitudasi atrofida yetarlicha kichik ekanligini ko‘rish mumkin. 19-rasmdagi natijadan ko‘rinib turibdiki, rotorning burchak tezligi oshib borishi bilan halqa gorizontol holatga intiladi, ya’ni gorizontol holat atrofida so‘nuvchi tebranma harakat qiladi.

XULOSA

“Rotorli sistemalar dinamikasini qo‘zg‘aluvchan massalar yordamida balansirlash usulini takomillashtirish” mavzusidagi fizika-matematika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi bo‘yicha olib borilgan tadqiqotlar natijalari asosida quyidagi xulosalar taqdim etildi:

1. Ko‘rib chiqilgan adabiyotlar tahlili quyidagi xulosa qilishga asos yaratdi, ya’ni katta burchak tezliklarda harakatlanuvchi statik balansirlanmagan rotorga avtobalansirlash uskunasi o‘rnatilishdagi burchak xatoligini inobatga olingan tadqiqotlar deyarli tadqiq qilinmaganligi va bunday sistemalar ustida ilmiy tadqiqot ishlarini o‘tkazish hozirgi kunning dolzarb muammolaridan biri ekanligi aniqlandi.

2. Katta burchak tezliklarda aylanma harakat qiluvchi aylanish o‘qiga ega bo‘lgan statik balansirlanmagan avtobalansirlovchi uskunali rotorning matematik modeli va umumlashgan koordinatalardagi harakat differensial tenglamalari valning elastik va qovushqoq-elastiklik xossalari e‘tiborga olinib tuzildi. Sistema harakat differensial tenglamalaridan statsionar harakatlarni mavjudlik shartlari analitik hamda sonli usullar yordamida tadqiq qilinib natijada quyidagilar, ya’ni:

balansirlovchi sharchalarning halqa ichida joylashishi holatini aniqlovchi analitik ifodalar keltirib chiqarildi va xususiy hollarda tahlil qilindi;

tebranish amplitudasining qiymati burchak tezlikning oshib borishi bilan o‘sib borib kritik burchak tezliklardan katta qiymatlarda kamayishi aniqlandi.

3. Statik balansirlanmagan rotorli sistemalarning avtobalansirlashda sodir bo‘ladigan mexanika jarayonlari, rotorning aylanish o‘qini tebranma harakatlarda valning elastik va qovushqoq-elastik xususiyatlarini ta’siri aniqlandi.

4. Aylanish o‘qiga ega bo‘lgan statik balansirlanmagan ABUli rotorning matematik modeli va umumlashgan koordinatalardagi harakat differensial tenglamalari umumiy holda valning qovushqoq-elastiklik xususiyatini e‘tiborga olib tuzildi.

5. Rotor statsionar harakatlarning zaruriy shartlari sistema parametrlarining xususiy qiymatlarida balansirlovchi sharchalarni halqa ichidagi holatini aniqlovchi burchaklarni, rotor massa markazining tebranish amplitudasini va balansirlovchi sharchalar joylashgan halqa tekisligini rotor ko‘ndalang kesim tekisligi bilan hosil qilgan burchakni vertikal o‘q atrofidagi aylanish burchak tezligini chekli vaqt oraliqdagi o‘zgarishi sonli usullar yordamida tahlil qilinib, quyidagilar aniqlandi:

tebranish amplitudasining qiymati burchak tezligining oshib borishi bilan, oʻsib borib kritik burchak tezliklaridan katta qiymatlarda kamaya boshlaydi;

rotor burchak tezligining kritik qiymatigacha sharchalarning joylashishi turlicha boʻlib, kritik qiymatdan katta burchak tezliklarida oʻzaro birgalikda joylashishni boshlaydi.

6. Aylanish oʻqiga ega boʻlgan yoki kichik fiksirlangan burchak ostida oʻrnatilgan ABUli rotorni nostatsionar harakatlarini tekshirishda olingan sonli natijalarga koʻra, sistemaga tegishli parametrlarning bir xil qiymatlarida rotor massa markazining amplitudasi aylanish oʻqiga ega boʻlgan sistemada, ogʻish burchagi fiksirlangan holga nisbatan kichik boʻlishi aniqlandi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ ИНСТИТУТЕ МЕХАНИКИ И
СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ**

**НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
“ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И
МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА”**

ТУРАЖОНОВ КОДИРЖОН МУРОДЖОН УГЛИ

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА БАЛАНСИРОВКИ РОТОРНЫХ
СИСТЕМ С ПОМОЩЬЮ ПОДВИЖНЫХ МАСС**

01.02.01 – Теоретическая механика,

01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела

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

Ташкент – 2024

Тема диссертации доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам зарегистрирована Высшей аттестационной комиссией при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан за № В2023.3.PhD/FM916

Диссертация выполнена в Национальном исследовательском университете “Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства”.

Афтореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском, английском) размещен на веб-странице Научного совета (www.instmech.uz) и информационно-образовательного портала “Ziyonet” (www.ziyonet.uz).

Научные руководители:

Сидиков Мансур Насирович кандидат физико-математических наук, доцент

Мирсаидов Мирзиёд Мирсаидович
доктор технических наук, профессор, академик
АН РУз

Официальные оппоненты:

Коршунова Наталья Александровна
доктор физико-математических наук, профессор
Хусанов Бахтияр Эргашбаевич
доктор физико-математических наук, с.н.с.

Ведущая организация:

Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова

Защита диссертации состоится « 16 » октября 2024 года в 14⁰⁰ часов на заседании Разового научного совета при Научном совете DSc.02/30.12.2019. T/FM.61.01 при Институте механики и сейсмостойкости сооружений. Адрес: 100000, г. Ташкент, ул. Дурман йули, 40, зал заседаний – 322. Тел.:(99871) 262-71-52; факс:(99871) 262-71-32, e-mail: instmech@academy.uz).

С диссертацией (PhD) можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Института механики и сейсмостойкости сооружений (регистрационный номер -22). Адрес: 100000, г. Ташкент, ул. Дурман йули, 40. Тел.: (99871) 262-71-32.

Автореферат диссертации разослан « 30 » сентября 2024 года.
(реестр протокола рассылки № 22 от « 25 » сентября 2024 года).



Р.А. Абиров

Председатель разового научного совета по присуждению ученых степеней, д. ф.-м.н.,с.н.с.

М.К. Усаров

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

А.А.Ризаев

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

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире в различных отраслях современной техники и технологий основу двигателей на транспорте, в гидроэнергетике и в авиации составляют роторные механизмы. В устройствах с такими роторами особое значение придается математическому моделированию динамических сил, создаваемых движением ротора со скоростью, превышающей критическую угловую скорость, автобалансирующему оборудованию, уменьшающему колебательные движения оси вращения ротора, для гашения колебаний, возникающих в роторе, выявления факторов, препятствующих его безупречной работе, и принятия мер по их устранению, обеспечению надежной работы в течение длительного времени. В настоящее время в развитых странах при конструировании роторов высокоскоростных двигателей в промышленности и технике важное значение приобретает решение задач по созданию математических моделей сложных механических балансирующих систем и применению нового типа автобалансирующего оборудования для гашения их колебаний. В этом отношении, в том числе в системах со статически несбалансированными роторами, движущимися на больших скоростях, особое внимание уделяется предотвращению увеличения динамических сил в результате того, что ось вращения не совпадает с главной центральной осью инерции, обеспечивая долговечность и повышая эффективность.

В мире ведутся научные исследования, направленные на балансировку роторных систем с использованием подвижных масс, разработку и совершенствование математических моделей сложных роторных механических систем. Приоритетными в этом направлении являются исследования, в том числе по математическому моделированию и оценке динамики движения автобалансирующего оборудования статических несбалансированных роторных систем, движущихся на больших скоростях. При этом из актуальных задач решается метод определения дисбаланса, возникающего в роторе в процессе изготовления и эксплуатации, то есть отклонения оси вращения от главной центральной оси инерции, динамических и кинематических параметров, резкого превышения амплитуды колебаний центра масс ротора с помощью подвижных масс, находящихся в балансирующем оборудовании, в зависимости от конструктивных параметров.

В нашей республике проводятся многочисленные научно-исследовательские работы, направленные на математическое моделирование, оценку динамики сложных механизмов и устройств при проектировании гидроэлектростанций, водозаборных и перерабатывающих сооружений различных отраслей промышленности и техники. В Указе Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года «О стратегии развития Нового

Узбекистана на 2022-2026 годы»¹ №УП-60, были определены важные задачи, «...обеспечение чистой питьевой водой жителей и отраслей экономики города Ташкента, внедрение передового зарубежного опыта и технологий в соответствии с международными стандартами, модернизация существующих сетей и сооружений питьевого водоснабжения и водоотведения». Важным является проведение исследований по реализации данной задачи, в том числе по разработке современных подходов математического моделирования, проектирования, оценки динамики вращающихся роторов насосных агрегатов, компрессоров и других типов высокоскоростных двигателей, расположенных в сетях, обеспечивающих долгосрочную эффективную работу.

Указ Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года "О стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы" №УП-60 и постановление Президента Республики Узбекистан от 12 декабря 2021 года "О дополнительных мерах по дальнейшему развитию гидроэнергетики" №ПП-44, а также данная диссертационная работа послужит в определенной степени для выполнения задач, поставленных в других нормативно-правовых актах, связанных с данной деятельностью.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в рамках приоритетного направления развития науки и технологий Республики Узбекистан IV «Математика, механика и информатика».

Степень изученности проблемы. Научные исследования по динамике роторных систем были выполнены К.Лавалем, У.Ренкиным, Г.Джеффкотта, С.Дюнкерлеям, А.Н.Крыловым, А.Б.Стодола, Э.Л.Никола, П.Л.Капицей, А.С.Кельзона, Ю.П.Симанским, Л.М.Малининым, Ф.М.Диментберга, К.Т.Шаталовым, А.А.Гусаровым, Т.Ямамото, Ю.Ишида, А.Г.Гента, Б.Рыжик, Л.Сперлинг, Х.Душштейн, К.Оллсон, А.Н.Горбенко, А.С.Ковачевым, Э.Сирлин, Ш.Йошида, Н. Теруюки, В.В.Гончаровым, К.К. Сун, Т.С. Чан, Ч.П. Чао, Ч.Х. Лу Хедайя, Р. Шарп, В.П. Нестеренко, В.Г.Быковым, Г.Филимонихиным, Н.Н.Зайцевым, Д.Н.Зайцевым, А.А.Макаровым, С.Гунтис, М.Марекс, С.Валентина, Г.Александр, Л.Сперлинг, К.Линц, А.Фидлин, О. Дроздецкой и др.

В этом направлении в нашей республике М.Н.Сидиков, М.М.Мирсаидов, Т.М.Мавланов, Н.А.Коршунова, К.С.Султанов, Б.М.Мардонов, А.А.Ризаев, К.А.Каримов, К.Хусанов, О.Дусматов, И.И.Сафаров, Г.А.Баходиров и ряд других ученых провели научные исследования и получили положительные результаты.

При этом недостаточно изучены проблемы оптимизации динамических и кинематических параметров, формируемых в роторе за счет размещения системы автобалансирующего устройства (АБУ) с осью вращения относительно статически несбалансированного ротора, движущегося с большой скоростью.

¹ Указ Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года УП-60 «О стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы»

Связь диссертационной работы с планом научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, где она выполнена. Научная работа выполнена в рамках плана научно-исследовательских работ по проекту FZ-20200929327 (2021-2026) Национального научно-исследовательского университета “Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства”.

Целью исследования является усовершенствование метода балансировки роторных систем с помощью подвижных масс.

Задачи исследования:

разработка математической модели и дифференциальных уравнений движения статического несбалансированного многорядного ротора с АБУ, размещенным на оси вращения с небольшим угловым отклонением, с учетом различных параметров вала;

получение аналитических результатов при расчетах стационарных движений статического несбалансированного многорядного ротора с АБУ, размещенного на оси вращения с небольшим угловым отклонением;

оценка и аналитический анализ алгебраических вычислений стационарных движений статически несбалансированного ротора с многорядным АБУ с осью вращения, а также получение результатов с помощью численного метода Рунге-Кутты программного пакета Maple при вращении ротора при больших угловых скоростях;

анализ и оценка нестационарных движений статического несбалансированного многорядного ротора с АБУ с небольшим угловым отклонением к оси вращения и оси вращения с использованием численного метода расчета Рунге-Кутты, принадлежащего программному пакету Maple.

Объектом исследования является статически несбалансированный ротор с АБУ с вязкоупругим валом, установленным на неподвижных опорах, вращающихся вокруг вертикальной оси.

Предметом исследования является математическое моделирование балансировки статически несбалансированного ротора с помощью АБУ, а также исследование динамики, анализ решений, полученных с помощью аналитических и численных методов расчета для конкретных параметров системы и ее оценка.

Методы исследования. В диссертации использованы уравнения движения Лагранжа, основанные на законах и принципах теоретической и аналитической механики, методы определения частных решений дифференциальных уравнений и численного расчета системы нелинейных уравнений методом Рунге-Кутты.

Научная новизна диссертационного исследования заключается в следующем:

разработана математическая модель, учитывающая механические процессы, происходящие при автобалансировке статически несбалансированных роторных систем с учетом упругих и вязкоупругих свойств вала при колебательных движениях оси вращения ротора;

разработана математическая модель статически несбалансированного многорядного ротора с АБУ, размещенного на оси вращения с небольшим угловым отклонением, представляющая собой в общем случае систему дифференциальных уравнений движения с учетом вязкоупругих свойств вала;

в аналитическом виде для частных случаев стационарного движения статически несбалансированного многорядного ротора с АБУ, расположенного на оси вращения с небольшим угловым отклонением, определены координаты центра масс и углы расположения балансирующих шариков внутри кольца;

разработана математическая модель для частных случаев, относящиеся к нестационарному движению статически несбалансированного ротора с многорядным АБУ с малым угловым отклонением при прохождении большой угловой скорости, с использованием численного метода вычислений Рунге-Кутты, относящегося к пакету программирования Maple, и дана оценка полученных результатов при отклонении центра масс ротора, изменения углов положения балансирующих шариков внутри кольца и угла отклонения плоскости кольца относительно плоскости поперечного сечения ротора.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

математически смоделированы уравнения движения статического несбалансированного ротора с АБУ с учетом крутящего момента вращающегося электродвигателя, расположенного на оси собственного вращения, и разработаны методики оценки динамики, улучшения вычислительных методов и алгоритмов для конкретных параметров, относящихся к частному случаю системы;

обоснованы условия и разработаны рекомендации для реализации того факта, что ротор не превышает отклонения оси вращения при прохождении собственной угловой скорости через критические скорости, достигая требуемых угловых скоростей с помощью системы автобалансировки;

Полученные результаты позволили сделать необходимые выводы для определения параметров статического несбалансированного многорядного ротора с АБУ, движущегося с большой угловой скоростью.

Достоверность полученных результатов. Полученные результаты основаны на методах теории дифференциальных уравнений, законах теоретической и аналитической механики, а также на классических моделях. Частные случаи движения, относящиеся к системе, определяются с помощью методов, относящихся к теории дифференциальных уравнений и полностью удовлетворяют системам уравнений движения.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследований объясняется тем, что полученные результаты позволяют определить рабочий диапазон ротора, условия прохождения через область резонанса, факторы совершенствования устройства автобалансировки, а значит, и надежной работы роторов в течение длительного времени.

Практическая значимость исследования заключается в том, что полученные результаты балансировки статического несбалансированного ротора, вращающегося с большими угловыми скоростями, с помощью АБУ объясняются его широким применением в различных областях техники, включая гидро- и насосные агрегаты, турбокомпрессоры, а также при проектировании роторных машин и двигателей на транспорте, в энергетике, авиастроении и других отраслях промышленности.

Внедрение результатов исследований. На основе полученных результатов усовершенствован метод балансировки динамики роторных систем с использованием подвижных масс:

алгоритмы оценки высокоскоростных статических несбалансированных роторных систем с использованием подвижных масс, математическое моделирование механических процессов, происходящих при автобалансировке, применены при совершенствовании гидронасосных агрегатов, турбокомпрессоров и других типов гидронасосных установок УП “Каскад Ташкентских ГЭС Октепа” 9-й гидроэлектростанции (справочник № 02-28/2858 Акционерного общества “УЗБЕКГИДРОЭНЕРГО” от 3 октября 2023 года). Результатом является возможность проверки динамики ротора, численного анализа оси вращения ротора при различных значениях конструктивных параметров системы с учетом упругих и вязкоупругих свойств вала при колебательных движениях;

Метод балансировки статически неуравновешенных роторов, установленных на неподвижных опорах, с помощью автобалансирующего оборудования применен на агрегатном устройстве воздушного привода “HOWDEN-SG52A-CVC”, расположенном на водозаборном сооружении Бозсу «Ташкентское городское водоснабжение» (ОАО “Узбекгидроэнерго” Республики Узбекистан от 3 октября 2023 года № справочник № 02-28/2858). В результате амплитуда колебаний оси вращения ротора при нестационарном движении с угловой скоростью изменялась через ограниченные промежутки времени с помощью балансировочных шариков ротора с автобалансирующим оборудованием, достигалась эффективность труда в 1,25 раза по сравнению с роторными механизмами без автобалансирующего оборудования.

Апробация результатов исследования. Результаты исследований доложены на 7 научно-практических конференциях, в том числе 3 международных и 2 республиканских конференциях:

В целом, диссертационная работа в полном объеме докладывалась на объединенном семинаре Института механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан, на научном семинаре по специальности “Сейсмостойкость конструкций и сооружений” (2023 год, 18 декабря, протокол №12), (2022 год, 18 мая, протокол №5), на научном семинаре “Проблемы механики” кафедры “Механика и компьютерное моделирование” при Национальном исследовательском университете

“Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства” (2023 год, 19 декабрь, протокол №16).

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 12 научных работ. В научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских (PhD) диссертаций по философским наукам, опубликовано 7 научных статей, в том числе 3 республиканских и 4 зарубежных, входящих в базу Scopus.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Объем диссертации составляет 98 страницы, содержит 29 иллюстраций, 102 наименования литературы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность и востребованность исследования, его соответствие приоритетным направлениям развития науки и технологий республики, проведен обзор научных исследований по данной теме, а также уровень изученности проблемы. Приводятся цели и задачи, объект, предмет исследования, освещена научная новизна исследования, практические результаты и их достоверность. Раскрыта научная и практическая значимость результатов исследования, степень опубликованности результатов, а также структура и объем диссертации.

В первой главе диссертации, озаглавленной “**Динамика статически несбалансированного ротора с автобалансирующим устройством, установленным под малым углом при больших угловых скоростях**”, проделан обзор научных исследований, относящихся к динамике роторов, в научной литературе. В ней приводится содержание результатов исследований, относящихся к динамике несбалансированного ротора с автобалансирующим устройством с использованием подвижных масс (балансирующих шариков),

В этом разделе работы исследуются колебательные движения оси ротора с учетом вязкоупругих свойств материала вала.

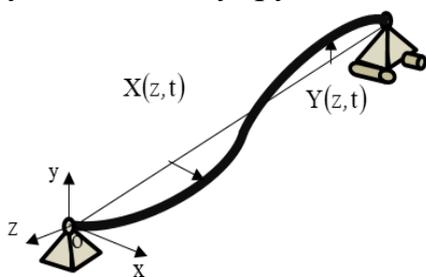


Рис.1. Схема эластического вала

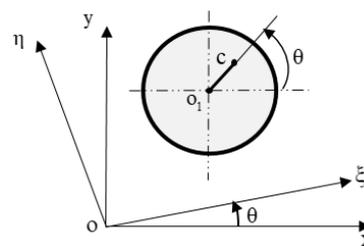


Рис.2. Расположение геометрического центра и центра тяжести поперечного сечения вала

При вращении с большой угловой скоростью вязкоупругого вала (рис.1) с ротором изгибные колебания вала описываются следующими

дифференциальными уравнениями в частных производных четвертого порядка:

$$\begin{aligned}\tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 x_c}{\partial t^2} &= 0, \\ \tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 y_c}{\partial t^2} &= 0,\end{aligned}\quad (1)$$

где x , y и x_c , y_c - соответственно координаты геометрического центра и центра тяжести относительно неподвижной системы координат; ρ - плотность материала вала; F_0 - площадь поперечного сечения вала; J_0 - момент инерции поперечного сечения вала.

Если вал вращается с большой угловой скоростью, то в материале тела вала проявляются вязкоупругие свойства, характеризующие влияние температуры. В этом случае, согласно наследственной теории Больцмана-Вольтерра, модуль упругости E заменяется оператором вида \tilde{E} :

$$\tilde{E}(\varphi(t)) = E \left(\check{\varphi}(t) - \int_0^t \Gamma_E(t-\tau) \check{\varphi}(\tau) d\tau \right), \quad (2)$$

Здесь \tilde{E} - длительный модуль упругости; E - мгновенный модуль упругости; Γ_E - ядро релаксации; $\check{\varphi}(t)$ - функция времени.

Координаты геометрического центра и центра тяжести вала относительно подвижной системы координат (рис.2) определяются следующими формулами:

$$x_c = x + s_1 \cos \theta(t), \quad y_c = y + s_1 \sin \theta(t), \quad (3)$$

где $\theta(t)$ - угол вращения вала, вращающегося вокруг оси O_1z , $s_1 = O_1C$ расстояние, выражающее эксцентриситет. Если учесть выражения (3), то система дифференциальных уравнений (1) сводится к виду:

$$\begin{aligned}\tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} &= \rho F_0 s_1 (\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta), \\ \tilde{E}J_0 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \rho F_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= -\rho F_0 s_1 (\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta),\end{aligned}\quad (4)$$

Если угол $\theta(t)$ изменяется с постоянной угловой скоростью, то $\theta(t) = \nu t$. В этом случае решение строится с помощью функции А.Н.Крылова со следующими краевыми и начальными условиями:

$$X(0) = 0, \quad X''(0) = 0, \quad X(\ell) = 0, \quad X''(\ell) = 0,$$

Тогда общее решение (4) можно представить в виде:

$$x(z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(BA_0 \sin\left(\frac{\pi n}{\ell} z\right) \sin(p_0 t + \phi) + \frac{Bs_1}{\rho F_0 (p_0^2 - \nu^2)} \sin\left(\frac{\pi n}{\ell} z\right) \cos(\nu t) \right), \quad (5)$$

где A_0 - амплитуда колебаний; ϕ - начальная фаза. Они находятся из начальных условий; p_0 - частота колебаний; B - постоянная интегрирования.

При отыскании решения уравнения (1) используется метод Фурье. В результате получим:

$$x_c = X(t) \sin \frac{\pi z}{\ell}, \quad y_c = Y(t) \sin \frac{\pi z}{\ell}, \quad s_1 = s_0 \sin \frac{\pi z}{\ell}, \quad (6)$$

Учитывая вязкоупругие свойства материала, а также с учетом внутренней диссипации Релея после некоторых математических преобразований, получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\ddot{X} + 2\mu\dot{X} + \tilde{E}CX = \tilde{E}Cs_0 \cos\theta(t), \quad \ddot{Y} + 2\mu\dot{Y} + \tilde{E}CY = \tilde{E}Cs_0 \sin\theta(t), \quad (7)$$

где $C = \frac{J_0\pi^4}{\ell^4\rho F_0}$; $\mu_0 = 2\mu$ - внутренняя диссипация. Из полученной системы, вводя комплексное преобразование $z = x - iy$, получим обыкновенное дифференциальное уравнение вида:

$$\ddot{z} + 2\mu\dot{z} + \tilde{E}Cz = \tilde{E}Cs_0 e^{-\theta(t)i} \quad (8)$$

Общее решение дифференциального уравнения (8) представим в виде:

$$z = e^{-\mu t} (C_1 \sin(\tilde{\omega}_0 t) + C_2 \cos(\tilde{\omega}_0 t)) + \frac{\tilde{E}C e^{-i\nu}}{\tilde{E}C - \nu^2 - 2\mu\nu i}. \quad (9)$$

Здесь $\tilde{\omega}_0$ - собственная частота собственных колебаний при учете вязкоупругих свойств материала:

$$\tilde{\omega}_0 = \sqrt[4]{(E_1 C - \mu^2)^2 + (E_2 C)^2} \left(\cos\left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(-\frac{E_2 C}{E_1 C}\right)\right) + i \sin\left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(-\frac{E_2 C}{E_1 C}\right)\right) \right).$$

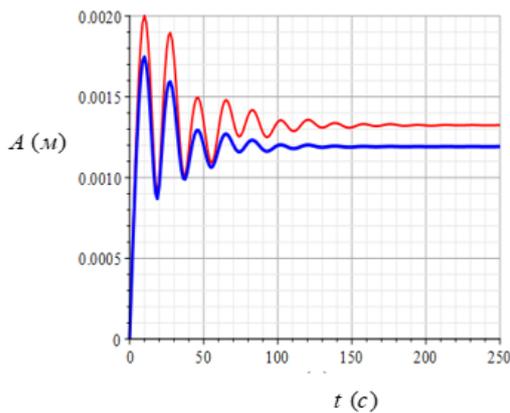
Здесь: $E_1 = E \left(1 - \int_0^{\infty} \tilde{A} e^{-\tilde{\beta}\tau} \tau^{\tilde{\alpha}-1} \cos(\omega_0 \cdot \tau) d\tau \right)$, $E_2 = E \int_0^{\infty} \tilde{A} e^{-\tilde{\beta}\tau} \tau^{\tilde{\alpha}-1} \cos(\omega_0 \cdot \tau) d\tau$,

$\tilde{A}, \tilde{\alpha}, \tilde{\beta}$ - коэффициенты ядра релаксации.

Проведен анализ полученных результатов из формулы (7) с учетом упругих и вязкоупругих свойств вала при нулевых начальных условиях $z(0) = 0$, $\dot{z}(0) = 0$. Вычислены амплитудно-частотные характеристики, определены зависимости амплитуды от частоты внешней силы. При проведении вычислений приняты следующие значения параметров входящих в решение уравнения (7): $\ell = 2m, r = 0.01m, E = 2 \cdot 10^{10} \text{кз/м}^2, \rho = 7800 \text{кз/м}^3, \mu = 0.001 \text{Нс/м}, \tilde{A} = 0.008, \tilde{\alpha} = 0.15, \tilde{\beta} = 0.05$. Изменения угла от времени принимаем в виде $\theta(t) = 20t$. При упругом вале частота колебаний вычисляется по формуле: $\omega_0 = \sqrt{EC - \mu^2} = 20.22c^{-1}$.

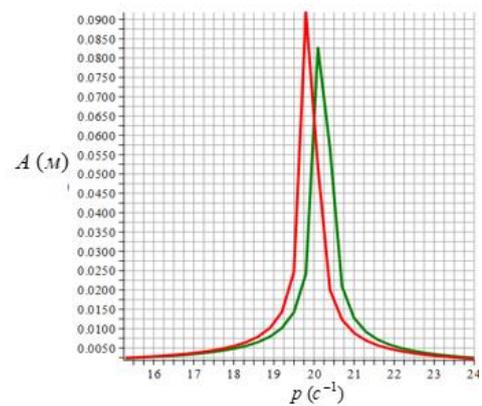
Если материал вала имеет вязкоупругие свойства, то частота колебаний определяется из выражения: $\operatorname{Re}(\tilde{\omega}_0) = 19.9c^{-1}, \operatorname{Im}(\tilde{\omega}_0) = 0.07c^{-1}$,

Из анализа полученных результатов можно сделать вывод о том (рис.3), что если считать вал упругим, то амплитуда колебаний достигает своего максимума при $A = 0.002m$, а при учете вязкоупругих свойств $A = 0.0018m$. Необходимо отметить, что вязкоупругие свойства вала проявляются при вращении вала с большой угловой скоростью и максимальная амплитуда уменьшается на 9%-11%.



a) $\tilde{E} = E[1 - \Gamma_E^c(\omega_0) - i\Gamma_E^s(\omega_0)]$; b) $\tilde{E} = E$;

Рис.3. Изменение амплитуды в зависимости от времени



a) $\tilde{E} = E[1 - \Gamma_E^c(\omega_0) - i\Gamma_E^s(\omega_0)]$; b) $\tilde{E} = E$;

Рис.4. Амплитудно-частотные характеристики вала

Если анализировать установившиеся вынужденные колебания (рис.4), то учет вязкоупругих свойств вала приводит к уменьшению амплитуды и сдвига фазы колебаний.

В качестве модели ротора рассматривается классическая модель Джеффкотта. При исследовании движения системы учитывается не только эксцентриситет, но и малое отклонение угла установки АБУ относительно поперечной плоскости ротора. При этом беговые дорожки (траектории) балансирных шариков в АБУ представляют собой окружности.

Система уравнений движения получена на основе дифференциальных уравнений Лагранжа в обобщенных координатах с использованием связанной с ротором системы координат, удобной для исследования частных движений. В аналитическом виде получены необходимые условия, при выполнении которых имеют место стационарные движения.

Проанализированы различные частные случаи движения. В случае, когда в АБУ имеется два балансировочных шарика, получены аналитические решения.

При конкретных значениях параметров системы проделан численный расчет с использованием метода Рунге-Кутты, относящийся к пакету программирования Maple. Построены графики изменения амплитуды колебаний центра масс ротора при движении ротора с различными угловыми скоростями, а также изменения углов расположения балансировочных шариков относительно беговой дорожки. Рассмотрим движение статически несбалансированного ротора с АБУ установленного на упругом или на вязкоупругом вале на неподвижных вертикальных опорах (рис. 5).

Для устранения дисбаланса, возникающего в роторе с АБУ, помещают n балансировочных шариков. При этом плоскость беговых дорожек установлена под малым углом относительно поперечной плоскости ротора. Угол β является углом между горизонтальной осью кольца и направлением OO_1 . Для определения положения системы введем три координатные системы отсчета. Неподвижная система координат $Oxyz$ связана с осью вращения и Oz направлена вдоль оси вращения. Также введем движущуюся вместе с ротором

систему координат $O\xi\eta\zeta$, где направление оси $O\zeta$ совпадает с направлением оси Oz . Для определения положения балансировочных шариков введем подвижную систему координат $O_1x_jy_jz_j$, расположенную в центре АБУ, где координатные оси направлены по главным осям инерции АБУ (рис.6).

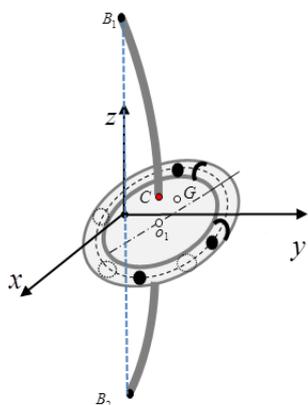


Рис. 5. Конструктивная схема ротора с АБУ

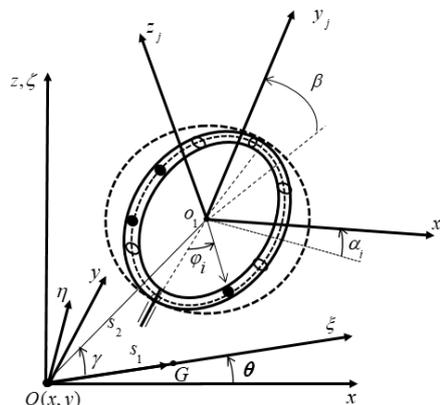


Рис. 6. Расположение систем координат на роторе с АБУ

Так как связи, наложенные на систему, являются геометрическими связями, то для составления уравнений движения используем дифференциальные уравнения Лагранжа в обобщенных координатах

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_\chi} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_\chi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_\chi} - \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_\chi} + Q_\chi, \quad (\chi = 1..n) \quad (10)$$

где q_χ - обобщенные координаты, Q_χ - обобщенные силы, T - полная кинетическая энергия системы, Π - потенциальная энергия, F - диссипативная функция Релея сил сопротивления.

Координаты центра масс ротора и балансировочных шариков определяются следующими соотношениями

$$\begin{aligned} x_G &= x_c + s_1 \cos\theta, & y_G &= y_c + s_1 \sin\theta, & x_{o_1} &= x_c + s_2 \cos(\theta + \gamma), & y_{o_1} &= y_c + s_2 \sin(\theta + \gamma), \\ x_{ji} &= x_c + s_2 \cos(\theta + \gamma) + r_j (\cos\varphi_{ji} \cos(\beta + \theta) - \sin\varphi_{ji} \cos\alpha \sin(\beta + \theta)), \\ y_{ji} &= y_c + s_2 \sin(\theta + \gamma) + r_j (\sin\varphi_{ji} \cos(\beta + \theta) + \cos\varphi_{ji} \cos\alpha \sin(\beta + \theta)), \\ z_{ji} &= r_j \sin\varphi_{ji} \sin\alpha. \end{aligned}$$

где s_1, s_2 - эксцентricность геометрического центра ротора и центра автобалансировочного устройства, γ - угол между направлениями CO_1 и CG .

Следовательно, кинетическая энергия системы в явном виде в обобщенных координатах имеет вид:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_r (x_G + y_G)^2 + \frac{1}{2} J_G \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_{bs} (x_{o_1} + y_{o_1})^2 + \frac{1}{2} (J_{x_2} \dot{\theta}^2 \sin^2 \alpha + \\ &+ J_{z_2} \dot{\theta}^2 \cos^2 \alpha) + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} (x_{ji} + y_{ji} + z_{ji})^2. \end{aligned} \quad (11)$$

где m_r, m_{bs}, m_i - соответственно массы ротора, АБУ и шариков, J_G, J_{x_2}, J_{z_2} - моменты инерции ротора и АБУ относительно главных осей инерции.

Потенциальная энергия приведенной силы упругости, действующей со стороны вала на ротор, диссипативная функция Релея сил сопротивления и коэффициент жесткости вала (при условии, что обе опоры вращающегося вала заземлены) определяются следующим образом:

$$W = \frac{1}{2} \tilde{k} (x^2 + y^2), \quad F = \frac{1}{2} c (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} c_\theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} c_\varphi \sum_{i=1}^n \dot{\varphi}_i^2, \quad \tilde{k} = \frac{3 \ell \tilde{E} J_0}{\ell_1^2 (\ell - \ell_1)^2}, \quad (12)$$

где \tilde{k} - коэффициент жесткости, учитывающий упругие и вязкоупругие свойства вала, c, c_θ, c_φ - коэффициенты пропорциональности, ℓ - длина вала, ℓ_1 - расстояние от опоры до точки пересечения вала с ротором.

В общем случае, когда учитываются реологические свойства материала вала, модуль упругости заменяется оператором вида:

$$\tilde{E}[\tilde{\varphi}(t)] = E \left[\tilde{\varphi}(t) - \int_{-\infty}^t \Gamma_E(t-\tau) \tilde{\varphi}(\tau) d\tau \right], \quad (12.a)$$

который характеризует классическую наследственную теорию вязкоупругости Больцмана-Вольтерра. В соотношении (12.a) \tilde{E} является длительным модулем упругости, а E - мгновенный модуль упругости.

Для построения дифференциальных уравнений движения дифференцируем выражения (11) по обобщенным координатам. Далее, подставляем (12) и (10) в полученное выражение, в результате задача сводится к системе нелинейных дифференциальных уравнений в обобщенных координатах.

Как правило, при изучении роторных систем удобно использовать систему координат, связанную с ротором. Соответственно, в уравнения движения вводим новые переменные

$$z = x + iy = \zeta e^{i\theta}, \quad \dot{z} = (\dot{\zeta} + \zeta \dot{\theta} i) e^{i\theta}, \quad \ddot{z} = (\ddot{\zeta} + 2\dot{\zeta} \dot{\theta} i - \zeta \dot{\theta}^2 + \zeta \ddot{\theta} i) e^{i\theta}, \quad (13)$$

Аналитического способа интегрирования системы уравнений движения в общем случае пока не существует. Поэтому рассмотрим частные (стационарные) случаи движения системы. Рассмотрим стационарное движение ротора с АБУ, соответствующее значениям переменных

$$\dot{\theta} = \nu, \quad \zeta = A e^{i\phi_0}, \quad \varphi_{ji} = \varphi_{0ji} = const, \quad A = const, \quad \phi_0 = const, \quad \alpha = \alpha_0 = const, \quad (14)$$

где A - амплитуда вращательного движения, ϕ_0 - фаза сдвига.

Подставляя выражения (13) и (14) в нелинейные уравнения движения, получим необходимые условия стационарности движения в виде:

$$\left(\tilde{k} - M \nu^2 + c \nu i \right) A e^{i\phi_0} = \nu^2 (m_r s_1 + M_1 e^{i\gamma} + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} r_j (\sin \varphi_{0ji} - i \cos \varphi_{0ji} \cos \alpha_0)) e^{i(\beta+\gamma)}, \quad (15)$$

$$\cos \varphi_{0ji} \operatorname{Re}(-\nu^2 A e^{i\phi_0} e^{-i\delta}) + \sin \varphi_{0ji} \cos \alpha_0 \operatorname{Im}(-\nu^2 A e^{i\phi_0} e^{-i\delta}) + (r \sin \varphi_{0ji} \cos \varphi_{0ji} \sin^2 \alpha + s_2 (\cos \varphi_{0ji} \cos \beta - \sin \varphi_{0ji} \cos \alpha_0 \sin \beta)) \nu^2 + g \sin \varphi_{0ji} \sin \alpha_0 = 0. (i = 1, 2, \dots, n) \quad (16)$$

Если считать угол α достаточно малым, то система уравнений (15) и (16) приводится к виду:

$$\left(\frac{\tilde{k}}{\nu^2} - M \right) \xi_0 - \frac{c}{\nu} \eta_0 = m_r s_1 + M_1 \cos \gamma + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} r_j \sin(\varphi_{0ji} + \Delta), \quad (17)$$

$$\left(\frac{\tilde{k}}{v^2} - M\right)\eta_0 + \frac{c}{v}\xi_0 = M_1 \sin \gamma - \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji} r_j \cos(\varphi_{0ji} + \Delta), \quad (18)$$

$$\xi_0 \cos(\varphi_{0ji} + \Delta) + \eta_0 \sin(\varphi_{0ji} + \Delta) = -s_2 \cos(\varphi_{0ji} + \beta_0) - \bar{g} \sin \varphi_{0ji}, \quad (19)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\Delta = \beta + \gamma, \bar{g} = g\alpha_0 v^{-2}, M = m_r + m_{bs} + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji}, M_1 = m_{bs}s_2 + \sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_{ji}s_2.$$

Если считать, что АБУ имеет одну беговую дорожку и два балансирующих шарика с одинаковыми массами, то из уравнения (19) после простых алгебраических операций получим:

$$\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02})(\xi_0 - \bar{g} \sin \Delta + s_2 \cos \gamma) = 0, \quad (20)$$

$$\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02})(\eta_0 + \bar{g} \cos \Delta + s_2 \sin \gamma) = 0, \quad (21)$$

В первом случае, если выполняется условие $\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02}) \neq 0$, то для определения ξ_0 и η_0 из выражений (20) и (21) имеем следующие соотношения:

$$\xi_0 = \bar{g} \sin \Delta - s_2 \cos \gamma, \quad (22)$$

$$\eta_0 = -\bar{g} \cos \Delta - s_2 \sin \gamma, \quad (23)$$

Во втором случае $\sin(\varphi_{01} - \varphi_{02}) = 0$ или $\varphi_{01} = \varphi_{02} + \pi k$. Отсюда можно сделать вывод, что балансировочные шарики внутри беговой дорожки будут располагаться вместе или взаимно противоположно (рис.7,а,б).

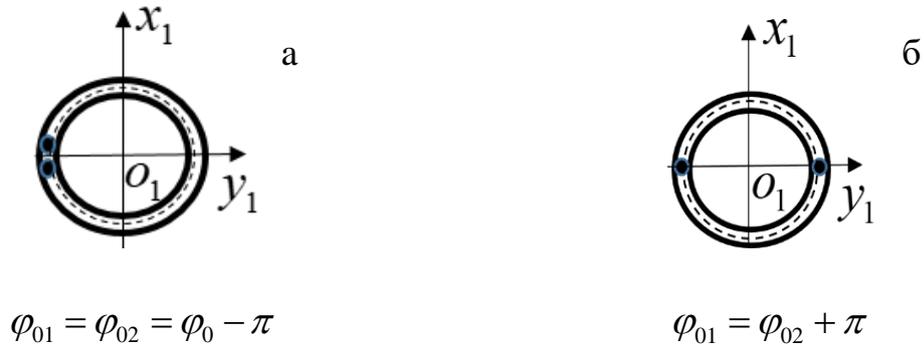


Рис.7. Расположение шариков по беговой дорожке в одну сторону(а) и в противоположные стороны (б)

При этом φ_{01} и φ_{02} углы расположения балансировочных шариков по беговой дорожке определяются по формулам

$$\varphi_{01} = \arctg \frac{\psi_1}{\psi_2} \pm \arccos \left(\pm \sqrt{\frac{\psi_1^2 + \psi_2^2}{4}} \right); \varphi_{02} = \arctg \frac{\psi_1}{\psi_2} \mp \arccos \left(\pm \sqrt{\frac{\psi_1^2 + \psi_2^2}{4}} \right), \quad (24)$$

где

$$\psi_1 = \frac{1}{mr} \left(\left(\frac{\tilde{k}}{v^2} - M_0 \right) (\bar{g} \sin \gamma - s_2 \cos(\gamma - \beta)) + \frac{c}{v} (\bar{g} \cos \gamma + s_2 \sin(\gamma - \beta)) - m_{bs} s_2 \cos \beta - M_1 \cos(\gamma - \beta) \right),$$

$$\psi_2 = \cos \varphi_{01} + \cos \varphi_{02} = \frac{1}{mr} \left(\left(\frac{\tilde{k}}{v^2} - M_0 \right) (\bar{g} \cos \gamma - s_2 \sin(\gamma - \beta)) + \right. \\ \left. + \frac{c}{v} (\bar{g} \sin \gamma - s_2 \cos(\gamma - \beta)) - m_{bs} s_2 \sin \beta - M_1 \sin(\gamma - \beta) \right).$$

В следующем частном случае рассматриваются условия существования полностью сбалансированного стационарного движения. В этом случае из системы уравнений (15) и (16) имеем

$$\sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_i r \sin(\varphi_{oi} + \beta + \gamma) = -m_r s_1 - M_1 \cos \gamma, \quad (25)$$

$$\sum_{j=1}^s \sum_{i=1}^n m_i r \cos(\varphi_{oi} + \beta + \gamma) = M_1 \sin \gamma, \quad (26)$$

$$s_2 (\cos \varphi_{oi} \cos \beta - \sin \varphi_{oi} \sin \beta) v^2 + g \sin \varphi_{oi} \alpha_0 = 0. \quad (27)$$

Если в одной дорожке расположены два балансирующих шарика одинаковой массы, то из уравнений (25)-(27) следует

$$mr(\sin(\varphi_{o1} + \beta + \gamma) + \sin(\varphi_{o2} + \beta + \gamma)) = -m_r s_1 - M_1 \cos \gamma, \quad (28)$$

$$mr(\cos(\varphi_{o1} + \beta + \gamma) + \cos(\varphi_{o2} + \beta + \gamma)) = M_1 \sin \gamma, \quad (29)$$

$$s_2 \cos \beta \sin(\varphi_{o1} - \varphi_{o2}) = 0, \quad (30)$$

В уравнении (30) условия $\sin(\varphi_{o1} - \varphi_{o2}) = 0$, $s_2 = 0$ совпадают с несбалансированным случаем, приведенным выше. В общем случае система уравнений (25)-(27) не выполняется, но имеет место только в частном случае, то есть когда $s_2 = 0$ и $\cos \beta = 0$. Отсюда следует, что в общем случае полностью сбалансированное движение не существует.

В результате $Ae^{i\phi_0} = 0$ или $\xi_0 = 0$, $\eta_0 = 0$, при выполнении этих условий полная балалансировка не достигается. Определение аналитического решения системы в общем случае, как отмечалось выше, является сложной задачей. Поэтому остановимся на численных решениях системы нелинейных дифференциальных уравнений движения второго порядка.

Численные решения будем реализовывать при следующих значениях параметров ротора и АБУ: $s_1 = s_2 = 50 \text{ мкм}$, $m_r = 8.91 \text{ кг}$, $m_{br} = 1.5 \text{ кг}$, радиус кольца $r = 20 \text{ см}$, $m_1 = m_2 = 3.6 \text{ г}$, $c = c_\theta = 0.001 \text{ Нс/м}$, приведенный коэффициент жесткости вала $\tilde{k} = 2922676 \text{ Н/м}$, $\alpha = \pi/20 \text{ рад}$, $\beta = \pi/6 \text{ рад}$. При этом постоянные коэффициенты ядра релаксации принимают следующие значения $\tilde{A} = 0$, $\tilde{\alpha} = 0.15$, $\tilde{\beta} = 0.05$. Временную зависимость (закон изменения) угла поворота ротора вокруг собственной оси вращения от времени возьмем в виде $\theta = 572.83t$.

Начальные условия:

$$x(0) = 0, y(0) = 0, \varphi_{o1}(0) = 0, \varphi_{o2}(0) = \frac{-\pi}{2}, \dot{x}(0) = 0, \dot{y}(0) = 0, \dot{\varphi}_{o1}(0) = 0, \dot{\varphi}_{o2}(0) = 0.$$

На основе результатов были получены графики движения центра масс ротора и балансировочных шариков относительно беговой дорожки (рис.8).

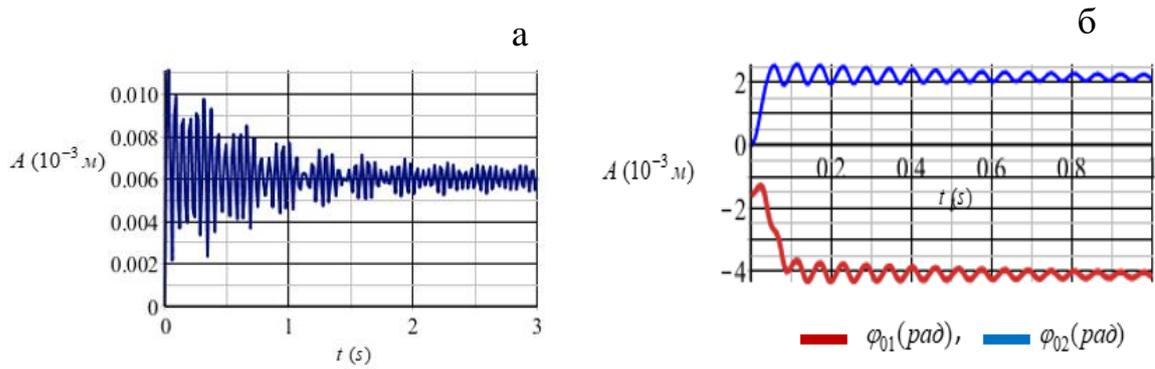


Рис. 8. Изменение амплитуды (а) и положения шариков по беговой дорожке (б) от времени.

Как видно из результата на рис.8а, при значениях угловой скорости ротора, меньших критической угловой скорости, ось ротора находится в прецессионном движении, и в этом случае амплитуда центра масс ротора изменяется с течением времени вокруг значения $A = 6 \text{ мкм}$. В свою очередь, один из балансировочных шариков стремится к положению, соответствующему углу $\varphi_{01}(0) = \pi$, а второй шарик стремится к угловому положению $\varphi_{02}(0) = -\pi$ (рис.8б). В последующем изменим некоторые параметры системы, то есть $k = 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $\beta = \pi/3 \text{ рад}$, $\theta = 750t$, при этом принимая остальные параметры и начальные значения, относящиеся к ротору и АБУ, как рассмотрено выше, получим графики, иллюстрирующие численные результаты решения системы уравнений (рис.9).

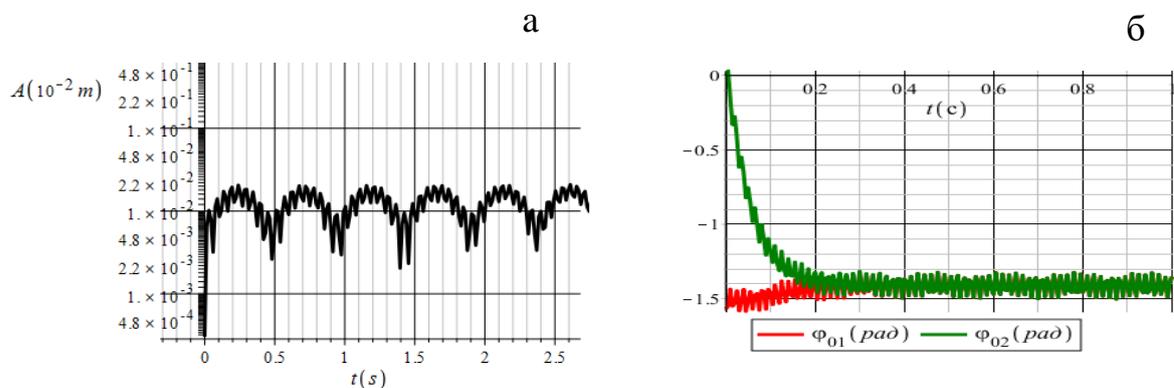


Рис. 9. Изменение амплитуды (а) и положение шариков по беговой дорожке (б)

Из результатов на рис.9а можно сделать вывод, что амплитуда центра масс ротора с течением времени периодически изменяется вокруг значения $A = 5 \text{ мкм}$, то есть ось ротора находится в прецессионном движении. Один из шариков стремится к угловому положению $\varphi_{01}(0) = -1.5 \text{ рад}$, а второй к $\varphi_{02}(0) = -1.5 \text{ рад}$ (рис.9б). Это означает совместное расположение шариков во время движения.

Результаты, полученные путем численного решения системы, показывают, что в случае взаимного расположения балансирующих шариков в совокупности совпадают с аналитическим решением, полученным выше.

Во второй главе диссертации, озаглавленной “Динамика статически несбалансированного ротора с АБУ, имеющим ось вращения, движущегося с большими угловыми скоростями”, исследуется поведение статического несбалансированного ротора с АБУ с вертикальной осью вращения, расположенной эксцентрично относительно симметричной оси, присоединенной к абсолютно твердому АБУ.

В качестве модели ротора рассматривается модель Джеффкотта. В этой модели учитывается не только эксцентриситет установки ротора, но и изменение плоскостей колец $\alpha_j (j=1..s)$, в которых расположены балансирующие шарикоподшипники, а также с учетом вязкоупругих свойств.

Уравнения движения системы получены в виде дифференциальных уравнений Лагранжа в обобщенных координатах. Чтобы определить положение системы, введем неподвижную систему координат $Oxyz$, где ось Oz направлена вдоль прямой, соединяющей неподвижные опоры, вертикально вверх. Также введем подвижную систему координат $O\xi\eta\zeta$, движущуюся вместе с ротором. При этом, направление оси $O\xi$ совпадает с осью Oz . Для определения положения балансирующих шариков относительно беговых дорожек введем подвижные системы координат $O_1x_jy_jz_j$, связанные с плоскостями беговых дорожек.

Положения шариков относительно ротора определяются углами $\alpha_j (j=1, \dots, s)$ и $\varphi_{ji} (i=1, \dots, n; j=1, \dots, s)$, где $\alpha_j (j=1, \dots, s)$ - углы наибольшего наклона между плоскостями беговых дорожек и поперечной плоскостью ротора, $\varphi_{ji} (i=1, \dots, n; j=1, \dots, s)$ - углы между осью вращения плоскости беговых дорожек и относительными радиус-векторами (рис.11).

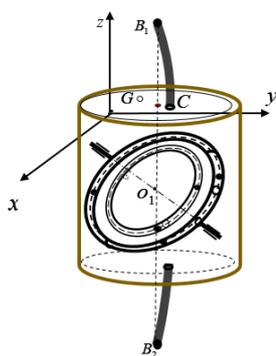


Рис. 10. Ротор с автобалансирующим устройством

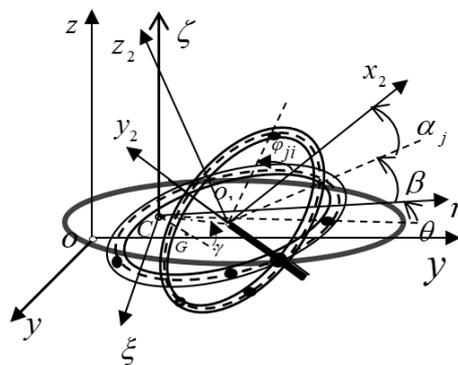


Рис. 11. Расположение систем координат

Поскольку рассматриваемая система состоит из механической системы с геометрическими связями, то для составления уравнений движения используем уравнения Лагранжа в обобщенных координатах.

В результате введения комплексного преобразования в системе (13) получим уравнения движения относительно системы координат, связанной с ротором.

Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений представляет собой математическую модель ротора с АБУ, когда ось вращения расположена эксцентрично относительно оси симметрии ротора, а плоскости беговых дорожек имеют определенный угол α_j ($j=1, \dots, s$) с осью вращения.

Определение решения этой системы уравнений в общем случае является сложной задачей. Ниже рассмотрим условия существования стационарных (частных случаев) движений ротора. Если угловую скорость вращения ротора вокруг оси вращения считать неизменной, то стационарному движению соответствуют следующие значения переменных:

$$\dot{\theta} = \nu, \varphi_{ji} = \varphi_{ji}^0 = const, A = const, \phi_0 = const, \alpha_j = \alpha_j^0 = const, \quad (31)$$

$$\zeta = Ae^{i\phi_0} = \xi_0 + i\eta_0 \quad (32)$$

Подставляя (31) и (32) в уравнения движения, получим необходимые условия стационарности движения. В частном случае, когда АБУ имеет одну дорожку с двумя балансировочными шариками, после проведения алгебраических выкладок имеем систему уравнений относительно углов положения балансирующих шариков в АБУ φ_1^0 и φ_2^0 , а также ξ_0, η_0 координат центра масс ротора.

$$\begin{cases} \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} (\xi_0 \cos \alpha \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} + s_2 \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \cos \alpha \cos \gamma - \\ - r \sin^2 \alpha [\sin \Delta \sin \varphi_1^0 \sin \varphi_2^0 \sin \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2} + \cos \Delta \cos \alpha \cos \varphi_1^0 \cos \varphi_2^0 \cos \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2}]) = \\ = \widehat{g} \sin \alpha \sin \Delta \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2}, \\ \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} (\eta_0 \cos \alpha \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} + s_2 \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \cos \alpha \sin \gamma + \\ + 2r \sin^2 \alpha [\cos \Delta \sin \varphi_1^0 \sin \varphi_2^0 \sin \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2} - \sin \Delta \cos \alpha \cos \varphi_1^0 \cos \varphi_2^0 \cos \frac{\varphi_1^0 + \varphi_2^0}{2}]) = \\ = -\widehat{g} \sin \alpha \cos \Delta \cos \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2} \sin \frac{\varphi_1^0 - \varphi_2^0}{2}. \end{cases} \quad (33)$$

Если выполняется условие $\sin(\varphi_1^0 - \varphi_2^0)/2 = 0$, то отсюда получим $\varphi_1^0 - \varphi_2^0 = 2k\pi$, то есть балансировочные шарики по беговой дорожке будут располагаться вместе.

Учитывая что в каждой дорожке имеется по два балансировочных шарика, для угла наклона имеем соотношение

$$\begin{aligned} [m_r s \sin(\gamma + \bar{\alpha}_0) + m_{b_s} s_2 \sin(\beta + \bar{\alpha}_0) + N_1 \cos \alpha_0 \cos \bar{\alpha}_0 - N_2 \sin \bar{\alpha}_0] N_1 \sin \alpha_0 - \\ - [(J_{x_2} - J_{z_2}) \cos \alpha_0 - (s_2 \sin \beta N_1 + \cos \alpha_0 N_3)] \sin \alpha_0 = -\widehat{A} \widehat{g} \cos \alpha_0 N_1, \end{aligned} \quad (34)$$

В этих формулах введены следующие обозначения:
 $N_1 = r(m_{11} + m_{12})\sin\varphi_1, N_2 = r(m_{11} + m_{12})\cos\varphi_1, N_3 = r^2(m_{11} + m_{12})\sin^2\varphi_1,$
 $\sigma = \hat{A}\cos\hat{\alpha}_0, \omega = \hat{A}\sin\hat{\alpha}, \hat{A} = \sqrt{\sigma^2 + \omega^2}, \operatorname{tg}\hat{\alpha}_0 = \frac{\omega}{\sigma} = \frac{c\nu}{\tilde{k} - M\nu^2}, \sigma = \frac{\tilde{k}}{\nu^2} - M, \omega = \frac{c}{\nu}.$

Таким образом, определение угла отклонения α_0 плоскости беговой дорожки сводится к определению решения параметрического нелинейного уравнения (34).

С помощью численного метода получены графики, показывающие зависимость амплитуды центра масс ротора и углов расположения шариков в беговой дорожке от угловой скорости ротора.

При этом, значения параметров ротора и АБУ задаются в следующем виде: $s_1 = s_2 = 50\text{мкм}, m_r = 8.9\text{кг}, m_{br} = 1.5\text{кг}, m_1 = m_2 = 3.6\text{г},$ радиус беговой дорожки $r = 10\text{см}, c = c_\theta = c_\alpha = 0.001\text{Нс/м},$ приведенный коэффициент жесткости вала $\tilde{k} = 81000\text{Н/м}, \beta = \pi/2\text{рад}.$ Пусть коэффициенты ядра релаксации имеют значения: $\tilde{A} = 0, \tilde{\alpha} = 0.15, \tilde{\beta} = 0.05, \gamma = \pi/40\text{рад}$ -угол между направлениями OO_1 и $OG.$ Угловая скорость вращения ротора вокруг оси Oz меняется в интервале $25\text{рад/с} \leq \dot{\theta} \leq 45\text{рад/с},$ с шагом $h=0.1.$

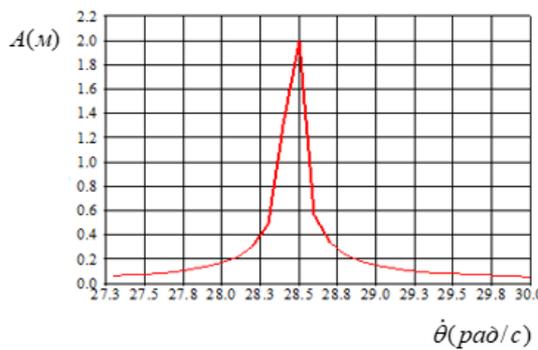


Рис.12. Амплитудно-частотная характеристика

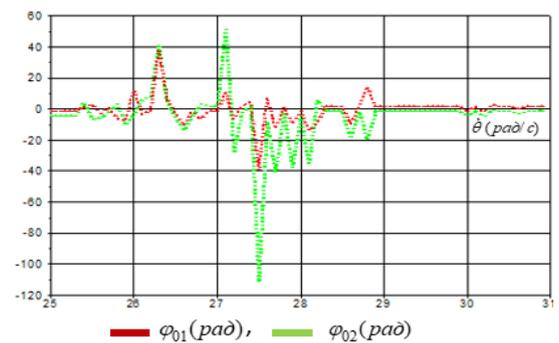


Рис.13. Изменение угла расположения балансировочного шарика в зависимости от угловой скорости

На рис.12 показано изменение амплитуды центра масс ротора в зависимости от угловой скорости вращения. Из графика можно сделать вывод, что значение амплитуды колебаний увеличивается с увеличением угловой скорости и достигает максимального значения $A = 2\text{мкм}$ при критическом значении угловой скорости $\theta = 28.5\text{рад/с}$ и уменьшается при угловых скоростях, превышающих критическое значение. Согласно графикам на рис.13 положение шариков будет меняться до критического значения угловой скорости ротора и стремиться к расположению вместе на скоростях выше критического значения. Этот вывод соответствует аналитическим решениям, полученным из условий стационарности движения.

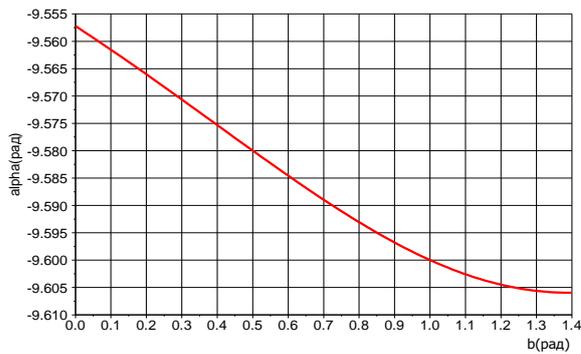


Рис.14. График зависимости угла α от угла β между осью O_1y_j

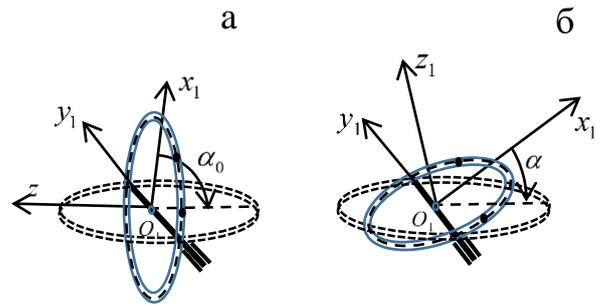


Рис.15. Изменение угла наклона АБУ α в зависимости от расположения оси вращения

В следующем случае была рассмотрена зависимость угла наклона плоскости беговой дорожки α от расположения оси вращения β . При этом угловая скорость ротора вокруг вертикальной оси считается постоянной и остальные параметры будем сохранять неизменными.

Анализ полученных результатов и приведенных на рис. 14 показывает, что при начальных значениях угла β с осью вращения кольца и при значениях плоскости кольца $\alpha_0 = -9.55 \text{ рад}$ и $\alpha_0 \approx -\pi \text{ рад}$ происходит совпадение значений. С возрастанием β происходит монотонное убывание значения угла отклонения (рис.15).

В третьей главе диссертационной работы “**Нестационарные движения статически несбалансированного ротора**” рассматривается изменение амплитуды центра масс ротора, положения балансирующих шариков относительно беговой дорожки и угла отклонения плоскости беговой дорожки за конечный промежуток времени с помощью численного метода Рунге-Кутты при условии, когда угловая скорость вращения ротора является равноускоренной. На основании численных результатов построены соответствующие графики.

На основании полученных численных результатов при конкретных значениях параметров системы, для обеих моделей ротора с АБУ определяются изменения амплитуды центра масс ротора и углов, определяющих расположение шариков по беговой дорожке.

Рассмотрим нестационарное движение ротора с АБУ, наклоненного под малым углом к оси вращения и при больших угловых скоростях с параметрами, приведенными в предыдущей главе. Рассмотрим численный пример.

При вычислениях значения параметров, относящихся к ротору и АБУ, принимаем такими же как в первой главе, то есть $s_1 = s_2 = 50 \text{ мкм}$, $m_r = 8.91 \text{ кг}$, $m_{br} = 1.5 \text{ кг}$, $m_1 = m_2 = 3.6 \text{ г}$, радиус беговой дорожки $r = 20 \text{ см}$, $c = c_\theta = 0.001 \text{ Н с/м}$,

$\beta = \pi/2 \text{ рад}$. Пусть коэффициенты ядра релаксации имеют значения: $\check{A} = 0$, $\check{\alpha} = 0.15, \check{\beta} = 0.05$, приведенный коэффициент жесткости вала $k = 2922676 \text{ Н/м}$, угол между направлениями OO_1 и OG оси вращения $\beta = \pi/6 \text{ рад}$, угол отклонения АБУ при установке $\alpha = \pi/20 \text{ рад}$, закон изменения угла вращения ротора вокруг оси $\theta = 800t^2$.

Начальные условия:

$$x(0) = 0, y(0) = 0, \varphi_{01}(0) = \frac{\pi}{2}, \dot{\varphi}_{01}(0) = 0, \dot{x}(0) = 0, \dot{y}(0) = 0, \varphi_{02}(0) = -\frac{\pi}{2}, \dot{\varphi}_{02}(0) = 0.$$

На основе численных расчетов решения системы уравнений построены соответствующие графики (рис.16 и рис.17).

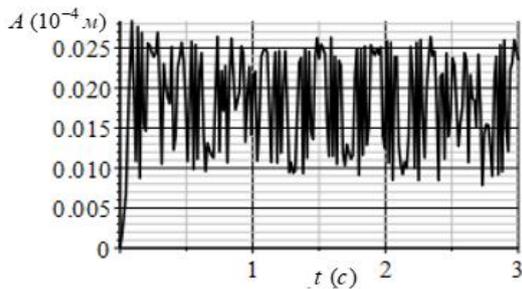


Рис. 16. Изменение амплитуды в зависимости от времени

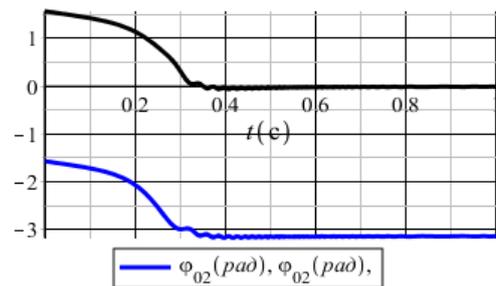


Рис. 17. Изменение угловых координат шариков от времени

Как видно из результатов на рис.16, при нестационарном движении ротора с АБУ вокруг вертикальной оси с увеличением угловой скорости изменение амплитуды колебаний центра масс будет в интервале $2 \text{ мкм} \leq A \leq 20 \text{ мкм}$, то есть центр масс ротора будет совершать несимметричное колебательное движение. Положение балансирующих шариков изменяется во времени (рис.13) и с течением времени один из шариков стремится к положению соответствующему углу $\varphi_{01} = -\pi \text{ рад}$, а другой к положению $\varphi_{02} = 0 \text{ рад}$. Это означает противоположное расположение шариков по беговой дорожке с течением времени.

Для модели, рассмотренной во второй главе, также с применением численных методов, были получены результаты, определяющие изменение амплитуды колебаний центра масс, углов расположения балансирующих шариков в кольце и изменение угла отклонения плоскости кольца относительно плоскости поперечного сечения ротора при нестационарном движении.

Для удобства сравнения полученных результатов с результатами, относящимися к ротору с АБУ, расположенному под постоянным углом, значения параметров были приняты одинаковыми.

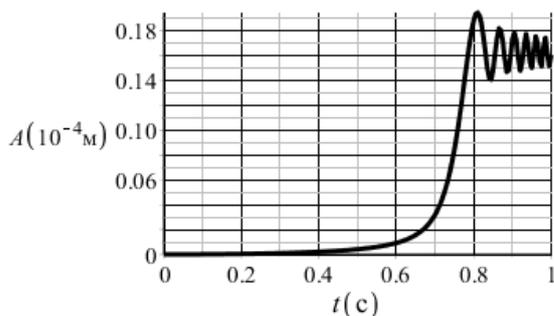


Рис. 18. Изменение амплитуды в зависимости от времени

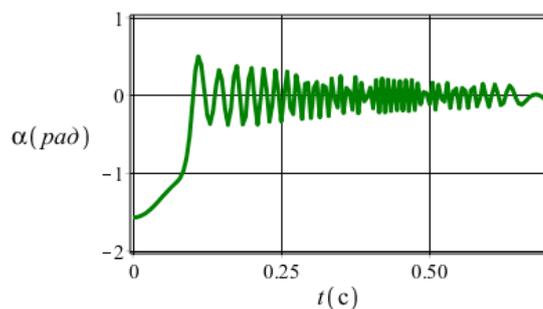


Рис. 19. Изменение угла наклона плоскости беговой дорожки α относительно времени

Из результата изменения амплитуды во времени на рис.18, можно сделать вывод, что при значениях угловой скорости, превышающих критическую угловую скорость, значение амплитуды центра масс ротора стремится к постоянному значению $A=16\text{мкм}$.

Сравнивая с амплитудой центра масс ротора с АБУ с малой угловой погрешностью (рис.16), рассмотренный выше, можно увидеть, что в этом случае полученный результат на порядок меньше. Это объясняется тем, что в этой модели АБУ обладает большей степенью свободы.

Как видно из результата на рис.19 с увеличением угловой скорости ротора плоскость беговой дорожки стремится к горизонтальному положению, то есть вокруг горизонтального положения будет совершаться затухающее колебательное движение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований по диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам на тему **“Усовершенствование метода балансировки роторных систем с помощью подвижных масс”** сформулированы следующие выводы:

1. На основе анализа литературных источников по теме диссертации установлено, что до настоящего времени недостаточно проведены исследования по разработке методик решения задач статически несбалансированного движения ротора с АБУ.

2. Усовершенствована методика расчета основных характеристик несбалансированного ротора с АБУ с учетом влияния упругих и вязкоупругих свойств материала и построены системы дифференциальных уравнений стационарного движения. Установлено условие стационарности движения. При этом получены следующие результаты:

установлены положения балансировочных шариков, движущихся в кольце, выведена в частных случаях, аналитическая форма и проведен анализ;

определено, что возрастание амплитуды колебаний связано с возрастанием угловой скорости и за пределами критической угловой скорости она носит убывающий характер.

3. В процессе автобалансировки статически несбалансированной роторной системы определено влияние упругих и вязкоупругих свойств вала на колебательное движение оси вращения.

4. Построены математическая модель и дифференциальные уравнения движения относительно обобщенных координат статически несбалансированной роторной системы с АБУ и учтены вязкоупругие свойства вала.

5. Определены необходимые условия стационарного движения ротора при некоторых частных значениях параметров, характеризующих положения балансировочных шариков, определяемые углами, амплитудами центра масс, углами между плоскостью кольца и поперечным сечением ротора, а также вращение вокруг вертикальной оси с ограниченной угловой скоростью за ограниченный промежуток времени.

Для решения задачи использованы численные методы и на основе полученных результатов сделаны следующие выводы:

получено, что возрастание амплитуды колебаний связано с возрастанием угловой скорости и за пределом критической угловой скорости она носит убывающий характер;

до уровня критического значения угловой скорости ротора шарики будут расположены произвольным образом, а за пределом критической скорости они будут расположены совместно.

6. По численным результатам, полученным при исследовании нестационарных движений ротора с АБУ, имеющего ось вращения, можно сделать вывод, что амплитуда центра масс ротора при одинаковых значениях параметров системы, оказывается будет меньше, чем при малом фиксированном угле АБУ.

**SCIENTIFIC COUNCIL DSc. 02/30.12.2019.T/FM.61.01 AWARDING THE
SCIENTIFIC DEGREE AT THE INSTITUTE OF MECHANICS AND
SEISMIC STABILITY OF STRUCTURES**

**“TASHKENT INSTITUTE OF IRRIGATION AND AGRICULTURAL
MECHANIZATION ENGINEERS” NATIONAL RESEARCH UNIVERSITY**

TURAJONOV KODIRJON MURODJON UGLI

**IMPROVING THE METHOD OF BALANCING ROTOR SYSTEMS
USING MOVABLE MASSES**

01.02.01 – Theoretical Mechanics,
01.02.04 – Mechanics of Deformable Rigid Bodies

DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PhD) ON PHYSICS AND MATHEMATICS SCIENCES

Tashkent – 2024

The theme of doctor of philosophy (PhD) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Ministry of Higher Education, Science and innovations of the Republic of Uzbekistan under number № B2023.3.PhD/FM916

The dissertation has been prepared in the “Tashkent institute of irrigation and agricultural mechanization engineers” National research university

The abstract of the dissertation in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website of Scientific Council (www.instmech.uz) and on the information - educational portal "ZiyoNet" at the address (www.ziynet.uz).

Scientific supervisors:

Sidikov Mansur Nasirovich

candidate of physical and mathematical sciences,
associate professor

Mirsaidov Mirziyod Mirsaidovich

doctor of technical sciences, professor, academician
ASRU

Official opponents:

Korshunova Natalya Aleksandrovna

doctor of physical and mathematical sciences,
professor

Xusanov Baxtiyar Ergashbayevich

doctor of physical and mathematical sciences,

Leading organization:

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

Defense will take place « 16 » october 2024 at 14⁰⁰ at the meeting of the Scientific Council DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 at the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures (Address 100125, Tashkent, Durman yuli street, 40, Conference hall – 322. Tel: (99871) 262-71-52; fax: (99871) 262-71-32, e-mail: instmech@academy.uz).

Dissertation is possible to review in Information-resource center of the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures (registration number № 22). (Address: 100125, Tashkent, st. Durmon Yuli, 40. Tel. (99871) 262-71-52).

Abstract of the dissertation sent out on “ 30 ” september 2024 year.
(mailing report №. 22 on “ 25 ” september 2024 year).



R.A. Abirov

Chairman of the One-time scientific council on award of scientific degree of doctor of sciences, doctor of physical and mathematical sciences, Senior Researcher

M.K. Usarov

Scientific Secretary of the One-time scientific council on award of scientific degree of doctor of sciences, doctor of physical and mathematical sciences, professor

A.A. Rizayev

Chairman of the seminar under the One-time scientific council on award of scientific degree of doctor of sciences, doctor of technical sciences, professor

INTRODUCTION (abstract of PhD. thesis)

The aim of the study is a study of a statically unbalanced rotor with an elastic shaft mounted on fixed supports, taking into account the angular deflection and the special case of rotational motion of the multi-ring auto-balancing equipment (ABU) installed on it around the vertical axis.

The object of the study a statically unbalanced rotor with an ABU with an elastic shaft mounted on fixed supports rotating around a vertical axis is adopted.

The scientific novelty of the dissertation research is as follows:

a mathematical model and differential equations of motion of a statically unbalanced multi-track rotor with an ABD at a small angular deviation from the axis of rotation have been developed;

the coordinates of the center of mass are determined in analytical form for special cases of stationary motion of a static unbalanced multi-track rotor with an ABU, located with a small deviation of the angle to the axis of rotation, and the angles of position of the balancing balls in space;

special cases related to the unsteady motion of a multi-track statically unbalanced rotor with an automatic control unit when passing a critical angular velocity with a small angular deviation have been studied, using the Runge-Kutta numerical method of calculations related to the Maple programming package, and graphs of the deviation of the rotor center of mass and changes in position angles have been constructed balancing balls in space during finite periods of time;

a mathematical model and differential equations of motion for a system with an ABU with an axis of rotation relative to a statically unbalanced rotor moving at high angular velocity have been developed;

obtained for special cases related to the unsteady motion of a system with an automatic drive unit with an axis of rotation relative to a statically unbalanced rotor moving at a high angular velocity, studied by the Runge-Kutta numerical calculation method using the Maple programming package and it was shown that the deviation of the rotor center of mass, the angles of location of the balancing balls inside the ring, the change in the angle of deviation of the ring plane relative to the cross-sectional plane of the rotor over a finite period of time, graphs have been drawn up.

Implementation of research results. The research results were applied in design work on the design of rotors for the rotational motion of hydraulic pump units, turbochargers and other types of engines planned in the construction of a hydroelectric power station (United Enterprise “Cascade of Tashkent Hydroelectric Power Stations” of the 9th hydroelectric power station “Ak-Tepa” (09/15/2023), supply facilities Boz-su water “Tashkent city water supply” (08/18/2023)). Copyright certificates for software products were received by the Intellectual Property Agency of the Ministry of Justice of the Republic of Uzbekistan No. DGU 27206 dated 10.21.2022 and No. DGU 19497 dated 08.29.2023.

Recommendation on the implementation of research results “Dissertation for the degree of Doctor (PhD) of physical and mathematical sciences on the topic “Improving methods for balancing the dynamics of rotor systems using changing masses” into practice by the Joint Stock Company “Uzbekhydroenergo” of the

Republic of Uzbekistan dated October 3, 2023 No. 02- 28/2858, (document code: RK 28131311).

The structure and volume of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, three chapters, a conclusion, a list of references and an appendix. The volume of the dissertation is 98 pages and includes 29 figures, list of cited literature sources of 102 references.

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

I бўлим (I часть; I part)

1. Сидиков М.Н.,Туражонов К.М. Анализ стационарных движений статически несбалансированного ротора в рамках модели джеффкотта // Узбекский журнал «Проблемы механики», - 2023, - № 3. – С.16-20. (01.00.00; № 4)

2. Мирсаидов М.М.,Сидиков М.Н.,Туражонов К.М. Динамика ротора с учетом эксцентricности и угловой погрешности шарового автобалансирующего устройства // Узбекский журнал «Проблемы механики», - 2022, - № 4. – С.3-11. (01.00.00; № 4)

3. Mirsaidov M., Sidikov M., Turajonov K. Rotor dynamics with account for the eccentricity and angular error of the ball self-balancing device //AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing, 2023. – VOL. – № 1. – P.2612. (Scopus).
doi.org/10.1063/5.0113255

4. Mirsaidov M. M., Sidikov M. N., Turajonov K. M. Multi-row self-balancing device with regard to eccentricity and angular error //E3S Web of Conferences. – 2023. – VOL. 376. – P. 01105.(Scopus).
doi.org/10.1051/e3sconf/202337601105

5. Mirsaidov M. M., Sidikov M. N., Turajonov K. M. Nonlinear dynamics of rotor of an auto-balancing ball device, considering eccentricity and changes in horizontal axes of rotation //E3S Web of Conferences. – EDP Sciences, 2023. – VOL. 365. – P 04017.(Scopus). doi.org/10.1051/e3sconf/202336504017

6. Sidikov M. N., Turajonov K. M. Analysis of particular solutions of an unbalanced rotor in the framework of the Jeffcott model // International Scientific and Practical Conference RAKHMATULIN READINGS. AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing, 2024. – VOL. – № 060009. – P. 3119.(Scopus).
<https://doi.org/10.1063/12.0025883>

II-бўлим (II часть; II part)

7. Сидиков М.Н.,Туражонов Қ.М. Влияние угловой погрешности плоскости окружности балансирующих шариков на движение центра масс ротора // Международная научно-практическая конференция «Инновация - 2022». Сборник научных статей. – Ташкент. 2022. – С. 280-281.

8. Сидиков М.Н.,Туражонов Қ.М. Балансировка роторов с помощью подвижных масс,движущихся по окружности с эксцентриситет // Международная научно-практическая конференция «Инновация -2021». Сборник научных статей. – Ташкент. 2021. – С. 280-281.

9. Мавлонов Т.М., Уринов Б.Х., Туражонов Қ.М., Хамидов С.С. Динамическая балансировка однороторной системы, установленной на эластический вал // Сборник труды республиканского научно-практического

конференции «Актуальные проблемы сейсмостойкости зданий и сооружений» 18–19 марта. Ташкент. 2020.– С. 151-160.

10. Мавлонов Т.М., Туражонов Қ.М. Исследование динамики механической системы с двумя роторами на упругом основании // Узбекский журнал «Ирригация и Мелиорация », - 2019, - № 1, – С.100-102.(05.00.00; №22)

11. Turajonov. Q.M, Mirsaidov. M.M,. Rotorli sistemalar dinamikasini qo'zg'aluvchan massalar yordamida balansirlash uslubini takomillashtirish// O'zbekiston Respublikasi Adliya vazirligining № DGU 19497. 21.10.2022 y.

12. Toshmatov. E.S, Ishmatov. A.N, Turajonov. Q.M. Jeffkott modeli doirasida muvozanatsiz rotorning alohida yechimlarini tahlil qilish uchun dastur // O'zbekiston Respublikasi Adliya vazirligining yildagi № DGU 27206. 29.08.2023y.

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



№ 10-3279

Bosishga ruxsat etildi: 24.09.2024.
Bichimi: 60x84 ^{1/16} «Times New Roman»
garniturada raqamli bosma usulda bosildi.
Shartli bosma tabog‘i 3,3. Adadi 100. Buyurtma: № 109
Tel: (99) 832 99 79; (77) 300 99 09
Guvohnoma reestr № 10-3279
“IMPRESS MEDIA” MChJ bosmaxonasida chop etildi.
Manzil: Toshkent sh., Yakkasaroy tumani, Qushbegi ko‘chasi, 6-uy.