



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Aleksandras Šnurovas

**SUKLIO GUOLIŲ DEFEKTŲ PUSIAU NATŪRINIO
VIBROAKUSTINIŲ SIGNALŲ IMITAVIMO SISTEMOS
PROTOTIPO SUKŪRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Prof. habil. dr. Vitalijus Volkovas

KAUNAS, 2015

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
GAMYBOS INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas
(parašas) Doc. dr. Kazimeras Juzėnas
(data)

SUKLIO GUOLIŲ DEFEKTŲ PUSIAU NATŪRINIO
VIBROAKUSTINIŲ SIGNALŲ IMITAVIMO SISTEMOS
PROTOTIPO SUKŪRIMAS

Baigiamasis magistro projektas
Mechatronikos studijų programa (621H73001)

Vadovas

(parašas) Prof. habil. dr. Vitalijus Volkovas
(data)

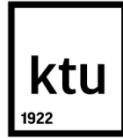
Recenzentas

(parašas) Doc. dr. Saulius Baskutis
(data)

Projektą atliko

(parašas) Aleksandras Šnurovas
(data)

KAUNAS, 2015



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

(Fakultetas)

Aleksandras Šnurovas

(Studento vardas, pavardė)

Mechatronika (kodas 621H73001)

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Baigiamojo projekto „Suklio guolių defektų pusiau natūrinio vibroakustinių signalų imitavimo sistemos prototipo sukūrimas“

AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 15 m. birželio 03 d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano **Aleksandro Šnurovo** baigiamasis projektas tema „Suklio guolių defektų pusiau natūrinio vibroakustinių signalų imitavimo sistemos prototipo sukūrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

Šnurovas, A. Suklio guolių defektų pusiau-natūrinio vibroakustinių signalų imitavimo sistemos prototipo sukūrimas. *Magistro* baigiamasis projektas / vadovas prof. habil. dr. Vitalijus Volkovas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas, Gamybos inžinerijos katedra.

Kaunas, 2015. 57 psl.

SANTRAUKA

Šiame darbe yra siekiama sukurti metalo apdirbimo staklių suklio guolio mazgo defektų imitavimo sistemos prototipą. Kuriamą sistemą išsiskiria tuo, kad yra pagrįsta pusiau natūrinio metodo naudojimu. Tokios sistemos analogai leistų ateityje paprasčiau, pigiau ir greičiau kurti patikimas metalo apdirbimo staklių diagnostines ir techninės būklės monitoringo sistemas. Imitavimo sistemai sukurti yra pasirinkamos stalinės tekinimo staklės TY2 12-111-75 ir preliminariai tiriami kelių fiziškai sumodeliuotų jų suklio 6303 tipo guolių mazgo vidinio ir išorinio žiedų takelio lokalinių defektų poveikiai. Atsižvelgiant į vibracinio pagreičio pokyčių pobūdį, konstruojamam vykdykliui yra nustatomi reikalavimai ir pagal jas yra projektuojama jo konstrukcija. Nustatyta, kad dėl aukšto triukšmų lygio prasminga būtų imituoti defektų poveikius tik 4-9 kHz dažnių diapazone, imitavimo sistemai paskaičiuoto vykdyklio pailgėjimas turi siekti 0,4μm, o generuojamas vibracinis pagreitis 4kHz dažnyje – 4,5m/s². Taip pat naudojant tyrimo metu sukauptus duomenis guolio defekto poveikiai yra matematiškai modeliuojami naudojant impulsinį guolių defekto poveikio į mechaninę sistemą modelį. Poveikio signalas yra realizuojamas valdymo įtampos pavidalu naudojant MatLab Simulink programavimo aplinką ir kompiuterio garso plokštę. Sustiprintas valdymo signalas yra siunčiamas į specialiai sukonstruotą 15-kos 1 mm storio 20 mm skersmens pjezokeraminių ITC-23 plokštelių paketo pjezokeraminį vykdyklį, kuris žadina mechaninę guolių sistemą imituojant tam tikrus vietinius defektus išorinio arba vidinio žiedų takeliuose. Sukurtos imitacinės sistemos prototipas yra apibūdinamas imituojant anksčiau fiziškai sumodeliuotus defektus, išbandomos įvairios vykdyklio ir naudojamo vibracinio pagreičio matavimo keitlio tarpusavio komponuotės siekiant nustatyti geriausių defekto poveikio pralaidumą užtikrinantį išdėstymą. Siekiant kiekybiškai įvertinti sukurtos imitacinės sistemos prototipo defektų imitavimo kokybę yra įvesdamos panašumo kriterijus, kuris parodo imituotų defektu paveikto guolių mazgo vibracinio pagreičio atitikimą procentais esant fiziškai sumodeliuotiems atitinkamiems defektams. Rezultatas parodoma, kad sukurtas prototipas sugeba adekvačiai imituoti guolių lokalinių defektų įtaką matuojamam mazgo vibracinio pagreičio signalui dažnių diapazone nuo 4 iki 9 kHz. Išgaunamas imituojamo ir realaus defekto poveikių atitikimas pagal įvestą kriterijų laiko srityje siekia 22% tiesiog vibracinio pagreičio signalui ir 75% jo gaubtinei, o dažnių srityje panašumas siekia net 91% lyginant gaubtinių spektrus. Kadangi diagnostikoje dažniausiai yra naudojamos būtent šios charakteristikos, daroma išvada, kad sukurtas imitacinės sistemos prototipas sugeba tinkamai imituoti guolių defektų keliamus poveikius mechaninei konstrukcijai nuo 4 iki 9 kHz dažnių diapazone, o pati metodo panaudojimo metodika tinkama duotajai užduočiai spręsti.

Raktiniai žodžiai: guolių defektų imitavimas, simuliacija, prototipo kūrimas, pusiau natūrinis modeliavimas, defektų modeliavimas

Šnurovas A. Prototype creation of vibroacoustic semi natural signals simulation system of a spindle bearing's defects. Master's thesis project / supervisor prof. PhD. Vitalijus Volkovas; Kaunas University of Technology, faculty of Mechanical engineering and design, department of Industrial engineering.

Kaunas, 2015, 57 p.

SUMMARY

The aim of this master's thesis project is to create a prototype of a spindle unit bearing defect imitation system. The system being developed utilizes a hardware in the loop (semi natural) imitation approach that in theory enables the user to simulate different local defects located on the inner or outer race of a bearing without the need of damaging any of the machines mechanical elements, while still providing sufficient defect imitation results. Defect imitation system that utilize this method would allow for a cheaper and faster development of specific machine tool diagnostics and condition monitoring systems. For the purpose of creating the prototype a desktop lathe machine TY2 12-111-75 was selected and several local race defects in the bearing unit were physically modelled and researched. Depending on the way these defects influenced the general vibroacoustic environment special requirements were brought up to for the developed system. It was concluded, that because of high level noise in the lower frequency range of the signal spectrum, imitation would be valid only in the 4 to 9 kHz frequency band. The prototype system actuator would have to be able to produce at least 0,4μm displacement and the produced vibratory acceleration at 4 kHz should be at least 4.5m/s². In addition, using the research data from physical defect simulation, an impulse model for producing specific bearing defect influence on the mechanical structure signals was created. The modeled signal would be converted into voltage through a computer audio devise by using a special MatLab Simulink application. The actuator needed for the task was calculated and produced to be a piezoelectric element stack consisting from 15 layers of 1mm thick ЦТС-23 piezoelectric 20 mm in diameter ceramic plates. The created bearing defect imitation system prototype was tested by trying to imitate earlier physically modeled local bearing race defects. The relative actuator and transducer position options were checked to identify the best one for transferring defect information, which was revealed to be a collinear distribution. In order to test the quality of defect imitation, a comparative criteria was introduced to compare and quantify the similarity in % of the real defect induced vibratory signal to the imitated alternative. Results have shown that the created imitation system prototype is able to adequately influence the overall vibratory environment of the machine in a way that a real defect would at frequencies from 4 to 9 kHz. The reached similarity criteria for the time series signals of the imitated and real defect models is 22 %. For the envelope time series a higher similarity rate of 75% has been detected, and for the spectrum of the enveloped signal, the criteria was as high as 91% for some of the defect options. Since the envelope spectrum is the most commonly used diagnostic parameter for bearing defects it is safe to say that the created imitation system prototype can adequately imitate some localized defect on the bearing race cases. It is also evident, that the proposed hardware in the loop method for imitating bearing defects is viable and should be further studied.

Key words: bearing defects, faults, simulation, imitation, prototype, semi natural modeling, hardware in the loop (HIL) modeling

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Tvirtinu:

Gamybos inžinerijos
katedros vedėjas

(parašas, data)

Kazimieras Juzėnas
(vardas, pavardė)

**MAGISTRANTŪROS STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS
Studijų programa MECHATRONIKA**

Magistrantūros studijų, kurias baigus įgyjamas magistro kvalifikacinis laipsnis, baigiamasis darbas yra mokslinio tiriamojo ar taikomojo pobūdžio darbas (projektas), kuriam atlikti ir apginti skiriama 30 kreditų. Šiuo darbu magistrantas turi parodyti, kad yra pagilinęs ir papildęs pagrindinėse studijose įgytas žinias, įgijęs pakankamai gebėjimų formuluoti ir spręsti aktualią problemą, turėdamas ribotą ir (arba) prieštaringą informaciją, savarankiškai atlikti mokslinius ar taikomuosius tyrimus ir tinkamai interpretuoti duomenis. Baigiamuoju darbu bei jo gynimu magistrantas turi parodyti savo kūrybingumą, gebėjimą taikyti fundamentines mokslo žinias, socialinės bei komercinės aplinkos, teisės aktų ir finansinių galimybių išmanymą, informacijos šaltinių paieškos ir kvalifikuotos jų analizės įgūdžius, skaičiuojamųjų metodų ir specializuotos programinės įrangos bei bendrosios paskirties informacinių technologijų naudojimo įgūdžius, taisyklingos kalbos vartosenos įgūdžius, gebėjimą tinkamai formuluoti išvadas.

1. Darbo tema

Suklio guolių defektų pusiau natūrinio vibroakustinių signalų imitavimo sistemos prototipo sukūrimas

Patvirtinta dekanu 20__ m. _____ mėn. __ d. įsakymu Nr. _____

2. Darbo tikslas

Pusiau natūrinio metalo apdirbimo staklių suklio mazgo guolių defektų imitavimo metodikos, grindžiamos naujo, greito ir patikimo guolių mazgo defektų imitavimo būdo, ir jos prototipo sukūrimas bei aprobavimas.

3. Darbo struktūra

Įvadas;
Metalu apdirbimo staklių suklio guolių mazgo techninės būklės diagnostika ir jos ypatumai;
Suklio defektų imitacinės sistemos modelio sukūrimas;
Imitacinės sistemos prototipo projektavimas;
Prototipo veikimo eksperimentinis tyrimas;
Išvados ir pasiūlymai;
Literatūra;
Priedai.

4. Reikalavimai ir sąlygos

Darbe turi būti išanalizuotas metalo suklio guolių mazgas kaip vibroakustinės diagnostikos objektas, pabrėžtas jo guolių defektų imitavimo aktualumas ir nauda, iširtas guolių defektų poveikis objekto vibracijoms. Siūlomo pusiau natūrinio imitavimo metodo pritaikymas turi būti teoriškai pagrįstas ir palygintas su alternatyvomis. Rementis atliktais tyrimais ir analize turi būti sukurtas keletu būdingų defektų imitacinis modelis ir sukurtas imitacinės sistemos prototipas. Prototipas turi būti išbandytas defektų imitavimo adekvatumui. Darbo gale turi būti padarytos ir pateiktos išvados apie pasiūlyto imitavimo metodo tinkamumą suklio guolių defektu imitavimui.

5. Darbo pateikimo terminas 2015 m. birželio mėn. 1 d.

6. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo darbo dalis

Išduota studentui _____ Aleksandrui Šnurovui

Užduotį gavau

_____ Aleksandras Šnurovas

(studento vardas, pavardė)

_____ (parašas, data)

Vadovas

_____ Vitalijus Volkovas

(pareigos, vardas, pavardė)

_____ (parašas, data)

TURINYS

IVADAS.....	8
1.METALO APDIRBIMO STAKLIŲ SUKLIO GUOLIŲ MAZGO TECHNINĖS BŪKLĖS DIAGNOSTIKA IR JOS YPATUMAI.....	10
1.1 Metalo apdirbimo staklių suklys ir guolių mazgo sistemos vibroakustinė aplinka.....	10
1.1.1 Suklio mazgo vibracijų šaltiniai.....	11
1.1.2 Suklio mazgo guolių sistema.....	11
1.1.3 Guolių vibracijų šaltiniai.....	12
1.1.4 Guolių defektai.....	13
1.2 Metalo apdirbimo staklių suklio mazgo diagnostika ir monitoringas.....	14
1.2.1 Vibracijų spektro analizės metodas.....	15
1.2.2 Orbitų analizės metodas.....	17
1.3 Esančių suklio diagnostikos ir monitoringo priemonių trūkumai bei techninės būklės imitavimo aktualumas.....	17
1.4 Staklių suklio mazgo defektų imitacijos metodai.....	19
1.5 Darbo tikslas ir uždaviniai.....	21
2.SUKLIO DEFEKTŲ IMITACINĖS SISTEMOS MODELIO SUKŪRIMAS.....	22
2.1 Pusiau natūrinio suklio defektų imitavimo metodo teorinis pagrindimas.....	22
2.1.1 Fiziškas defektų modeliavimas.....	24
2.1.2 Matematinis defektų modeliavimas.....	25
2.1.3 Pusiau natūrinio defektų imitavimo principas.....	26
2.2 Guolių defektų poveikio modeliavimas.....	28
2.2.1 Impulsinis defektų poveikio modelis.....	29
2.2.2 Defekto paviršiaus kontakto vietoje veikiančios apkrovos.....	32
3.IMITACINĖS SISTEMOS PROTOTIPO PROJEKTAVIMAS.....	36
3.1 Reikalavimų imitacinei sistemai nustatymas.....	36
3.1.1 Techninis objektas ir jo guolių mazgo defektų fiziškas modeliavimas.....	36
3.1.2 Staklių vibroakustinio lauko parametrų matavimas ir defektų įtakos įvertinimas.....	40
3.2 Vykdiklio projektavimas.....	47
3.2.1 Vykdiklio tipo parinkimas.....	47
3.2.2 Vykdikliui keliamų reikalavimų nustatymas.....	50
3.3 Valdymo signalo generatoriaus kūrimas.....	54
4.PROTOTIPO VEIKIMO EKSPERIMENTINIS TYRIMAS.....	57
4.1 Tyrimo standas.....	57
4.2 Vykdiklio ir vibracijų matavimo keitlio tarpusavio išdėstymo įtakos tyrimas.....	58
4.3 Guolių defektų imitavimo kokybės tyrimas.....	60
IŠVADOS IR PASIULYMAI.....	63
LITERATŪRA.....	64
PRIEDAI.....	66
1 priedas. Vibracinio pagreičio laiko charakteristikos.....	67
2 priedas. Vibracinio pagreičio dažnio charakteristikos.....	72
3 priedas. Vibracinių pagreičių gaubtinių laiko charakteristikos.....	76
4 priedas. Vibracinių pagreičių gaubtinių dažnio charakteristikos.....	80
5 priedas. Skaičiavimų MatLab aplinkoje kodai.....	84
6 priedas. Publikacijos.....	85

IVADAS

Analizuojant metalo pramonės sektoriaus vystymąsi per paskutinį dešimtmetį galima pastebėti didelį augimą programinio valdymo metalo apdirbimo centrų eksploatacijoje. Vis daugiau Europos įmonių integruoja lanksčiąsias gamybos technologijas, todėl atitinkamai kyla ir jiems taikomi reikalavimai. Pagrindinis tokių centrų ypatumas yra nuolatinis apkrovimas, tai yra staklės dirba nepertraukiamai siekiant užtikrinti didžiausią įrenginio našumą ir tuo pačiu metu jo tiekiamą pelną. Tai reiškia, kad bet kokios įrenginio prastovos dėl jo techninės būklės ar prasto technologinių procesų organizavimo sąlygoja didelius nuostolius, kas žymiai paveikia įmonės konkurencingumą. Dėl šios priežasties gamintojai yra suinteresuoti diegti išmaniąsias metalo apdirbimo staklių techninės būklės stebėjimo sistemas. Jos leidžia stebėti įrenginio besikeičiančių darbo parametrų tendencijas ir laiku praneša apie esamus bei ateityje galimus defektus dar jų vystymosi pradinėje stadijoje. Tokios sistemos gali būti diegiamos kaip ir technologinio įrenginio kūrimo stadijoje, taip ir jo eksploatacijoje metu. Bet kuriuo atveju sąnaudos tokiai įrenginio techninės būklės stebėjimo sistemai įdiegti yra mažos palyginus su potencialiais nuostoliais galinčiais atsirasti esant įrenginio avarijai.

2013 metais kartu su KTU Technologinių Sistemų Diagnostikos Instituto (TSDI) darbuotojų grupę buvo išbandytos dviejų vibracinės diagnostikos metodų taikymas tekinimo bei frezavimo staklių suklio elementų būklės kontrolei ir iširtos šių metodų diegimo galimybės. Eksperimento rezultatai parodė, kad naudojant žinomus diagnostikos metodus galima taikyti metalo apdirbimo staklių techninės būsenos stebėjimo sistemos kūrimui. Tačiau, diegiant tokias sistemas, pagrindinis tikslas yra aptikti defektus kuo ankstesnėje jų vystymosi stadijoje ir priimti optimalų sprendimą, pavyzdžiui, suplanuoti remonto laiką ir tvarką. Praktikinėje diagnostikoje tai padaryti ne visada pavyksta dėl daugybės įvairių triukšmų kurie slepia ir moduliuoja mus dominančią informaciją, pavyzdžiui guolio techninė būklę charakterizuojantį signalą. Šis triukšmas priklauso nuo eilės galimų faktorių, tokių kaip: aplinka kurioje dirba įrenginys, darbo režimų, įrenginio geometrinių matmenų, kintančių darbo metu parametrų ir taip toliau. Dėl tokių papildomų veiksnių kartais nustačius vieną ar kitą esamą įrenginio defektą, jis jau būna stipriai išsivystęs. Laiku nediagnozavus ir nepriėmus atitinkamų priemonių, toks vienas elemento defektas, pavyzdžiui guolio, gali negrįžtamai paveikti ir kitus brangesnius mazgo elementus. Tai ne tik sąlygoja didelius prastovos bei remonto nuostolius, bet dažnai paveikia ir defekto vystymosi metu įrenginio pagaminamos produkcijos kokybę. Norėdami išvengti tokių nuostolių būtina optimizuoti naudojamą diagnostikos priemones, pritaikant jas prie konkretaus stebimo įrenginio ir nustatyti kaip vienas ar kitas galimas defektas paveiktų matavimo aparatūros registruojamą signalą ir jo analizės rezultatus. Tokiems tyrimams atlikti reikėtų fizinio skirtingų defektų modeliavimo, kas reikalautų tyčia atitinkamai sugadinti tiek mazgo elementų, kiek defektų norime nustatyti su

projektuojama diagnostikos sistema. Tai yra neracionalu dėl didelių materialinių bei laiko sąnaudų reikiamų kiekvienam galimam defektui fiziškai realizuoti ir ištirti realioje sistemoje.

Siūlomas būdas to išvengti, yra sudaryti staklių nagrinėjamo mazgo su galimais defektais vibroakustinės aplinkos modelį, kuriuo pagalba naudojant kompiuterinę bei programinę įrangą galima būtų greitai simuliuoti tam tikros techninės būklės mazgo vibracinius signalus. Tačiau ankstesnieji tyrimai parodė, kad toks defektų imitavimas nėra pakankamai patikimas ir neatvaizduoja tikrųjų gedimo savybių dėl individualių staklių ypatumų bei aplinkos poveikių kuriuos neįmanoma matematiškai aprašyti. Tokiu būdu, siekiant tiksliai nustatyti įvairių defektų poveikius realiai sistemai, siūloma panaudoti pusiau natūrinį guolių defektų imitavimo metodą. Šis metodas yra ypatingas tuo, kad gedimo imitavimas yra atliekamas naudojant realų fizinį objektą, kas leidžia įvertinti unikalias staklių darbo sąlygas. Toks tyrimo metodas leistų ateityje kurti diagnostikos sistemas, kurios po tam tikro kalibravimo jau galėtų registruoti gedimus anksčiausiose jų vystymosi fazėse.

Šiame darbe yra pateiktas staklių suklio guolio mazgo defektų poveikius imituojančios sistemos prototipo kūrimo seka, kurio dėka yra siekiama išbandyti naują defektų imitavimo metodiką kuri leistų dirbtinai kurti mazgo su kai kuriais elementų defektais vibroakustinę aplinką ir tirti įvairius diagnostikos algoritmus specialiai tam negadinant brangios įrangos.

1. METALO APDIRBIMO STAKLIŲ SUKLIO GUOLIŲ MAZGO TECHNINĖS BŪKLĖS DIAGNOSTIKA IR JOS YPATUMAI

1.1 Metalo apdirbimo staklių suklys ir guolių mazgo sistemos vibroakustinė aplinka

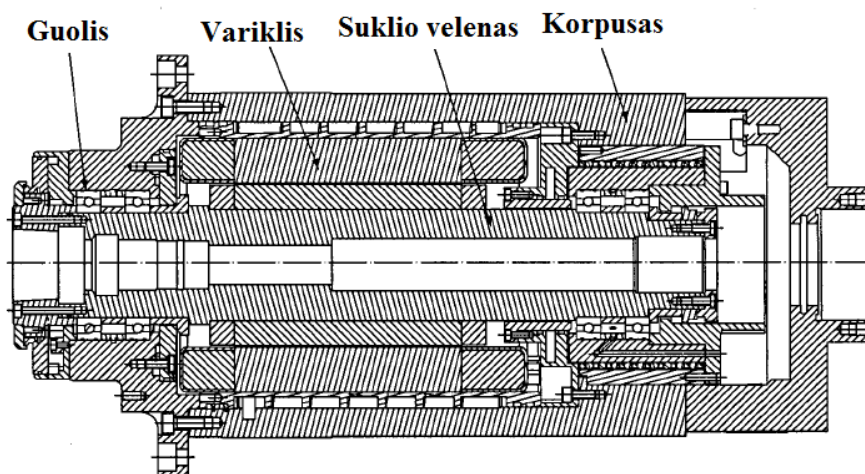
Suklio mazgas metalo apdirbimo staklėse yra galutinė pagrindinės judesio pavaros grandis ir skirtas įrankiui ar ruošinio laikymo prietaiso tvirtinimui. Suklio mazgo kokybė tiesiogiai veikia viso įrenginio patikimumą, gaminamos produkcijos tikslumą, ir našumą [1].

Paprastas suklio mazgas, kaip parodytas 1.1 pav. susideda iš paties suklio, jo atramų ir judesio perdavimo mechanizmo. Šiuolaikinėse programuojamose staklėse, kurių sukliai sukasi ypač dideliais greičiais judesio pavara įskaitanti ir patį variklį būna tiesiogiai įmontuota pačiame suklio mazge (1.2 pav.).



1.1 pav. Suklio mazgas: a) frezavimo staklių; b) tekinimo staklių

Metalo apdirbimo staklių eksploatavimo metu suklio mazgas perduoda įrankiui arba ruošiniui sukimo momentą, reikalingą pjovimo procesui realizuoti. Pagrindinio judesio pavaros galia perduodama suklio mazgu gali siekti iki 150 kW, suklio greičiai šiuolaikinėse staklėse su riedėjimo guoliais būna 30000 aps/min ir didesni, o veikiamos pjovimo jėgos siekia 30000 N.



1.2 pav. Suklio mazgo su integruotu varikliu schema [2]

Kalbėdami apie tokius darbo parametrų dydžius galima nuspėti, kad bet koks mazgo sistemos pažeidimas taip ar kitaip stipriai įtakos jos keliamas vibracijas. Todėl, siekiant diagnozuoti ir stebėti sistemos būklę ir jos elementų defektų tendencijas, tikslinga tirti mazgo vibroakustinę aplinką ir jos kitimą.

1.1.1 Suklio mazgo vibracijų šaltiniai

Metalo apdirbimo staklių suklio mazgo vibracinė aplinka yra atskirų elementų bei procesų keliamų vibracijų visuma. Pagrindiniai sistemos vibracijų šaltiniai yra:

1. Suklio veleno debalansas;
2. Variklio bei perdavos keliamos vibracijos;
3. Atsitiktinės vibracijos dėl detalių pagaminimo bei surinkimo netikslumų;
4. Sistemos elementų rezonansas dirbant darbo režimu;
5. Ruošinio pjovimo metu keliamos vibracijos;
6. Guolių sistemos ir jos defektų vibracijos.

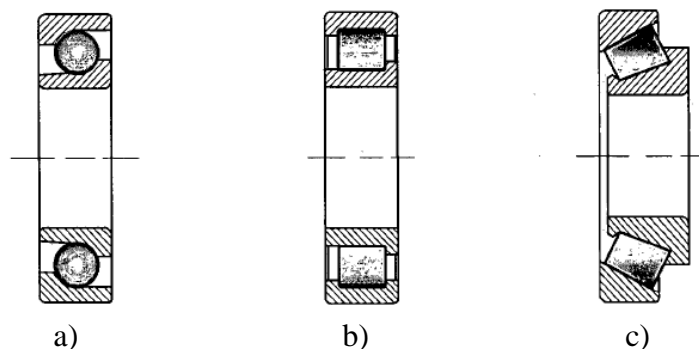
Vibracijas dėl aplinkos ir šalia dirbančių kitų įrenginių galima nepaisyti, kadangi staklės dažniausiai yra izoliuojamos specialiomis vibracijas slopinančiomis platformomis.

Iš aukščiau išvardintų vibracijų šaltinių, vibracijos kylančios dėl suklio veleno debalanso ir guolių sistemos defektų nurodo į techninės sistemos atitinkamų mazgų gedimus. Būtent šio tipo vibracijos yra išskiriamos ir analizuojamos kaip diagnostinė informacija techninės būklės stebėjimo sistemose [1]. Visi kiti vibracijų šaltiniai yra neatsiejama įrenginio bei jo darbo režimų dalis ir turės įtaką nepriklausomą nuo nagrinėjamo įrenginio techninės būklės.

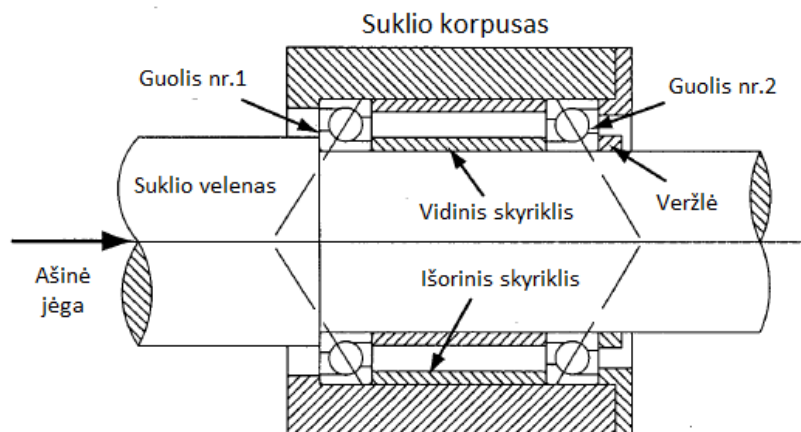
1.1.2 Suklio mazgo guolių sistema

Dirbant metalo apdirbimo staklėms, didžiausia atsakomybė ir reikalavimai tenka suklio laikančiajam mechanizmui, kurį sudaro guolių sistema. Ji turi suteikti aukštas sukimosi greičių galimybes, gebėti atlaikyti dideles dinamines bei statines apkrovas ir turėti ilgą tarnavimo laiką. Dažniausiai aukštų sukimosi dažnių sukliams naudojami keraminiai radialiniai – ašiniai rutuliniai, ritininiai bei kūginiai guoliai (1.3 pav.).

Šių tipų guoliai yra plačiai naudojami metalo apdirbimo staklių suklio mazguose, kadangi jie pasižymi pakankamu tikslumu, maksimaliai atlaikoma apkrova bei suklio sukimosi greičiu. Be to, jų kaina yra santykinai nedidelė palyginant su hidrostatiniais, aerostatiniais arba magnetiniais guoliais. Kampinio kontakto guoliai yra sukonstruoti siekiant galimybės atlaikyti išorines apkrovas ašine bei radialine kryptimis. Paprastai tokio tipo guoliai yra sudvejinami siekiant padidinti atramos standumą ir stiprumą. Šių guolių montavimo pavyzdys parodytas 1.4 pav.



1.3 pav. Radialiniai – ašiniai guoliai: a) rutulinis; b) ritininis; c) kūginis [2]



1.4 pav. Guolių montavimo pavyzdys [2]

Pagrindinis skirtumas tarp įprastos paskirties ir suklio sistemoje naudojamų guolių yra tas, kad pastarieji yra padidinto tikslumo klasės ir turi ašinio laisvumo reguliavimo galimybę. Ašinio laisvumo reguliavimas leidžia keisti guolio riedėjimo elementų ir žiedų prispaudimo įtampą. Priklausomai nuo darbo sąlygų montavimo metu suklių mazguose yra sudaroma arba preliminari įtampa arba laisvumas. Esant įtampai, susidaro riedėjimo elementų tamprusis išspaudimas į žiedų takelius, kas keliais kartais padidina suklio mazgo kietumą ir vibracinį atsparumą. Taip pat padidėja ir sukimosi tikslumas [2].

Sugedus bent vienam guolių sistemos elementui sparčiai padidėja mazgo vibracijų amplitudės ir besisukančio įrankio arba ruošinio nuokrypa, dėl ko yra prarandamas reikalingas metalo apdirbimo staklių gaminamos produkcijos tikslumas [1].

1.1.3 Guolių vibracijų šaltiniai

Riedėjimo guoliuose žadinamos vibracijos pagal savo prigimtį yra skirstomos į keturias pagrindines grupes [3]:

1. Konstrukcinės vibracijos;
2. Vibracijos dėl pagaminimo paklaidų;
3. Vibracijos dėl eksploataavimo savybių;
4. Kitos vibracijos.

Konstruktinės vibracijos atsiranda visose riedėjimo guoliuose ir jų išvengti praktiškai neįmanoma. Kiekvienas guolio elementas yra atskiras kūnas turintis tam tikrą masę ir formą, todėl besisukant juos veikia išcentrinės bei inercijos jėgos. Riedėjimo elementai mušasi į žiedų takelius tuo pačiu metu žadinant guolio konstrukcijos savuosius virpesius. Šios grupės vibracijos priklauso nuo guolio elementų matmenų, medžiagos ir veleno sukimosi greičio.

Antros grupės vibracijos atsiranda dėl guolio elementų netikslumo. Tai yra guolio žiedų banguotumas, takelių mikronelygumai ir kiti formų neatitikimai. Tokios vibracijos turi atsitiktinį prigimtį ir yra sunkiai įvertinamos. Kadangi jų lygis yra santykinai mažas, šiame darbe jų nepaisoma.

Kalbėdami apie vibracijas dėl eksploatacijos savybių, turima omeny guolių išsidėvėjimą ir įvairaus pobūdžio defektų keliamas vibracijas. Esant guolių elementų defektams, smarkiai pakyla konstrukcinių vibracijų lygis, kadangi atsiranda staigūs apkrovos impulsai. Kadangi būtent šios grupės vibracijos yra analizuojamos siekiant nustatyti sistemos techninę būklę, jų savybės ir įvertinimo būdai turi būti nagrinėjami plačiau.

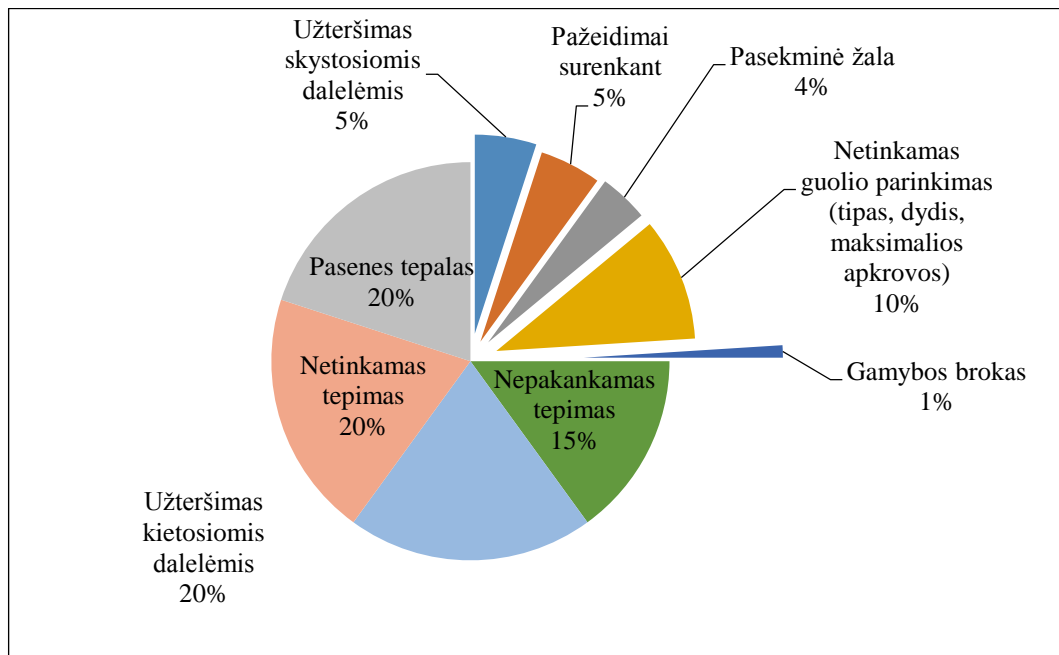
Prie kitų vibracijų priskiriamos hidrodinaminiai ir turbulentiniai reiškiniai guolio tepime. Bendrai vibroakustinei aplinkai jos didelės įtakos neturi todėl jų taip pat bus nepaisoma.

1.1.4 Guolių defektai

Guoliai yra vieni tiksliausių elementų mašinų inžinerijoje. Jų gamyba laikosi labai griežtų kokybės reikalavimų ir esant gamintojo nurodytoms sąlygoms guoliai gali būti eksploatuojami labai ilgą laiką. Kadangi darbo sąlygos niekada nebūna idealios, guoliai retai realizuoja visas savo potencialias galimybes resursų atžvilgiu.

Riedėjimo guolių tarnavimo laikas tiesiogiai priklauso nuo jų gamybos tikslumo, laikymo, aptarnavimo, apkrovos bei darbo sąlygų.

Pagal FAG guolių gamintojų tyrimus [4] yra sudaryta guolių defektų atsiradimo priežasčių diagrama pagal jų pasitaikymo įvairiose mašinose dažnumą (1.5 pav.). Visi guolių defektai sukelia tam tikras sau būdingas suklio vibracijos dedamąsias. Tinkamai išmatavę ir analizavę šias vibracijas galima pakankamai tiksliai nustatyti esamo gedimo tipą, jo vystymosi ir atsiradimo priežastį. Šiam tikslui yra sukurta nemažai metodų leidžiančių nustatyti įrenginio techninę būklę ir diagnozuoti esamus bei potencialius gedimus, ir tokiu būdu vykdyti techninės būklės objektyvų monitoringą.



1.5 pav. Guolių gedimų priežastys pagal pasitaikymo dažnumą [4]

Išnagrinėję metalo apdirbimo staklių konstrukciją ir darbo metų keliamų virpesių šaltinius, galima teigti, kad pagrindiniai mazgo defektai yra suklio rotoriaus disbalansas ir guolių sistemos riedėjimo takelių paviršiaus pažeidimai. Todėl kuriant vibracinio signalo modelį bus apsiribuota būtent šios prigimties vibracijų modeliavimu.

1.2 Metalo apdirbimo staklių suklio mazgo diagnostika ir monitoringas

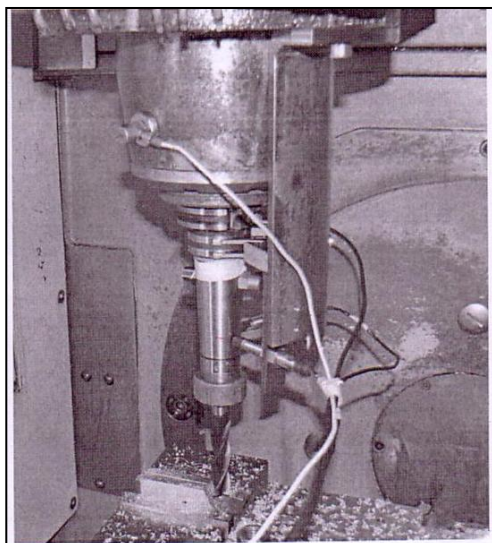
Techninė diagnostika – tai mokslo šaka tyrinėjanti techninių sistemos būsenas ir jų atpažinimo metodus. Pagrindinis uždavinys yra nustatyti: ar techninė sistema sugedo ar nesugedo, ir jeigu sugedo - tai kurioje vietoje ir kodėl, o jeigu nesugedo – tai kiek laiko ją dar galima eksploatuoti iki gedimo ar kaip jo išvengti. Visada yra siekiama užfiksuoti gedimą kuo ankstyvesnėje jo vystymosi fazėje. Ši užduotis yra sprendžiama trimis etapais [5]:

1. Duomenų apie techninės sistemos būklę surinkimas.
2. Iš surinktų duomenų gautos informacijos apdorojimas ir analizė.
3. Sprendimo priėmimas, nustatant sistemos techninę būklę, remonto trukmę bei apimtį.

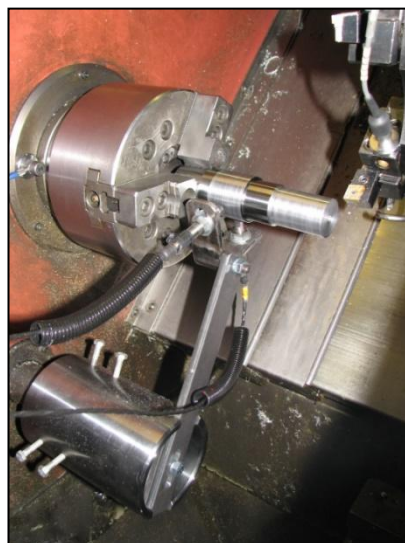
Per pastaruosius dešimtmečius techninė diagnostika labai pažengė neardomosios techninių sistemų diagnostikos kryptimi. Kuriamos tokios techninės diagnostikos sistemos ir metodai kurie leidžia nustatyti tiriamo objekto techninę būklę jo neišardžius ir kai kuriais atvejais net nepertraukiant jo darbo. Šiai dienai labiausiai yra paplitę vibracinis, akustinis ir termovizioninis techninės būklės nustatymo metodai [6].

Metalo apdirbimo staklių suklio mazgo gedimų diagnozavimo tyrimai taip pat yra plačiai vykdomi pasaulyje ir šiam momentui yra sukurta nemažai veikiančių bei naudotinių diagnostinių

sistemų [7]. Buvo aprobuotos įvairios diagnostikos metodologijos siekiant rasti optimaliausias bei efektyviausias priemones staklių diagnostikai bei technologinės būklės kokybės stebėjimui. KTU tyrimai taip pat buvo vykdomi.



a)



b)

1.6 pav. Virpesių matavimo procesas: a) DMV 50 Deckel Maho frezavimo staklių; b) NEF CT 20 tekinimo staklių

Reikia paminėti, kad 2013 m. kartu su TSDI darbuotojais buvo išbandytas vibracijų spektro ir orbitų analizės metodų efektyvumas metalo apdirbimo staklių suklio mazgo techninei būklei nustatyti. Metodų bandymas buvo atliekamas naudojant UAB „Baltec CNC Technologies“ įmonėje esančius du DMV 50 Deckel Maho programinio valdymo frezavimo ir vieną NEF CT 20 tekinimo centrus. Eksperimento vaizdas pateiktas 1.6 pav. Žemiau yra pateikta daugiau informacijos apie išbandytus diagnostikos metodus.

1.2.1 Vibracijų spektro analizės metodas.

Šio diagnostikos metodo esmė yra išmatuoto nagrinėjamos techninės sistemos skleidžiamo vibroakustinio signalo tyrimas. Išmatuotas signalas iš laiko srities verčiamas į dažnių sritį ir analizuojamas jo dažnių spektras. Spektrinei vibracijų analizei dažniausia taikoma sparčioji Furje transformacija (FFT), o koreliaciniams ryšiams nustatyti yra skaičiuojamos vienpusės ir abipusės koreliacinės funkcijos.

Spektrine analize galima identifikuoti atskirus techninės sistemos defektus, tuo tarpu ir riedėjimo guolių gedimus. Žinant žadinančius dirbančių guolių dažnius, galima identifikuoti virpesių pobūdį ir nustatyti guolio ir konkretaus jo konstrukcinio elemento defektą.

Pagrindinės spektro dedamosios susijusios su tokiais elementais ir būdingais dažniais pateiktos 1.1 lentelėje.

1.1. lentelė. Pagrindiniai riedėjimo guolio žadinami dažniai (Hz) [8]

№	Signalų šaltinis	Dažnio skaičiavimo formulė
1	Suklio sukimosi dažnis	$f_r = \frac{n}{60}$
2	Separatoriaus sukimosi dažnis	$f_s = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
3	Riedėjimo elementų riedėjimo išoriniu takeliu dažnis	$f_i = Z \cdot \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
4	Riedėjimo elementų riedėjimo vidiniu takeliu dažnis	$f_v = Z \cdot \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
5	Riedėjimo elementų sukimosi dažnis	$f_{rk} = \frac{f_r D}{2d} \left(1 - \frac{d}{D} \cos^2 \beta \right)$
6	Žadinimo dažnis atsirandantis esant riedėjimo kūno formos defektui	$f_1 = 2f_r \frac{D-d}{d} \frac{D+d}{d}$
7	Žadinimo dažnis atsirandantis esant vidinio takelio formos pasikeitimui	$f_2 = Z \cdot \frac{f_r}{2} \frac{D+d}{d}$
8	Žadinimo dažnis atsirandantis esant išorinio takelio formos pasikeitimui	$f_3 = Z \cdot \frac{f_r}{2} \frac{D-d}{d}$

čia n – rotoriaus sukimosi greitis (aps/min); Z – riedėjimo kūnų skaičius; d – riedėjimo kūno skersmuo (mm); D – separatoriaus skersmuo (mm); β - riedėjimo kūnų ir takelio kontakto kampas.

Jei tuo pat metu atsiranda keli defektai, galima daugkartinė dažnių moduliacija. Tuomet spektre pasirodo kombinuotų dažnių dedamosios[5]:

$$kf_v \pm n qf_i \pm mf_v , \quad (1.1)$$

$$kf_i \pm n qf_v \pm mf_s , \quad (1.2)$$

čia k, q, m – sveiki skaičiai.

Atliekant kartotines techninės sistemos spektro analizės siekiama nustatyti jos elementų vibracijų kitimo tendenciją (trendą), kuriuo pagalba galima spręsti apie tų vibracijų kitimą ateityje, atskirų defektų vystymąsi ir nustatyti techninės sistemos resursus.

Matuojant guolių absoliučiąsias vibracijas ir analizuojant spektro dedamuosius negalima spręsti apie suklio padėtį plokštumoje, statmenoje jo sukimosi ašiai. Tuo tarpu ši informacija daug pasako apie staklių metalo apdirbimo tikslumą kuris priklauso nuo guolių būklės. Todėl yra tikslinga tirti suklio veleno elgseną jo ašiai statmenoje plokštumoje taikant veleno centro trajektorijos analizę. Tai leidžia atlikti guolių kai kurių grupių defektų diferenciaciją [9].

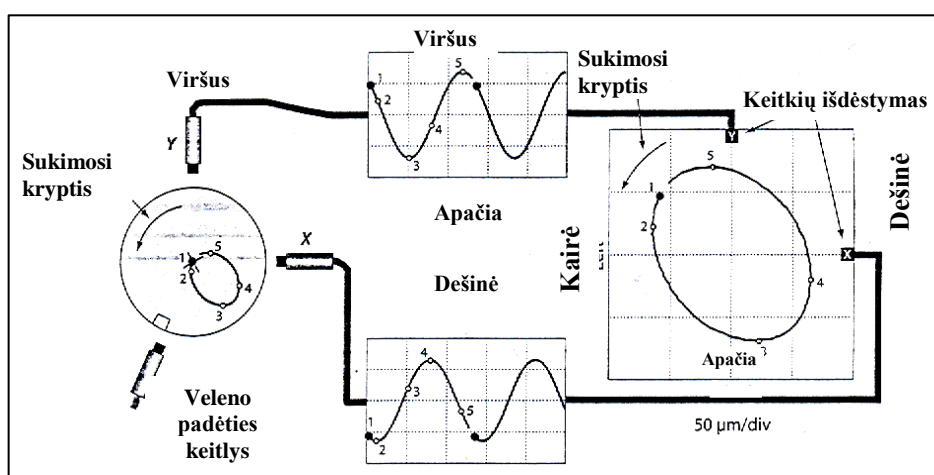
1.2.2 Orbitų analizės metodas

Rotoriaus (veleno) virpesių orbitų metodą sukūrė, išvystė ir įdiegė firmos Bently Nevada Corp. (BNC) įkūrėjas, Bently Pressured Bearing Company prezidentas Donald E. Bentley.

Orbita vadinamas nagrinėjamos rotorinės sistemos rotoriaus reliatyviųjų virpesių poslinkių radialine kryptimi dvimatis grafikas, gaunamas matuojant besisukančio rotoriaus cilindro radialinius poslinkius dviem tarpusavyje statmenomis kryptimis ir sinchronizuojant juos fazės matavimo daviklio signalu. Orbitos sudarymo tvarka parodyta 1.7 pav.

Šiam tikslui dažniausiai yra naudojami nekontaktiniai poslinkių jutikliai reliatyviems rotoriaus virpesių poslinkiams matuoti ir optojutiklis su laiko sekimo galimybe.

Iš gautos orbitos formos galima nustatyti virpesių dedamąsias bet kuria radialine kryptimi charakteristinius parametrus, tokius kaip, poslinkių vidurkius, peak-to-peak vertes, maksimalius poslinkius nuo vidurinės padėties, momentinę veleno centro padėtį ir t.t.



1.7 pav. Orbitos sudarymas [9]

Šios įvertintos charakteristikos toliau gali būti naudojamos techninės sistemos būsenos ir ateityje numatomų elementų defektų nustatymui.

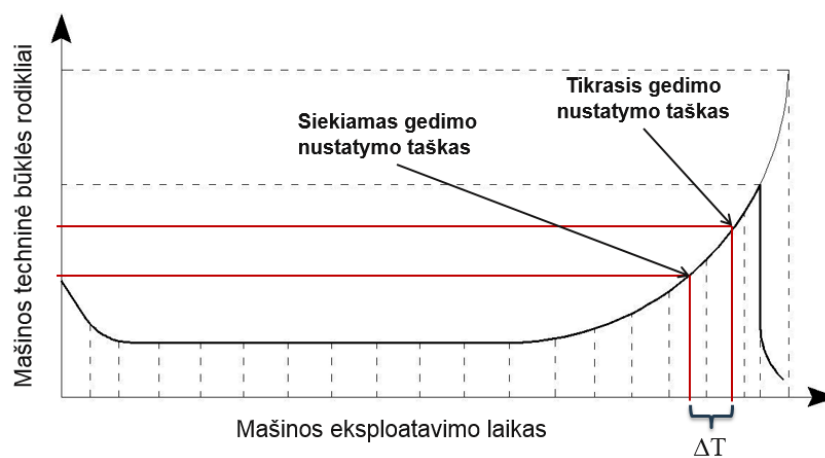
1.3 Esančių suklio diagnostikos ir monitoringo priemonių trūkumai bei techninės būklės imitavimo aktualumas

Aukščiau buvo pateikti šiam momentui naudojami bei išbandyti metalo apdirbimo staklių suklio techninės būklės diagnostikos ir monitoringo priemonės. Atliktais eksperimentais buvo nustatyta:

- šiais metodais galima matuoti kaip absoliutines statoriaus ir rotoriaus vibracijas, taip ir rotoriaus – reliatyviosios vibracijas;
- yra koreliaciniai ryšiai tarp darbo režimų ir kylančių vibracijų;

- imituojant guolių būklės pokyčius būtų galima stebėti atitinkamų keitlių signalų charakteristikų pokyčius (reakcijas);
- sisteminiai tyrimai būtini atskleidžiant defektų prigimtį ir diagnostinius simptomus;
- suklio guolių būklės monitoringas bei apdirbimo tikslumas pagal nustatytas charakteristikas yra galimas dvejopas: periodinis (kaip profilaktinė priemonė), arba nuolatinis – stebint nurodytų charakteristikų stabilumą ir tendencijas.

Šie rezultatai įgalina tolimesnius darbus metalo apdirbimo staklių diagnostikos ir monitoringo sistemos kūrimui. Tačiau pradėjus darbus, buvo susidurta su naudojamų diagnostikos metodų atidirbimo problemomis. Pirmiausia, bandomi metodai neužtikrina pakankamo kuriamų diagnostikos sistemų patikimumo bei greitaveikos. Esami guolių mazgo konstrukcijos elementų defektai yra užfiksuojami tik jau pasiekus tam tikrą kritinę vertę, kai eksploatuoti techninį įrenginį jau nebegalima. 1.8 pav. yra parodyta tokios situacijos pavyzdys įrenginio techninės būklės priklausomybės nuo eksploatavimo laiko diagramoje. matome, kad šiuo momentu naudojamos priemonės leidžia užfiksuoti gedimą jau įrenginiui priartėjus avarinei situacijai. Dėl to nelieka daug laiko optimaliai suplanuoti gamybos bei remonto planus. Taip pat, kol įrenginys buvo eksploatuojamas esant besivystančiam jo konstrukcijos defektui, per laiko atkarpą ΔT pagaminta produkcija yra žymiai mažesnės kokybės dėl techninės būsenos įtakos apdirbimo procesui.



1.8 pav. Įrenginio techninės būklės priklausomybės nuo eksploatavimo laiko.

Siekiant padidinti kuriamos diagnostikos ir monitoringo sistemos veikimo patikimumą reikia optimizuoti naudojamas diagnostikos priemones ir patikrinti jų naudojimo efektyvumą esant tam tikram techninių būklių rinkiniui. Tam yra būtina fiziškai įvesti gedimą į nagrinėjamo techninio objekto konstrukciją. Tai reiškia, kad siekiant patikrinti techninės būklės stebėjimo sistemos jautrumą bei patikimumą tam tikras objekto konstrukcijos dalis reikėtų sugadinti tiek kartu, kiek narių yra tikrinamų techninės būklės situacijų rinkinyje.

Norint pagreitinti monitoringo metodų atidirbimo eigą ir išvengti brangios įrangos žalojimo, racionalus sprendimas būtų naudoti staklių vibracinės aplinkos imitavimo priemonės, kurios leistų generuoti adekvačius diagnostinius duomenis esant įvairiai įrenginio techninei būklei.

1.4 Staklių suklio mazgo defektų imitacijos metodai

Metalo apdirbimo staklių suklio mazgo vibroakustinę aplinką galima išskaidyti į defekto signalą žadinančią dalį ir signalo sklidimo kelią. Suklio mazge generuojamas defekto signalas, sklisdamas keliu priklausomu nuo galutinės signalo matavimo vietos yra iškraipomas dėl sklidimo kelią sudarančių elementų savybių. Šiuo atveju defekto signalo susidarymo vieta yra laikomi guolio elementai, o kadangi matavimo keitiklis yra tvirtinamas prie suklio įrankio laikiklio – signalo sklidimo kelią sudaro besisukantis suklio velenas.

Kaip matyti iš anksčiau pateiktos analizės, dėl netinkamos eksploatacijos degraduojant guoliams jų elementų paviršiuose susidaro paskirstyti arba vietiniai defektai, tokie kaip įbrėžimai, įdubos ir kiti geometriniai pasikeitimai. Esant įrenginio darbo režimui guolio riedėjimo elementai judėdami dideliais greičiais kontaktuoja su defekto paviršiumi generuodami tampriąsias deformacijas guolio žieduose kurios sklinda kitose mechanizmo elementuose akustinių bangų pavidalu.

Tuo metu, kai defekto paviršius susiliečia su riedėjimo kūnu atsiranda trumpalaikis impulso signalas, kuris sužadina guolio bei kitų konstrukcijos elementų savuosius virpesius. Kai rotoriaus sukimosi greitis yra pastovus laiko atžvilgiu, šie impulsai yra generuojami periodiškai ir jų dažnis, dar vadinamas būdinguoju defekto dažniu, tiesiogiai priklauso nuo defekto vietos: ar jis yra išorinio, vidinio žiedo ar riedėjimo kūno paviršiuje. Generuojamo impulso dydis priklauso nuo jo žadinimo metu kontakto vietoje veikiančios apkrovos.

Yra atlikta nemažai darbų ir tyrimų siekiant sudaryti kuo tikslesnį guolio su vietiniu defektu matematinį modelį. M.Whitas savo darbe [10] aprašo ir analizuoja mašinų impulsinės prigimties defektų simuliacijos metodą. McFaddenas ir Smithas pateikia paprastą supratimą apie riedėjimo guolių vibracijas su separatoriaus defektu, vienu arba keliais lokaliniais defektais guolio žiedų takeliuose ir pasiūlo matematinį modelį kuris įskaito apkrovos pasiskirstymą [11,12]. Baigtinių elementų metodą virpesiams guolyje nustatyti panaudojo Z.Kiral ir H.Karagulle savo tyrime [12]. Taip pat defekto signalo modelį gaunamą analizuojant sugedusio guolio vibracijas pasiūlė Lajos ir Tibor Tothai [13].

Norėdami imituoti guolio vietinį defektą metalo apdirbimo staklių suklio mazge ankstesniuose darbuose [14] buvo pritaikytas N.Tandono ir A.Chudurio pasiūlytas guolių vibracijų dėl vietinio defekto analitinio modelio kūrimo metodas [15]. Šis metodas yra patrauklus tuo, kad jis yra pakankamai pilnai aprašytas, įvertina apkrovos guolyje pasiskirstymą ir atitinkamai papildžius jį galima pritaikyti metalo apdirbimo staklių suklio guolių mazgo defektams modeliuoti. Tokiu būdu,

buvo sudarytas guolio žiedo takelio paviršiaus defekto matematinis modelis, kuris buvo realizuotas MatLab Simulink programinio paketo aplinkoje ir pritaikytas suklio mazgo defektų signalų imitavimui.

Eksperimentiniams tyrimams atlikti buvo sukurtas specialus stendas tekimo staklių TY2 12-111-75 pagrindu, ir su aštuoniais skirtingais guolių defektais buvo atlikti staklių suklio vibracijų matavimai.

Pagrindiniai imituotų signalų spektro dedamosios sutapo su eksperimento metu gautais rezultatais, bet kadangi modelyje nebuvo tiksliai įvertinamas techninės sistemos vibroakustinio signalo sklidimo traktas ir signalo sąveika su mechaninės sistemos elementais, kai kuriais atvejais spektrai skyrėsi. Tai galima paaiškinti tuo, kad defektui aprašyti analitiškai naudojamos sistemos su išskirstytais parametrais, kurių teorinis spektras yra begalinis. Be to, kuriant modelį, dėl sudėtingumo buvo neįvertinti keli objekto konstrukcijos ypatumai bei aplinkos faktoriai.

Apibendrinant, buvo nustatyta, kad naudojami analitiniai metodai neužtikrina pakankamo tikslumo ir atitikimo simuliuojant guolių mazgo defektus metalo apdirbimo staklėse. Nepaisant daugybės padarytų prielaidų ir supaprastinimų būdingų analitiniams skaičiavimams, šiems metodams realaus objekto vibroakustinė aplinka yra per daug sudėtinga. Techninės būklės monitoringo metu surenkamos duomenys yra paveikti visų techninės sistemos elementų sąveikų suma. Šių poveikių įvertinimas reikalauja didelių resursų bei laiko sąnaudų, kas prieštarauja esamo darbo ideologijai ir tikslams.

Šios problemos sprendimui yra pasiūlyta naudoti pusiau-natūrinį defektų imitavimo metodą, kuris sąlygoja dirbtinį defekto poveikio įvedimą į nagrinėjamą techninę sistemą nekeičiant ir negadinant jos konstrukcijos struktūros.

1.5 Darbo tikslas ir uždaviniai

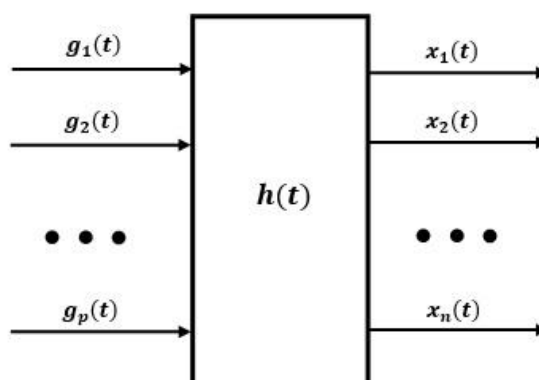
Pusiau natūrinio metalo apdirbimo staklių suklio mazgo guolių defektų imitavimo metodikos, grindžiamos naujo, greito ir patikimo guolių mazgo defektų imitavimo būdo, ir jos prototipo sukūrimas bei aprobavimas. Šiam tikslui pasiekti būtina išspręsti sekančius uždavinius:

1. Išanalizuoti šiuolaikinių metalo apdirbimo staklių suklio guolių gedimus, jų diagnostavimo bei techninės būklės monitoringo galimybes. Ištirti esamus šių defektų simuliacijos metodus, jų privalumus bei trūkumus. Atliktos analizės pagrindų pasiūlyti naują, greitesnę ir patikimesnę nagrinėjamų sistemų guolių mazgo defektų imitavimo būdą.
2. Ištirti konkrečių metalo apdirbimo staklių vibroakustinės aplinkos parametrų pokyčius esant skirtingiems guolių mazgo defektams. Pagal tyrimo rezultatus sukurti tų defektų poveikių į mazgo mechaninę konstrukciją modelį.
3. Nustatyti kuriamos imitacinės sistemos reikalavimus, kurios užtikrintų tinkamą nagrinėtų defektų imitavimo užduoties atlikimą. Vadovaujantis šių reikalavimų, suprojektuoti imitacinės sistemos vykdymo elementą ir sukurti valdymo signalo generavimo modelį.
4. Pagaminti guolių mazgo defektų imitavimo sistemos prototipą ir eksperimentiškai ištirti jo veikimo adekvatumą. Nustatyti pasiūlyto naujo imitavimo metodo galimybes imituojant skirtingus suklio guolių mazgo defektus.

2. SUKLIO DEFEKTŲ IMITACINĖS SISTEMOS MODELIO SUKŪRIMAS

2.1 Pusiau natūrinio suklio defektų imitavimo metodo teorinis pagrindimas

Šiuolaikiniai mašinų agregatai susideda iš daugybės sąveikaujančių elementų, kurių santykinis judėjimas žadina virpėjimo procesus. Šie procesai gali būti stiprinami arba keičiami atsirandant defektams įrenginio konstrukcijoje. Šaltinio energijos virtimo į darbą proceso metu yra generuojamos kintamosios jėgos, žadinančios atskirų elementų arba visos mašinos konstrukcijos virpesius. Šie virpesiai yra matuojami specialiais davikliais ir juos analizuojant yra įvertinama nagrinėjamos mašinos techninė būklė.



2.1 pav. Tiesinės sistemos turinčios p įėjimų ir n išėjimų struktūrinė schema

Tokiu būdu, funkcionuojantį mechanizmą galima nagrinėti kaip funkciją A , kuri paverčia objekto techninės būklės parametrų rinkinį r_i į akustinio signalo u_j parametrus[8]:

$$U = A R , \quad (2.1)$$

čia $U = u_1^t, u_2^t, \dots, u_n^t$ – objekto techninės būklės požymių vektorius n -matėje požymių aibėje;

$R = r_1^t, r_2^t, \dots, r_m^t$ – diagnozuojamų techninės būklės parametrų m -matis vektorius.

Bendrai, pagrindinis akustinės diagnostikos tikslas yra nustatyti sąryšio (2.1) atvirkštinį sąryšį:

$$R = A^{-1} U , \quad (2.2)$$

kai diagnostinės sistemos apmokymo proceso metu gautų diagnostinių požymių pagrindu reikia padaryti išvadą apie objekto techninės būklės parametrus. Paprasčiausiu atveju, sąryšis (2.2) gali būti funkcinis:

$$r_i = F_i u_1, u_2, \dots, u_n, i = 1, 2, \dots, m \quad (2.3)$$

Tokių sąryšių rinkinio duotajam objektui nustatymas yra vadinamas diagnostinės sistemos apmokymu. Šį procesą galima žymiai palengvinti pakeičiant realiuosius įrenginius jų idealizuotais modeliais, kas įgalina plačiai panaudoti įvairius matematinius metodus.

Vienas iš labiausiai paplitusių mechaninių sistemų diagnostinio modelio kūrimo būdų yra sąryšio tarp struktūrinių ir diagnostinių parametrų matematinis aprašymas. Jie gali būti aprašomi kaip diferencialinių lygčių sistema laiko srityje, taip ir algebrinių lygčių sistema dažnio srityje. Paprastu atveju, mechanizmą galima aprašyti kaip dinaminį modelį turintį n laisvės laipsnių [8]:

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + K X = G, \quad (2.4)$$

kur $[M], [C], [K]$ – yra simetrinės $n \times n$ dydžio inercijos, slopinimo ir standumo koeficientų matricos; $[X]$ ir $[G]$ – yra n -mačiai koordinačių ir jėgų poveikių vektoriai. Tai rodo, kad objekto vibroakustinių charakteristikų priklausomybė nuo defekto pavidalo įeina į lygtį netiesiogiai. Funkcionavimo sąlygose, žadinantys poveikiai ir mechanizmo dinaminės charakteristikos yra stebimi parametrai, o defekto pobūdis ir išsivystymo gylis yra nustatomi tik pagal išeinamąsias reakcijas daviklių prijungimo vietose.

Diagnozuojant tiesinę daugiamatę sistemą turinčią p įėjimų ir n išėjimų, galima užrašyti įėjimo poveikių vektoriaus $G(t) = \{g_1(t), g_2(t), \dots, g_p(t)\}$ ir išėjimo signalų vektoriaus $X(t) = \{x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)\}$ sąryšį naudojant operatorių:

$$X(t) = L G(t), \quad (2.5)$$

čia L – sistemos operatorius. Mechanizmo reakcija $x_j(t)$ viename iš kontroliuojamų tiesinės sistemos išėjimų yra poveikių nuo p žadinamųjų jėgų superpozicija, kurią galima išreikšti per Duamelio integralą:

$$x_j(t) = \sum_{i=1}^p x_{ji}(t) = \sum_{i=1}^p \int_0^{\infty} h_{ji}(t-\tau) g_i(\tau) d\tau, \quad (2.6)$$

čia $g_i(t)$ – yra poveikis i -tajame įėjime; $h_{ji}(t)$ – sistemos impulsinė perdavimo funkcija charakterizuojanti j -tojo išėjimo atsaką į vienetinį poveikį i -tajame įėjime.

Esant nekoreliuotiems poveikiams, virpesių j -tajame išėjime galios spektro tankis $S_{x_j}(\omega)$ yra nusakomas išraiška:

$$S_{x_j}(\omega) = \sum_{i=1}^p |H_{ji}(\omega)|^2 S_{g_i}(\omega), \quad (2.7)$$

kur ω – kampinis dažnis; $S_{x_j}(\omega)$ – i -tojo poveikio galios spektras; $H_{j_i}(\omega)$ – sistemos kompleksinė perdavimo funkcija susieta su sistemos impulsine perdavimo funkcija sekančiu būdu:

$$H(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t) e^{-i\omega t} dt, \quad (2.8)$$

Koreliuotų poveikių atveju, virpesių j -tajame išėjime galios spektro tankis turi sekantį pavidalą:

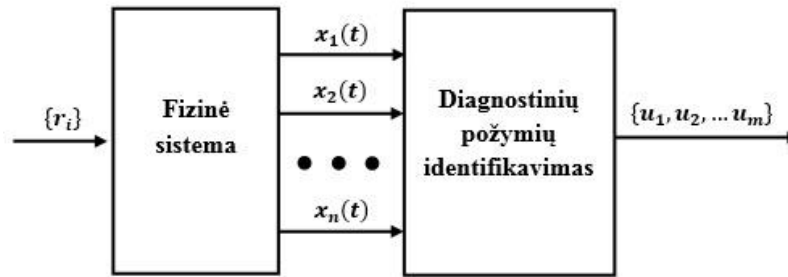
$$S_{x_j}(\omega) = \sum_{k=1}^p \sum_{l=1}^p H_{jk}(\omega) H_{jl}^*(\omega) S_{g_k g_l}(\omega), \quad (2.9)$$

kur $H^*(\omega)$ – yra kompleksiskai-konjuguota funkcija; $S_{g_k g_l}(\omega)$ – k -tojo ir l -tojo poveikių tarpusavis spektras.

Pateikti sąryšiai parodo kaip formuojasi vibroakustiniai procesai daugiamatėse tiesinėse mechaninėse sistemoje, padeda teisingai interpretuoti eksperimentinius duomenis, tačiau nesuteikia informacijos apie techninės būklės parametrų r_i ir vibroakustinių charakteristikų u_j sąryšį. Tam, kad galėtume sužinoti kokias vibroakustinių procesų charakteristikas galima naudoti kaip diagnostinius požymius, būtina sumodeliuoti defektų poveikius į dinaminę objekto sistemą. Defektų poveikio į dinaminę sistemą modeliavimas paprastai yra atliekamas dviem būdais: fiziškas defektų modeliavimas ir matematinėmis priemonėmis realizuota virtuali defektų simuliacija.

2.1.1 Fiziškas defektų modeliavimas

Kai diagnozuojamo objekto techninė būklė yra imituojama fiziškai – naudojama pati nagrinėjamos sistemos konstrukcija. Šiuo atveju, yra naudojamas realus objektas, o defektas yra įnešamas į sistemą mechaniškai paveikiant tam tikrus konstrukcijos elementus. Naudojant specialią matavimo įrangą yra matuojama mechaninės sistemos vibroakustinė aplinka ir nustatomos jos vibroakustinės charakteristikos. Funkciniai ryšiai tarp tam tikrų vibroakustinių charakteristikų ir juos įtakančių defektų požymių yra nustatomi tiriant skirtumus tarp nustatytų duomenų esant gerai techninei būklei bei duomenų esant skirtingiems defektams. Tokiu būdu diagnostinių požymių identifikavimo kelias yra pavaizduotas 2.2 pav. pateiktoje diagramoje.

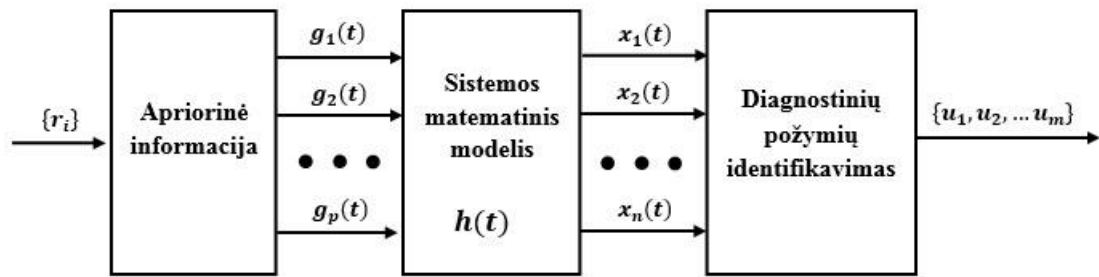


2.2 pav. Diagnostinių požymių identifikavimo kelias naudojant fiziško modeliavimo metodus

Šio metodo privalumas yra tas, kad jokia apriorinė informacija apie defekto poveikį į mechaninę sistemą yra nereikalinga. Poveikis gaunamas natūraliai įvedant patį fizinį defektą į mechaninę sistemą, tokiu būdu sudarant tam tikrą įrenginio techninę būklę r_i . Matuojami vibroakustinio lauko parametrai $\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ šimtu procentu atitinka realią gedimo situaciją nes pati situacija yra realiai sukurta. Didžiausias šio metodo trūkumas yra tas, kad sudarant techninę įrenginio būseną tokiu būdu yra negrįžtamai sužalojamas jo elementas, kurio defektas yra imituojamas. Dėl to šio metodo panaudojimas sąlygoja didelius tyrimų kaštus, kadangi norėdami imituoti kelis skirtingus įrenginio techninę būseną įtakojančių parametų rinkinius būtina atitinkamai fiziškai sugadinti tiek pat atskirų mechanizmo elementų. Šiuos nuostolius galima sumažinti naudojant inkrementinį defektų sudarymą. Tai yra iš pradžių į elemento konstrukciją būtų įnešamas mažesnės geometrijos defektas ir atliekami visi su juo susieti matavimai. Po to, elemento defekto geometrija yra didinama diskretiniu parametru žingsniu ir vėl atliekami tie patys matavimai. Tokiu būdu vieno defekto tipo skirtingų geometrijos parametru aibeį iširti pakaktų sunaudoti žymiai mažesnę detalių kiekį. Tačiau toks metodas vis tiek reikalauja daug laiko sąnaudų dėl pačio elemento išardymo, suardymo ir montavimo bei defekto geometrijos pakeitimo.

2.1.2 Matematinis defektų modeliavimas

Kai diagnozuojamo objekto techninė būklė yra imituojama matematiškai – nagrinėjamos sistemos dinaminis modelis yra aprašomas diferencialinių arba algebrinių lygčių sistema. Tokiu atveju, mechaninė sistema yra supaprastinama iki tam tikro leidžiamo lygio, kuris sąlygotų modelio paprastumą ir pakankamą jo atitikimą realiam objektui. Tuomet naudojant apriorinę informaciją apie skirtingų defektų r_i poveikio pavidalą $\{g_1, g_2, \dots, g_p\}$, modelis gali būti naudojamas virtualiam įvairių įrenginio techninių būklių simuliacijai. Taip įvedant skirtingų defektų poveikius į dinaminės sistemos modelį ir apskaičiuojant jos reakciją $\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, galima nustatyti funkcinius ryšius tarp tam tikrų vibroakustinių charakteristikų $\{u_1, u_2, \dots, u_m\}$ ir juos įtakojančių defektų požymių. Tokiu būdu diagnostinių požymių identifikavimo kelias yra pavaizduotas 2.3 pav. pateiktoje diagramoje.



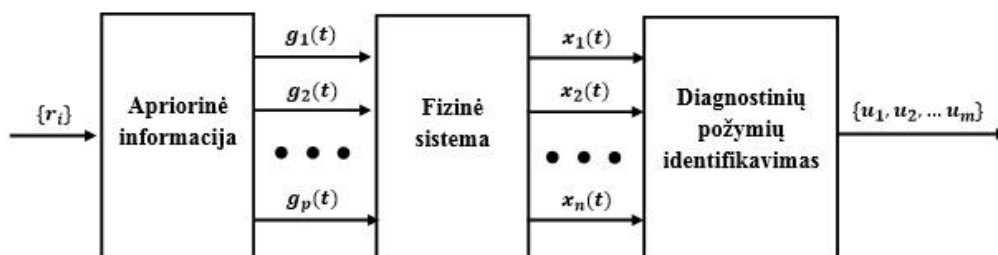
2.3 pav. Diagnostinių požymių identifikavimo kelias naudojant matematinio modeliavimo metodus

Šio modeliavimo metodo privalumas yra tas, kad nagrinėjamam objektui nesuteikiamas joks žalingas poveikis, galima imituoti bet kokių įrenginių techninės būklės parametrų rinkinių kiekį be papildomų sąnaudų. Taip pat naudojant matematišką techninę būklę nusakančios vibroakustinės aplinkos modeliavimą galima greitai be sunkumų simuliuoti skirtingus elementų defektų tipus, nepriklausomai nuo jų geometrijos keitimo krypties. Tačiau, nors toks modeliavimo metodas yra žymiai lengviau įgyvendinamas nei fizinis, jo imituojama vibroakustinė aplinka nepilnai reprezentuos tikrojo gedimo situacijos. Tai atsitinka dėl to, kad kuriant mechaninės sistemos dinaminį modelį, yra padaroma daugybė supaprastinimų bei priimama įvairių prielaidų. Todėl yra prarandamas didelis kiekis informacijos apie realų objektą kuri sąlygoja tam tikrus įrenginio ypatumus bei unikalumą. Ankstesniuose tyrimuose šis metodas buvo pritaikytas metalo tekinimo staklių vibroakustinės aplinkos modeliavimui esant skirtingiems suklio guolių mazgo defektams. Rezultatai parodė, kad ištiktųjų, šis metodas yra pranašesnis nei pastarasis savo realizavimo sąnaudų atžvilgiu, tačiau nusileidžia vibroakustinės aplinkos imitavimo kokybe bei neužtikrina tinkamo atitikimo realioms techninėms būklėms, kad jį galima būtų naudoti staklių diagnostikos ir monitoringo sistemos kūrimui.

2.1.3 Pusiau natūrinio defektų imitavimo principas

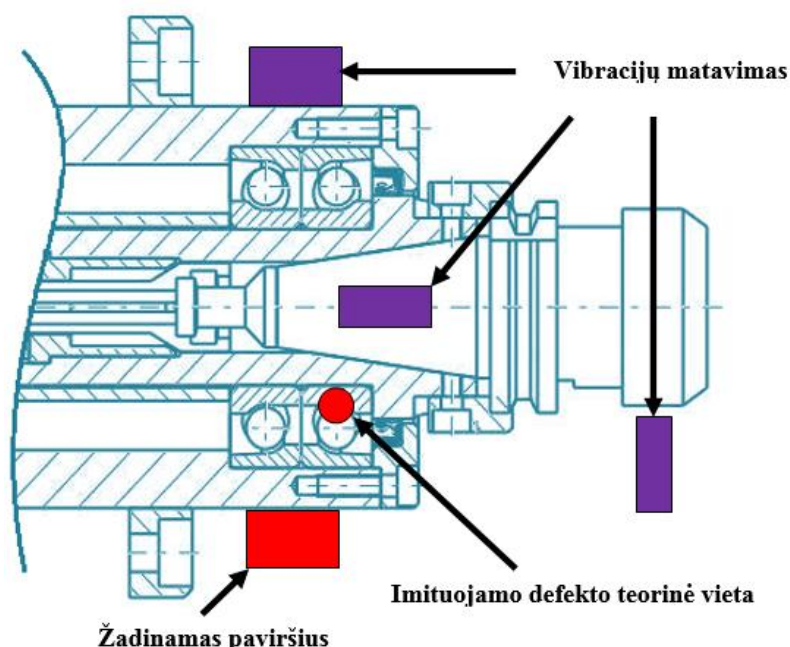
Kaip jau buvo minėta, remiantis eksperimentiniais tyrimais yra nustatyta, kad vien tik analitiškai aprašyto staklių suklio guolių mazgo generuojamo vibroakustinio signalo modelio atitikimas fiziškam objekto modeliui yra nepakankamas. Tai yra, būtina įvertinti staklių mazgo mechaninės sistemos poveikį, vibraciniam signalui sklindant nuo jo žadinimo vietos iki matavimo įrenginio, konstrukcijos geometrijos nuokrypius bei momentinius įvairių trikdžių ir analitiškai neįvertinamų poveikių įtakas. Šias problemas galima išspręsti panaudojant pusiau-natūrinį (semi-natural/hardware in the loop) įrenginio vibroakustinės aplinkos modeliavimo metodą. Šis modeliavimo metodas apjungia fiziško modeliavimo atitikimą realiai situacijai ir matematiško modeliavimo metodo realizavimo paprastumą, lankstumą bei greitaveiką. Diagnostinių požymių identifikavimo kelias naudojant šį metodą yra pavaizduotas 2.4 pav. diagramoje. Turėdami apriorinę informaciją iš anksčiau atliktų tyrimų apie suklio elementų defektų r_i poveikius $\{g_1, g_2, \dots, g_p\}$ į mechaninę sistemą, jie yra įvedami mechaniškai. Toliau fizinė sistema pati transformuoja imituojamą

defektų poveikį i atitinkamas reakcijas $\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, kurios yra matuojamas diagnostiniams požymiams $\{u_1, u_2, \dots, u_m\}$ nustatyti.



2.4 pav. Diagnostinių požymių identifikavimo kelias naudojant pusiau-natūrinio modeliavimo metodą

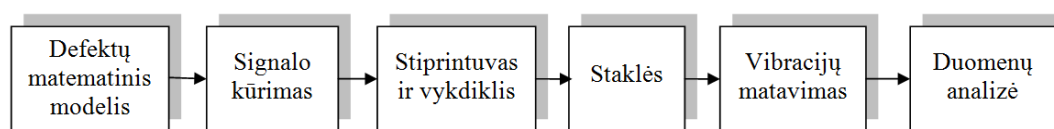
Praktiškai, neardant nagrinėjamų staklių, šį metodą siūloma pritaikyti suklio guolių mazgo defektų imitavimui žadinant guolių defektus imituojančias vibracijas arčiausiai teorinės šių defektų vietos esančiame paviršiuje (2.5 pav.). Nors žadinamas paviršius nėra sutapatinamas su tikslia defekto poveikio vieta, kadangi jų veikimo taškus jungia trumpa didelio tamprumo jungtis, skirtumas tarp jų yra nežymus. Esant minkštesnei jungčiai arba papildomiems jungties elementams, poveikių skirtumą galima įvertinti kaip paprastą linijinį slopinimą. Tokiu būdu tikėtina, kad diagnostikai matuojamas signalas bus adekvatus realaus defekto poveikiui. Defektus imituojantis poveikis būtų žadinamas naudojant specialiai sukonstruotą įrenginį su atitinkamai parinktu vibracijų vykdikliu.



2.5 pav. Pusiau natūrinio vibracijų imitavimo schema

Tokiu būdu, atliekant diagnostinius suklio vibroakustinės aplinkos charakteristikų matavimus būtų gaunamos duomenys atitinkantys stakles su esamu arba besivystančiu guolių mazgo gedimu.

Pilnas duomenų formavimo proceso schema yra pavaizduota 2.6 pav. Pateiktoje schemoje kiekvienas blokas iš esmės atitinka kuriamos suklio defektų imitavimo sistemos sudarančiąsias dalis. Defektų matematinis modelis – tai yra programa, kurioje būtų pasirenkamas imituojamo defekto tipas, geometrija, išsivystymas bei padėtis. Signalo kūrimą atitinka kompiuterinė įranga atliekanti defekto poveikio skaitmeninį signalo generavimą pagal nustatytus parametrus bei konvertavimą į analoginį elektrinį signalą. Šis elektrinis signalas sustiprinamas yra paduodamas į parinkto vykdyklio valdymo įėjimą, kuris konvertuoja elektrinę energiją į mechaninį poveikį žadinamam paviršiui staklėse. Suteiktas poveikis generuoja tamprias akustines bangas staklių konstrukcijoje, kurios susimaišo su bendra įrenginio vibroakustine aplinka. Šios vibroakustinės aplinkos parametrai, o konkrečiau vibracinis pagreitis yra matuojamas specialia vibracijų matavimo įranga ir analizuojamas siekiant nustatyti tam tikrus diagnostinius rodiklius.



2.6 pav. Sugedusias stakles imituojančių duomenų formavimo proceso schema

Šiame etape jau yra atlikti suklio vibroakustinių signalų modeliavimo tyrimai [14], tačiau minėtas pusiau – natūrinis defektų imitavimo metodas yra tik savo pradinėje vystymosi stadijoje. Norėdami sukurti įgyvendinimui tinkamą metodiką, būtina išspręsti kelis techninius klausimus, be kurių tolimesnė veikla būtų beprasmiška.

Pagrindinė kliūtis šiuo metu yra mechaninių vibracijų sužadinimas imituojamo defekto vietos arčiausiame korpuso paviršiuje. Tikslas reikalauja parinkti tokį vykdymo įrenginį, kuris leistų sužadinti stambaus kūno (šiuo atveju metalo apdirbimo staklių suklio) mechanines vibracijas plačiame dažnių diapazone. Taip pat, vykdymo įrenginio galingumas turi būti pakankamas, kad poveikis būtų fiksuojamas matavimo aparatūra esant staklių darbiniam režimui. Sekantis klausimas yra: koks turi būti į vykdymo įrenginį maitinamas signalas, kad bendras poveikis į diagnozuojamą sistemą atitiktų tam tikrus guolio struktūros defektus. Norėdami atsakyti į šiuos klausimus, būtina detaliai išanalizuoti galimus diagnostinius duomenis atitinkančius tam tikras sistemos būsenas ir nustatyti kokybinius ryšius tarp jų.

2.2 Guolių defektų poveikio modeliavimas

Pagrindinis technologinių sistemų vibroakustinės diagnostikos tikslas – sudaryti žodyną, kuris sietu tam tikrus diagnostinius požymius su charakteringais diagnostinio objekto gedimais. Kaip buvo minėta, objekto dinaminis modelis nėra labai tikslus ir tik kai kuriais atvejais leidžia nustatyti kiekybinius ryšius tarp mechanizmo defektų ir vibroakustinių procesų savybių pokyčių. Dažniausiai tai

galioja tik virpesiams žemų dažnių srityje iki 300 Hz [8]. Tam, kad „išjudinti“ mechanizmą ir priversti jį virpėti savo pirmosiomis formomis, reikalingas labai didelės galios žadinimo šaltinis. Tokių galingų žadinimo energijos šaltinių vaidmenį gali atlikti tik labai grubūs defektai, prie kurių pirmiausiai yra skaitomi rotorių pusiausvyros sutrikimai, kurie yra pastebimi būtent žemų dažnių srityje. Tokiu būdu tereikia tik susieti disbalanso vertę su virpesių amplitude rotoriaus sukimosi dažnyje.

Visai kitas reikalas yra prognozuoti vibroakustinio lauko kitimo charakterį esant defektams, turintiems mažą vibracinį aktyvumą arba sunkiai modeliuojamiems dinamiškai. Prie tokių defektų, turinčių poveikį vidutinių dažnių srityje (nuo 1-2 kHz iki 10-20 kHz) yra priskiriami visi kontaktuojančių paviršių defektai, defektai atsiradusieji dėl korozijos ir erozijos bei įtrūkimai ir įbrėžimai mechanizmo konstrukcijoje. Tokių, pagrinde eksploatacijos defektų poveikio į mechanizmo procesus vienareikšmiškumo trūkumas, mažas techninės būklės parametrų pokytis ankstyvoje jų vystymosi stadijoje neleidžia ne tik gauti kiekybinius, bet dažnai ir kiekybinius ryšius su vibroakustinėmis charakteristikomis, naudojant dinامينius modelius. Todėl būtent tokiems mechanizmo mazgų defektams yra tikslinga kurti imitacinius diagnostinius modelius.

2.2.1 Impulsinis defektų poveikio modelis

Paprastai defektai gali būti modeliuojami kaip vibracijas žadinančios jėgos poveikis arba konstrukcijos parametrų (dažniausiai tamprumo) pokytis. Cikliška veikiančiose mašinose plačiausiai yra naudojamas pirmasis modeliavimo būdas, kai defektas yra išivaizduojamas kaip periodinis jėgos poveikis, žadinantis mechaninės sistemos vibraciją. Tokius periodinius jėgos poveikius yra labai patogų aprašyti poli-harmoniniais arba kvazi-poli-harmoniniais osciliuojančių procesų modeliais. Jie leidžia gauti bendrą supratimą apie dažninį defekto poveikio signalo sudėtį, tačiau mažai sako apie poli-harmoninių svyravimų žadinimo priežastis bei spektrinių amplitudžių santykius dažniuose, kartotiniuose pagrindiniam žadinimo dažniui. Šią informaciją gali suteikti modelis, pagrįstas virpesių žadinimo procesų išivaizdavimu kaip tam tikros formos periodinių impulsų eilės ciklinio darbo tipo mechanizmuose. Toks modelis yra pakankamai universalus, nes jis leidžia nagrinėti virpesių žadinimo procesus kaip stūmokliniuose smūginio poveikio mechanizmuose taip ir rotoriniuose mechanizmuose krumplinio sukibimo tipo, turbinose, ventiliatoriuose, cirkuliacijos bei išcentrinuose siurbliuose. Taip pat šis modelis yra tinkamas virpesių žadinimo procesų aprašymui ir slydimo bei riedėjimo guoliuose.

Guolių paskirtis mechanizmuose yra atlaikyti veleno apkrovas, todėl daugumoje atvejų guolio riedėjimo kūną veiks kažkokios reakcijos jėgos. Veikdami šių apkrovų, guolio riedėjimo kūnai kontaktuojant su defektu esančių vidinio arba išorinio žiedo takelyje sužadina jėgos smūgį į mechaninės sistemos konstrukciją. Kaip matome, toks poveikis iš prigimties yra impulsinis, todėl tikslinga jį modeliuoti naudojant impulsinį modelį. Beje, daugumoje atvejų, poli-harmoniniai virpesiai yra to pačio impulsinio žadinimo padarinys greitaigėse mašinose ir mechanizmuose.

Pažymėję atskirą impulsą aprašančią funkciją $f(t)$, galime matematinėje formoje užrašyti periodinę impulsų seką:

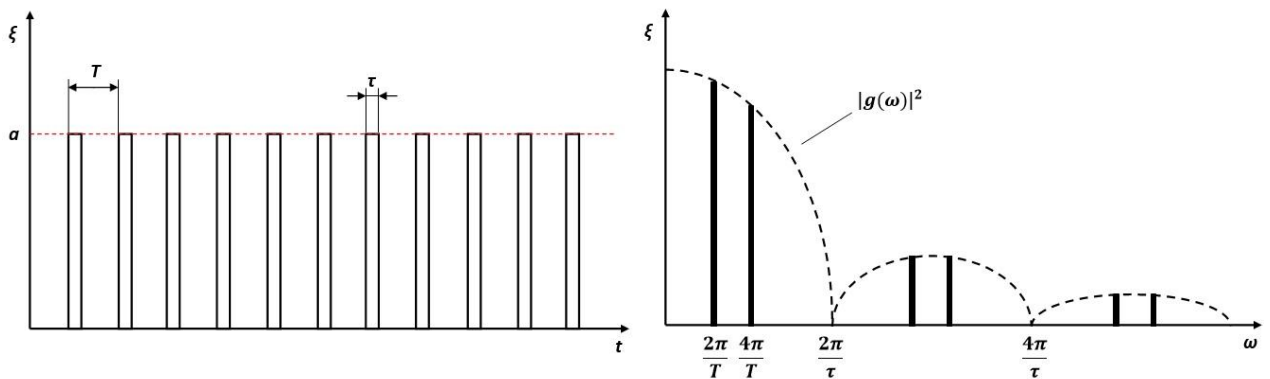
$$\xi(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} f(t - t_k), \quad (2.10)$$

kur $t_k = kT + t_0$, o $k \in Z$.

Funkcija $\xi(t)$ gali būti kaip determinuota taip ir atsitiktinė. Be to atsitiktiniais gali būti sekos impulsų amplitudė, trukmė bei pasirodymo laikas (fazė). Tarpusavyje nepriklausomų stacionarių a , trukmės τ ir taktiniu intervalu T impulsų sekos galios spektrinį tankis (2.7 pav.) yra paskaičiuojamas pagal sekančią formulę:

$$S(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} M\{F_T(i\omega)^2\} = \frac{2}{T} \tau \frac{\sin 0.5\omega\tau}{0.5\omega\tau} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{4\pi\alpha^2}{T} \delta\left(\omega - \frac{2\pi n}{T}\right), \quad (2.11)$$

kur $F_T(i\omega) = \int_{-T/2}^{T/2} \xi(t) e^{-i\omega t} dt$ – impulsinio proceso $\xi(t)$ spektrinė funkcija intervale $(-T/2; T/2)$ pradinio taško atžvilgiu; M – matematinio laukimo operacija; $g(\omega\tau) = \tau \frac{\sin 0.5\omega\tau}{0.5\omega\tau}$ yra vieno stačiakampio impulso spektro funkcija ir aprašo jo spektro gaubtinės formą; $\delta\left(\omega - \frac{2\pi n}{T}\right)$ yra vienetinio impulso (delta) funkcija, kuri įgyja vieneto reikšmę $\omega = 2\pi n/T$ taškuose ir nulinę reikšmę kitose.



2.7 pav. Periodinės stačiakampio formos impulsų funkcijos laiko (iš kairės) ir dažnio (iš dešinės) charakteristikos

Dirbančiajame mechanizme priklausomai nuo jame realizuojamo fizinio proceso pobūdžio, galimi įvairūs impulsų sekos nukrypimai. Šiuos nukrypimus galima charakterizuoti, kaip impulsų amplitudės, trukmės arba jų pasirodymo momentų moduliaciją.

Funkcionuojant mechaniniams įrenginiams, kuriuose grandžių sąveika yra nusakoma mechanizmo kinetika dažnai turi vietos amplitudinę moduliaciją. Ji pasireiškia dėl parametrinio žadinimo arba elementų sąveikos jėgos variacija kažkokiose ribose. Riedėjimo guoliuose yra stebima viena arba abi amplitudinės moduliacijos priežastys priklausomai nuo defekto vietos ir pobūdžio.

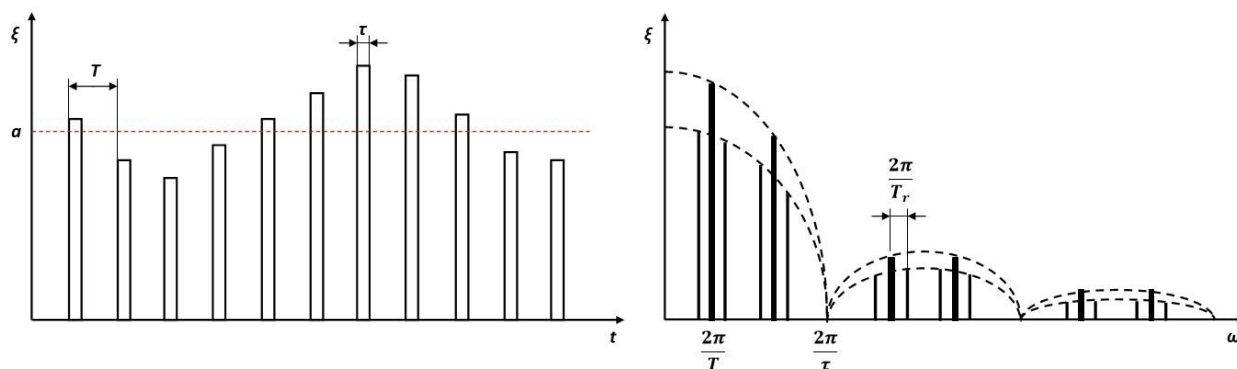
Dauguma šių priežasčių atsiranda dėl įrenginyje vykstančių kvazi-determinuotų procesų, kurie bendrai turi sekančią išraišką:

$$v(t) = \sum_{q=1}^l y_q(t - qT_r), \quad (2.12)$$

čia y_q yra moduliacijos dėsnis; T_r yra žemo dažnio defektų patekimo į kontakto zoną proceso periodas, lygus rotoriaus veleno sukimosi periodui ($T_r \gg T$). Tokiu būdu, vibroakustinio proceso energijos tankio spektrą galima užrašyti kaip:

$$S(\omega) = \frac{4\pi a^4}{T^2} g(\omega\tau)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi n}{T}\right) + \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{q=1}^l \sigma_q^2 \delta\left(\omega - \frac{2\pi n}{T} \pm \frac{2\pi q}{T_r}\right), \quad (2.13)$$

kur T – intervalas tarp impulsų; $g(\omega\tau)^2$ yra užduotos formos vieno impulso energijos spektras; σ^2 yra dispersija. Čia pirmasis išraiškos narys charakterizuoja virpesių spektrą nesant amplitudinei moduliacijai, o antras – esant periodiškai veikiančių riedėjimo guolių defektų ir judančių elementų kontaktui. Tokio spektro pavyzdys yra pateiktas 2.8 pav. Pagrindinių dažnių, esančių $2\pi/T$ taškuose aplinkoje yra stebimos kombinuotųjų dažnių dedamosios atitolusios nuo pagrindinių $q2\pi/T_r$ verte, kur $q \in Z$.



2.8 pav. Periodinės stačiakampio formos impulsų funkcijos esant impulsų amplitudinei moduliacijai laiko (iš kairės) ir dažnio (iš dešinės) charakteristikos

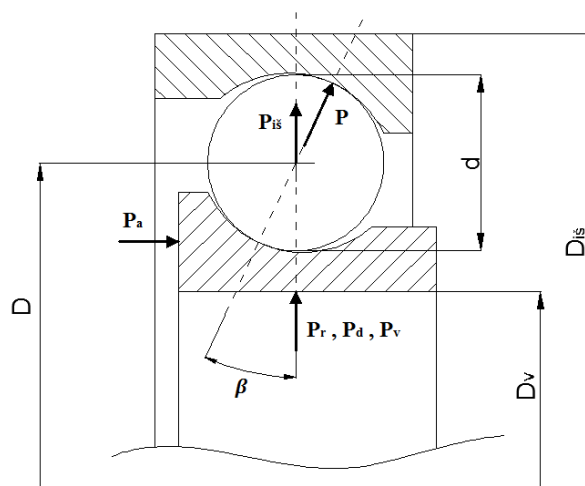
Paprastai, guolių defektų generuojami poveikio jėgos impulsai turi tiesinę priklausomybę nuo momentinės apkrovos. Aprašyti impulsiniai poveikiai atsiranda tais momentais, kai reliatyviai judančių konstrukcijos elementų kontaktavimo taškas patenka į defektu aprėptą zoną. Tokiu būdu, mechanizmo konstrukcijos vibraciją ir skleidžiamą akustinį lauką žadinančių jėgos impulsų amplitudė, tiesiogiai priklausys nuo tuo momentu kontakto vietoje veikiančios efektyviosios apkrovos (reakcijos jėgos) vertės. Kadangi ši apkrova yra nepastovi laiko ir kampinės padėties atžvilgiu, priklausomai nuo defekto tipo ir padėties atitinkamai atsiras tam tikrą amplitudinė impulsinio poveikio moduliacija. Kai

kuriais atvejais, moduliacija gali būti ir aukštesnės eilės. Todėl norėdami sumodeliuoti realistinį defektą imituojanti impulsinį modelį, yra tikslinga nustatyti kokios apkrovos veikia suklio guolių mazgo atramose ir kokie yra jų poveikių dėsningumai.

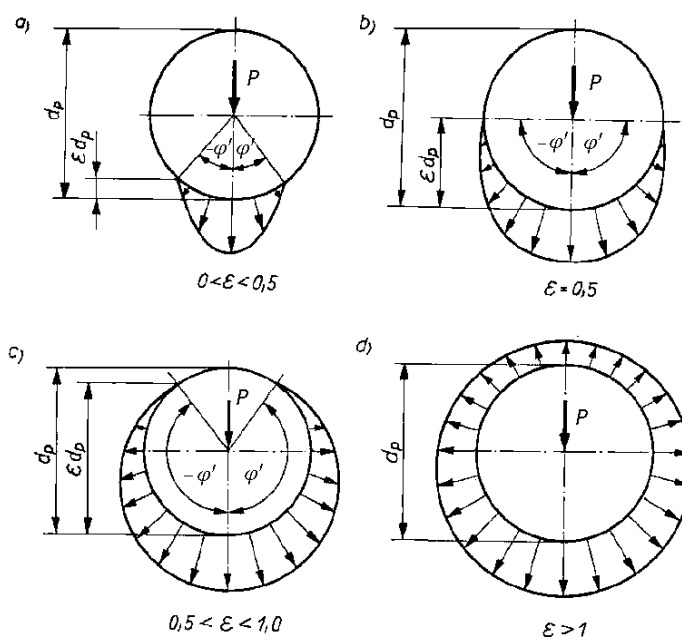
2.2.2 Defekto paviršiaus kontakto vietoje veikiančios apkrovos

Defektu žadinamo poveikio dydis labiausiai priklauso nuo defekto paviršiaus ir juo riedančio elemento kontakto metu perduodamos apkrovos P kontaktavimo taške.

Staklių darbo režimo metu guolio defekto vietoje veikiančią apkrovą P galima išskaidyti į sekančias dedamąsias (2.9 pav.):



2.9 pav. Guolių veikiančios apkrovos



2.10 pav. Apkrovos pasiskirstymas guolyje [14]

1. Ašinę apkrovą P_a , kurią sudaro guolių pradinė ašinė įvarža. Ši apkrova tolygiai veikia visus guolio elementus ir yra apskaičiuojama kaip:

$$P_a = \frac{P_A}{2Z} \sin 2\beta \quad (2.14)$$

čia P_A yra pilnoji ašinė jėga.

2. Radialinę apkrovą P_r , kurią sudaro suklio veleno lenkimo momentas veikiantis įrankio pjovimo metu. Ši apkrova veikdama viena radialine kryptimi yra perduodama nuo vieno žiedo kitam per guolio riedėjimo elementus. Dėl guolio konstrukcijoje esamos užlaidos ir riedėjimo kūnų Hertzo kontaktinių deformacijų, radialinė apkrova pasiskirsto netolygiai (2.10 pav.). Šis pasiskirstymas yra įvertinamas apkrovos pasiskirstymo koeficientu ε , kuris riedėjimo guoliams dažniausiai yra tarp 0 ir 0,5 ir randamas pagal formulę [13]:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{e}{2\delta_{max}} \right), \quad (2.15)$$

čia e yra užlaida tarp guolio žiedų ir riedėjimo kūnų; δ_{max} - didžiausias nuokrypis apkrovos veikimo kryptimi. Priklausomai nuo to, kuriame guolio žiede yra defektas radialinė apkrova gali būti pastovi ir kintama. Esant defektui ant išorinio žiedo paviršiaus, nagrinėjama apkrova yra stacionari ir veikia viena kryptimi, todėl jos vertę žiedo paviršiaus taške esamo padėties kampų φ galima apskaičiuoti pagal formulę [15]:

$$P_r \varphi = \begin{cases} P_{rmax} \left(1 - \frac{1 - \cos \varphi}{2\varepsilon} \right)^n, & \text{kai } -\varphi' < \varphi < \varphi' \\ 0, & \text{kitaip} \end{cases} \quad (2.16)$$

Kai defektas yra vidinio guolio žiedo paviršiuje, jėgos kryptis reliatyviai suksis apie žiedo centrą ir jos vertę žiedo paviršiaus taške esamo padėties kampų φ laiko momentu t galima apskaičiuoti pagal formulę:

$$P_r \varphi, t = \begin{cases} P_{rmax} \left(1 - \frac{1 - \cos(\varphi + \omega_r t)}{2\varepsilon} \right)^n, & \text{kai } -\varphi' < \varphi + \omega_r t < \varphi' \\ 0, & \text{kitaip} \end{cases}, \quad (2.17)$$

čia P_{rmax} – yra maksimali apkrovos vertė veikianti padėties kampų $\varphi_0 = 0^\circ$; φ' - apkrovos pasiskirstymo kampas (laikoma, kad $\varphi' = 90^\circ$); ω_r - rotoriaus kampinis sukimosi greitis; n – koeficientas įvertinantis guolio riedėjimo kūnus ($n = \frac{3}{2}$ rutuliniams guoliams ir $n = \frac{10}{9}$ ritininiams guoliams).

3. Disbalanso jėgą P_d , atsirandančią esant suklio arba laikomo ruošinio disbalansui. Ši apkrova veikia panašiai kaip ir radialinė. Esant defektui ant išorinio žiedo paviršiaus, apkrova veikimo taške yra nestacionari ir jos kryptis sukasi reliatyviai išorinio žiedo centro atžvilgiu. Tokiu atveju, disbalanso apkrova veikianti žiedo paviršiaus taške esamo padėties kampų φ laiko momentu t apskaičiuojama pagal formulę:

$$P_d \varphi, t = \begin{cases} P_{d \max} \left(1 - \frac{1 - \cos(\varphi + \omega_r t)}{2\varepsilon} \right)^n, & \text{kai } -\varphi' < \varphi + \omega_r t < \varphi', \\ 0, & \text{kitaip} \end{cases} \quad (2.18)$$

čia $P_{d \max}$ – yra maksimali apkrovos vertė veikianti padėties kampų $\varphi_0 = 0^\circ$. Kai defektas yra vidinio guolio žiedo paviršiuje, disbalanso apkrovos kryptis suksis kartu su juo, todėl jos vertę žiedo paviršiaus taške esamo padėties kampų φ galima apskaičiuoti pagal formulę:

$$P_d \varphi = \begin{cases} P_{d \max} \left(1 - \frac{1 - \cos \varphi}{2\varepsilon} \right)^n, & \text{kai } -\varphi' < \varphi < \varphi' \\ 0, & \text{kitaip} \end{cases} \quad (2.19)$$

Maksimalias apkrovų vertes $P_r \max$ ir $P_d \max$ galima aproksimuoti pagal formulę [15]:

$$P_{x \max} = \frac{5P_x}{Z} \cos \beta, \quad (2.20)$$

čia P_x – pilnutinė apkrova.

4. Guolio riedėjimo kūnų išcentrinę jėgą. Ją galima apskaičiuoti pagal formulę:

a) rutuliniam guoliui

$$P_{i\grave{s}} = \frac{\pi d^3 D}{12} \rho_r \omega_s^2 \quad (2.21)$$

b) ritiniam guoliui

$$P_{i\grave{s}} = \frac{\pi d^2 b D}{8} \rho_r \omega_s^2, \quad (2.22)$$

čia ρ_r yra riedėjimo kūno medžiagos tankis; ω_s – separatoriaus kampinis sukimosi greitis; b – ritinio ilgis.

5. Darbo proceso metu keliamų vibracijų sukuriama apkrova P_v . Ši apkrova priklauso nuo darbo proceso parametru, tokiu kaip: pastūmos greitis, ruošinio kietumas, geometrinė forma, drožlės plotis ir t.t. Kadangi ją tiksliai įvertinti neįmanoma, šią apkrova galima pakeisti tolygiai pasiskirstytu atsitiktiniu signalu. Taip pat ši apkrova atspindi ir suklio pavaros generuojamų vibracijų bei kitų

triukšmų įtaką. Tokiu būdu įvertinus ir sudėję visas anksčiau išvardintas apkrovos dedamąsias yra gaunama suminę apkrovą veikiančia žiedo padėties taške φ laiko momentu t :

$$P(\varphi, t) = P_a + P_r + P_d + P_{i\ddot{s}} + P_v \quad (2.23)$$

Kadangi kuriamoje guolių defektų imitavimo sistemoje planuojama integruoti rankinio valdymo signalo stiprinimo reguliavimo grandį, bendrąją imituojamo poveikio galią galima bus laisvai reguliuoti tam tikrose ribose. Todėl viršuje aprašytas efektyvios jėgos veikiančios imituojamo defekto poveikio sudarymo metu, bus naudojama apskaičiuojant tik apytikslį impulsinio imitavimo signalo amplitudės moduliacijos gylį, eilę ir pobūdį.

3. IMITACINĖS SISTEMOS PROTOTIPO PROJEKTAVIMAS

3.1 Reikalavimų imitacinei sistemai nustatymas

Antrajame skyriuje yra pateiktas matematinis guolio defekto žadinamo poveikio modelis. Sekantis darbo žingsnis būtų, naudojant pateiktą modelį sugeneruoti tam tikrų defektų imitacijos signalus ir įvesti juos į mechaninę nagrinėjamo įrenginio konstrukciją, tokiu būdu imituojant realią suklio guolio mazgo atskirų defektų generuojamą vibroakustinę aplinką. Imituojamų defektų poveikių įvedimui būtina suprojektuoti ir sukonstruoti vykdančiąją imitacinės sistemos dalį, kuri pagal matematinio modelio užduotą valdymo signalą realizuotų defektų poveikio imitavimą mechaninėje sistemoje. Tam padaryti, būtina atlikti preliminarinius techninio objekto ir jame galimų defektų tyrimus. Tai leistų tinkamai nustatyti kuriamos imitacinės sistemos reikalavimus bei konstrukcinius parametrus kurie užtikrintų jos imitavimo adekvatumą ir autentiškumą lyginant su fizišku defektų modeliavimu.

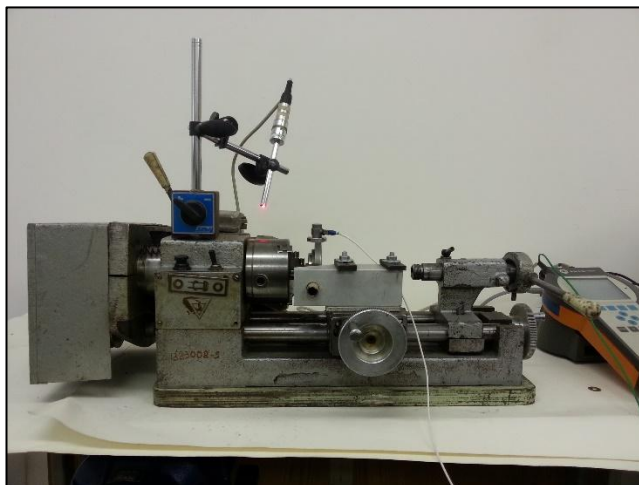
3.1.1 Techninis objektas ir jo guolių mazgo defektų fizinis modeliavimas

Prieš kalbant toliau apie pačią imitacinę sistemą, iš pradžių būtina apibrėžti patį tiriamąjį objektą, kuris bus nagrinėjamas šiame darbe. Konkretus techninis objektas yra pasirenkamas dėl to, kad šiuo metu kuriama defektų imitacinė sistema yra tik prototipo kūrimo stadijoje ir bendrosios sistemos kūrimas gali prasidėti tik po prototipo aprobavimo ir pačios siūlomos pusiau-natūrinio defektų vibroakustinio lauko imitavimo metodikos tinkamumo užtikrinimo. Kaip anksčiau buvo minėta, pagrindinis dėmesys yra skiriamas programinio valdymo metalo apdirbimo staklių suklio mazgui. Tačiau dėl didelės įrangos kainos ir riboto prieinamumo buvo siekiama kitų alternatyvų. Pagrindiniai reikalavimai tyrimo objektui šiame darbe yra:

- Techninis objektas turi būti rotorinės sistemos tipo;
- Galimybė lengvai keisti pagrindinio rotoriaus mazgo guolius;
- Techninis objektas turi būti mažų gabaritų ir nebrangus siekiant sumažinti gedimų riziką;
- Galimybė radialinio rotoriaus apkrovimo;
- Laisva prieiga prie guolių mazgo ir jo konstrukcijos atvirumas.

Tinkamo objektų, kuris atitinka daugumą iškeltų reikalavimų galėtų būti stalinės tekinimo staklės TY2 12-111-75 pavaizduotos 3.1 pav. Šios staklės jau buvo naudojamos ankstesniuose tyrimuose ir pasižymėjo savo paprastumu, patogumu bei prieinamumu tiriant įvairių defektų poveikius įrenginio mechaninei sistemai [14]. Tačiau prieinamumas prie staklių suklio guolių mazgo yra gana sudėtingas. Šiai kliūčiai apeiti buvo sukurtas specialus guolio laikiklis (3.2 pav.), imituojantis pagrindinio rotoriaus guolių mazgą. Jo pagalba, guolis gali būti lengvai keičiamas ir apkraunamas

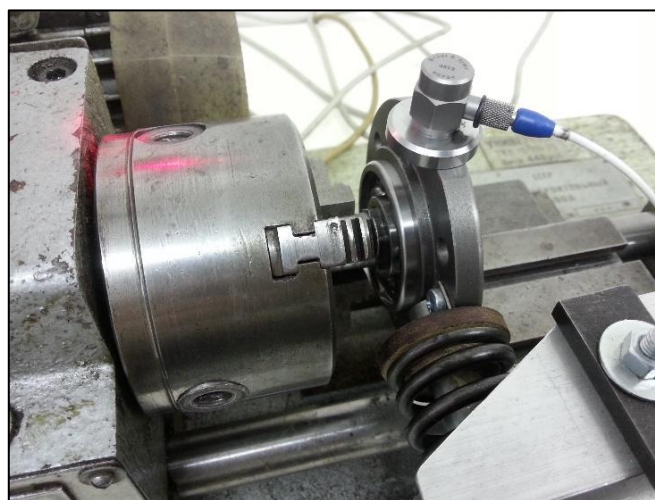
radialine kryptimi (galimas ir ašinis apkrovimas, tačiau šiame darbe jis nėra naudojamas). Sukurtas laikiklis su tiriamo guolio pavyzdžių sumontuoti eksperimentiniame stende yra pavaizduoti 3.3 pav. Ruošinys, įtaisytas tekimo staklių kamštelyje šiuo atveju imituoja suklio veleną, specialus guolių laikiklis imituoja guolių mazgo movą/korpusą, o spyruoklė sukuria statinę apkrovą imituodama darbo proceso metu veleną veikiančias stacionarias jėgas.



3.1 pav. Stalinių tekimo staklių TY2 12-111-75 vaizdas tyrimo stende



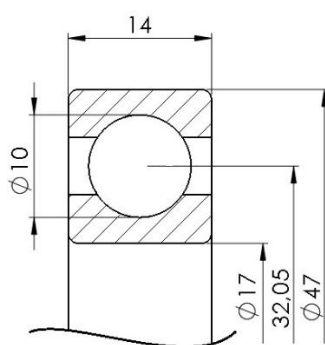
3.2 pav. Sukurto specialaus laikiklio ir kelių 6303 tipo guolių vaizdas



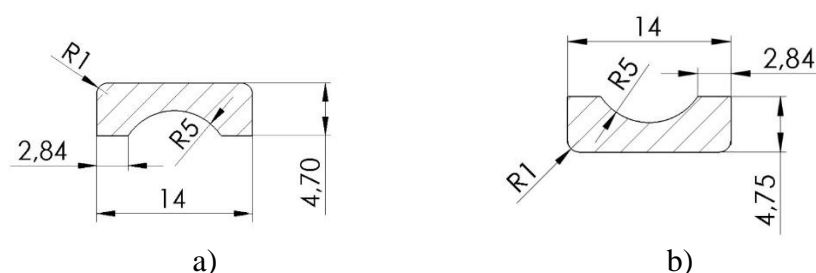
3.3 pav. Laikiklis su tiriamo guolio pavyzdžių sumontuotų eksperimentiniame stende vaizdas

Tyrimams atlikti ir imitacinės sistemos aprobavimui buvo pasirinktas radialinis rutulinis guolis 6303 serijos. Šis guolio modelis yra lengvai prieinamas ir pigus kas įgalino fiziškai sumodeliuoti didesnę guolių mazgo defektų įvairovę bei palyginti kai kurių defektų parametrų bei tipo įtaką į generuojamą vibroakustinį lauką. Pasirinkto guolio elementų geometriniai matmenys, jų fizikiniai parametrai bei žiedų skerspjūvių inercijos momentai buvo nustatyti iš gamintojų pateikto 3D modelio [16] naudojant Solidworks programinį paketą. 3.4 ir 3.5 pav. pavaizduoti 6303 guolio

eskiziniai brėžiniai, o 3.1 lentelėje pateikti pagrindiniai guolio parametrai įtakoję generuojamą impulsinį žadinimo poveikį esant tam arba kitam konstrukcijos pažeidimui.



3.4 pav. 6303 guolio pagrindiniai matmenys



3.5 pav. 6303 guolio žiedų skerspjūvių matmenys: a) išorinio žiedo; b) vidinio žiedo

Sudėtinga užduotis šiame tyrimų etape buvo fizikinių defektų įvedimas į guolių konstrukciją. Siekiant užtikrinti atraminių jėgų atlaikymą, ilgaamžiškumą bei mažiausiai įmanomus galios nuostolius dėl trinties, guolių elementai yra gaminami iš specialaus padidinto kietumo plieno. Todėl mechaniškai sugadinti guolio konstrukcijos elementus įprastais įrankiais nėra taip paprasta. Be to tiriamojo darbo užduotis reikalauja tam tikro defektų įvedimo tikslumo. Tai yra įvedamas į guolio mechaninę konstrukciją defektas turi būti tam tikros pasirinktos geometrinės formos bei tiksliai įvestas reikiamoje vietoje. Taip pat yra svarbu, kad mechaninio poveikio metu nebūtų sugadinti ar pažeisti kiti guolio konstrukcijos elementai, kurie esamame fiziškajame modelyje turėtų būti sveiki.

Šiai užduočiai atlikti buvo naudojama specialiai paruošta įranga, kurią įskaito specialus rankinis gręžimo prietaisas, plačiai naudojamas gydytojų odontologų, su deimantinės dangos grąžtais. Siekiant užtikrinti defektų įvedimo tikslumą, procesas buvo atliekamas po mikroskopu, kuriuos naudoja dantų technikai. Prieš defektų įvedimą, kiekvienas guolis turėjo būti paruoštas. Iš pradžių buvo nuimami apsauginiai sandarumo žiedai apsaugantys guolio judančias dalis nuo užteršimų ir smulkių dalelių iš aplinkos. Esamas gamyklinis tepalas buvo pašalinamas naudojant įprastą dažų bei tepalo skiediklį „White Spirit“. Po tam tikro defekto įvedimo, guolis buvo kruopščiai praplaunamas ir iš naujo sutepamas tepimo pasta.

3.1 lentelė. 6303 guolio parametrai

Parametras	Vertė
Išorinis skersmuo D_i	47 mm
Vidinis skersmuo D_v	17 mm
Vidutinis (separatoriaus) skersmuo D	32 mm
Riedėjimo kūno skersmuo d , mm	10 mm
Kontakto kampas β	0°
Riedėjimo kūnų skaičius Z	7
Spindulys iki išorinio žiedo neutralios ašies r_{ni}	22.5 mm
Spindulys iki vidinio žiedo neutralios ašies r_{nv}	19 mm
Išorinio žiedo skerspjūvio inercijos momentas apie neutralią ašį I_i	75 mm ⁴
Vidinio žiedo skerspjūvio inercijos momentas apie neutralią ašį I_v	75 mm ⁴
Guolio elementų medžiagos tankis ρ	7800 kg/m ³
Guolio elementų medžiagos tamprumo modulis E	200 N/mm ²
Išorinio žiedo masė m_i	72 g
Vidinio žiedo masė m_v	24 g
Riedėjimo kūno masė m_r	22 g

Iš viso, fiziškai buvo sumodeliuoti dešimt defektų variantai. Visų defektų variantų geometriniai parametrai bei tipas yra pateikti 3.2 lentelėje. Taip pat, vienas guolis buvo paliktas nepažeistas, kuris vaidino etalono vaidmenį ir buvo naudojamas imitatoriaus veikimo bandymuose.

3.2 lentelė. Fiziškai sumodeliuoti guolių defektai

Guolio Nr.	Defekto vieta	Defekto geometriniai parametrai	
		Defekto ilgis išilgai takelio	Defekto gylis
0	-	Sveikas guolis (etalonas)	-
1	Išorinio žiedo takelis	1 mm ilgio vietinis defektas	1,5 mm
2		2 mm ilgio vietinis defektas	0,5 mm
3		4 mm ilgio vietinis defektas	2,0 mm
4		8 mm ilgio vietinis defektas	1,0 mm
5		du 4 mm ilgio vietiniai defektai išdėstyti 52° kampu	1,0 mm
6	Vidinio žiedo takelis	1 mm ilgio vietinis defektas	1,5 mm
7		2 mm ilgio vietinis defektas	0,5 mm
8		4 mm ilgio vietinis defektas	2,0 mm
9		8 mm ilgio vietinis defektas	1,0 mm
10		du 4 mm ilgio vietiniai defektai išdėstyti 52° kampu	1,0 mm

Kiekvienas 3.2 lentelėje pateiktas guolis buvo įtaisytas į paruoštą specialų laikiklį/movą, po ko buvo atliekami staklių guolių mazgo vibracinės aplinkos parametru matavimai.

3.1.2 *Staklių vibroakustinio lauko parametrų matavimas ir defektų įtakos įvertinimas*

Staklių guolių mazgo vibracinės aplinkos parametrų matavimo stendas (3.6 pav.) yra skirtas stalinių tekinimo staklių TY2 12-111-75 generuojamo vibracinio pagreičio matavimui. Kadangi ardyti ir gadinti staklių suklio guolius siekiant gauti skirtingų būklės parametrų vibracinius signalus yra neracionalu, prie staklių griebtuvo buvo prijungtas velenas su išoriniu guolio laikikliu. Tokiu būdu, būklės parametrai buvo keičiami tiesiog įdedant guolį su tam tikru defekto tipu ir geometrija.



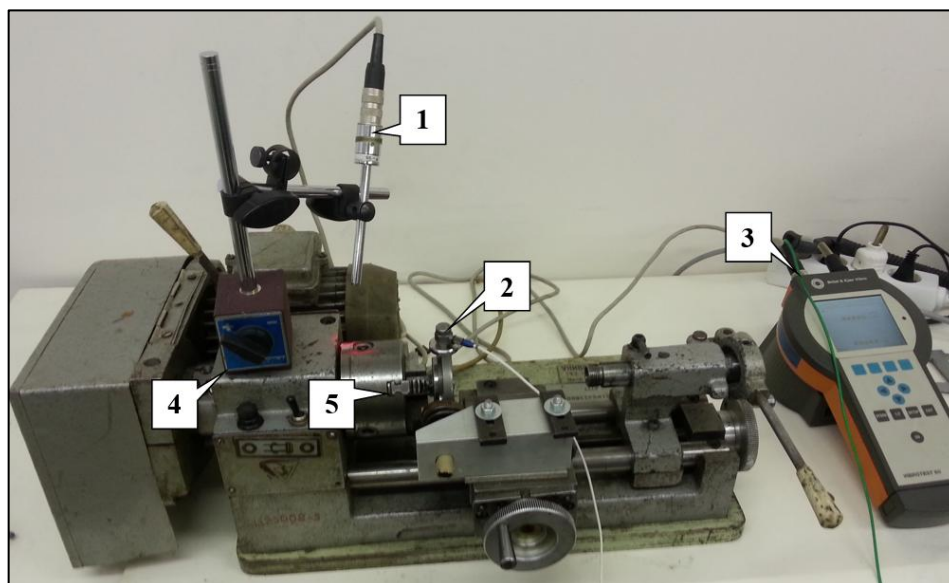
3.6 pav. Bendras tyrimo stendo vaizdas

Laboratorinis stendas sukomplektuotas vibracijų matavimo ir analizės aparatūra, kuria disponuoja Technologinių Sistemų Diagnostikos Institutas ir Vibrodiagnostikos mokslo laboratorija.

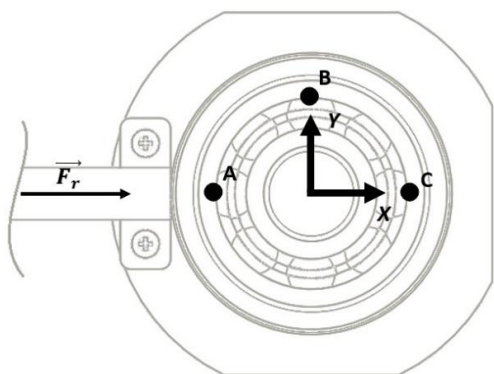
Suklio sukimosi greičio matavimas. Staklių suklio sukimosi greitis buvo matuojamas naudojant vibracijų matuoklį Vibrotest 60 ir į jo komplektą įeinantį apsisukimų jutiklį P – 95, kuris buvo tvirtinamas prie staklių korpuso naudojant magnetinį fiksatorių ir laikymo sistemą. Jutiklis skleidė ir fiksavo atsispindėjusį nuo specialaus žymeklio priklijuoto prie suklio griebtuvo galvutės optinį signalą. Tokiu būdu sekant laiką ir jutiklio išėjimo signalą galima nustatyti suklio sukimosi greitį bei kampinę padėtį tam tikru laiko momentu. Esant nedidelei radialinei apkrovai variklio nominalus sukimosi greitis yra lygus 2160 aps/min. Yra pastebėta, kad pridėdant didesnę apkrovos jėgą, dėl susikuriantios pasipriešinimo jėgos greitis gali sumažėti. Net gi keliu Hz sukinosi greičio pokytis gali žymiai įtakoti guolio charakteringųjų dažnių vertes, kaip galime matyti iš 1.1 lentelėje pateiktų formuliu. Todėl greičio matavimas yra būtina funkcija norint užtikrinti vykdomo eksperimento rezultatų interpretavimo bei defektų požymių identifikavimo teisingumą.

Vibracijų matavimas. Staklių bei išorinio guolio generuojamas triukšmas buvo matuojamas ir analizuojamas naudojant modulinį – precizinį triukšmo ir vibracijų analizatorių Pulse 3560, vibracijos

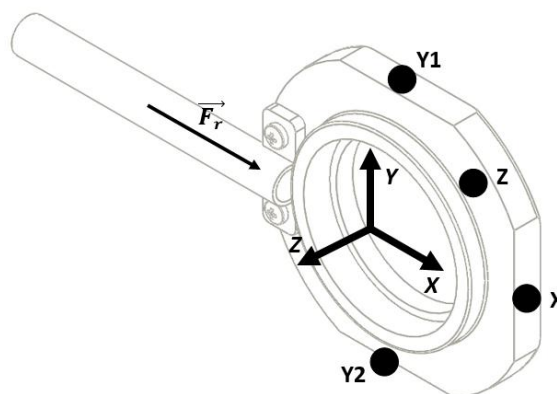
keitlį 751-10, Nr.10103 ir DELL nešiojamą kompiuterį su specialia programine įranga. Vibracijos keitlys buvo kalibruojamas vibracijos kalibravimo įrankiu Nr.4294 ir magnetu tvirtinamas prie išorinio guolio laikiklio. Išorinio guolio laikiklio vibracijos buvo paverčiamos analoginiu įtampos signalu, kuris buvo paduodamas į vibracijų analizatorių tolimesniam apdorojimui. Matavimo įtaisų išdėstymas parodytas 3.7 pav.



3.7 pav. Eksperimentinis stendas: 1 – Apsisukimų jutiklis; 2 – Vibracijos keitlys; 3 – Vibrotest 60; 4 – Magnetinis laikiklis; 5 – Suklio griebtuvo galvutė.



3.8 pav. Guolio apkrovimo ir matavimo vietų išdėstymo schema



3.9 pav. Guolio apkrovimo ir vietinio defekto išoriniame guolio žiedo takelyje vietų schema

Siekiant visapusiškai ištirti defektų poveikį į nagrinėjamą techninį objektą ir nustatyti defekto vietos apkrovimo jėgos atžvilgiu be vibracinio pagreičio matavimo krypties įtaką analizuojamiems duomenims, buvo nuspręsta atlikti bandymus esant keliems skirtingiems guolių apkrovos bei matavimo krypties deriniams. Veikiančios jėgos kryptis bei vibracinio pagreičio matavimo keitlio pridėjimo taškai yra pažymėti schemoje pateiktoje 3.8 pav. Šiuo atveju jėgos veikimo kryptį keisti

negalima, bet galima keisti jos ir išorinio žiedo takelyje esančio defekto reliatyvias padėtis (3.9 pav.). Kai defektas yra guolio vidinio žiedo takelyje, rotoriumi besisukant, defekto padėtis sukimosi ašies atžvilgiu suksis apie ašį tuo pačiu greičiu, todėl atskirų padėties taškų išskyrimas būtų beprasmiškas.

Norėdami išgauti ne mažesnę spektrinės diagramos raišką nei $\Delta R = 2 \text{ Hz}$ buvo apskaičiuota reikalinga signalo matavimo trukmė T_s [17]:

$$T_s = \frac{1}{\Delta R} = \frac{1}{4} = 0,5 \text{ s.} \quad (3.1)$$

Diskretizavimo dažnis f_s buvo parinktas siekiant apskaičiuoti spektrogramą iki $12,8 \text{ kHz}$ dažnio ribos apimant visą dominantų žemųjų bei vidutinių dažnių diapazonus pagal Nyquisto taisyklę:

$$f_s = 12800 \cdot 2 = 25600 \text{ Hz} \quad (3.2)$$

Tolimesnių skaičiavimų ir signalų apdorojimo patogumui tikslinga būtų parinkti tokį diskretizavimo dažnį kuris leidžia per laiko vienetą nuskaityti 2^n (kur $n \in Z$) matuojamų verčių kiekį. Tokiu būdu, diskretizavimo dažnio vertė yra didinama iki arčiausios dvejetainio laipsnyje vertės:

$$f'_s = \text{nextpow2 } f_s = 2^{15} = 32768 \text{ Hz} \quad (3.3)$$

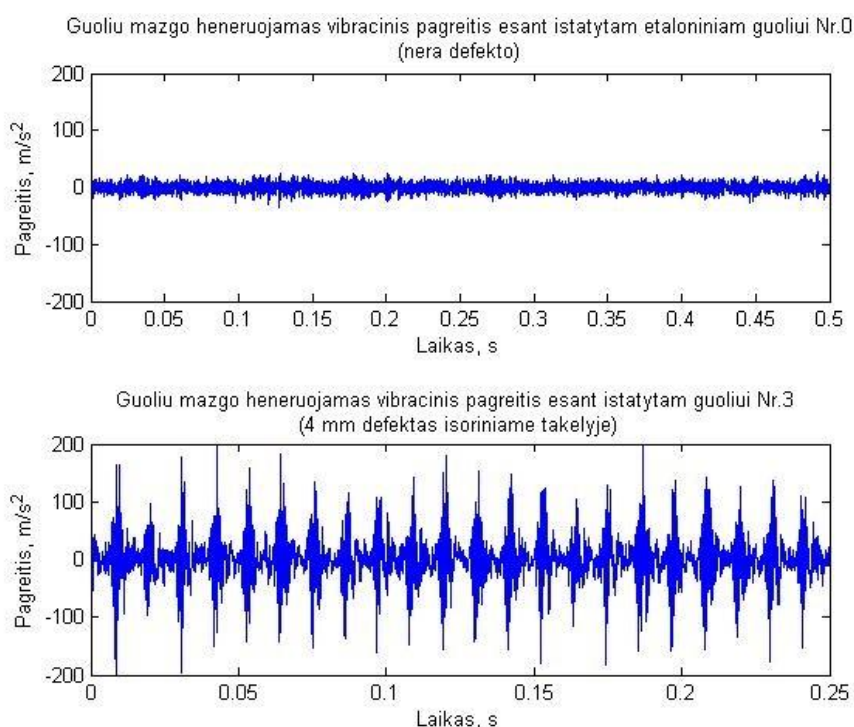
Buferio kaupiamų iš matuotų vibracinio pagreičio reikšmių skaičius N yra lygus:

$$N = f'_s \cdot T_s = 16384 \quad (3.4)$$

Duomenų formavimas ir signalo apdorojimas. Signalo spektro apskaičiavimui buvo naudojama sparčioji Furje transformacija (FFT) [17,18,23], todėl analizuojamų reikšmių skaičius turi būti lygus dvejetui pakeltam sveikuoju teigiamu laipsniu. Transformuojamų verčių imties dydis N automatiškai atitinka šiam reikalavimui, dėl tinkamai parinkto diskretizavimo dažnio. Siekiant geresnio spektro atitikimo signalui laiko srityje, buferyje pasirenkamas imčių persidengimas 8192 taškais, tai yra puse kaupiamo signalo buferyje. Taip pat galutinio analizuojamo spektro amplitudinės vertės buvo nustatomos paėmus aritmetinį vidurkį atliekant dešimt matavimų. Šis veiksmas leidžia sumažinti atsitiktinių poveikių bei triukšmų įtaką spektro skaičiavimo procesui.

Išmatuoto staklių vibracinio pagreičio signalų oscilogramos esant uždėtam etaloniniam guoliui (Nr.0) ir guoliui (Nr.3) su 4 mm vietiniu defektu guolio išorinio žiedo takelyje yra pavaizduotos 3.10 pav. Neatliekant jokio signalo apdorojimo jau galima matyti, kad esant sveikam guoliui, signalą sudaro tiesiog žemo lygio atsitiktinis triukšmas, o atsiradus defektui pasirodo impulsinis laiko signalo pobūdis. Šių impulsų periodas atitinka guolio charakteringą dažnį $f_v = 87 \text{ Hz}$ esant lokaliniam defektui išorinio žiedo takelyje. Tačiau, šis vibracinis signalas toli gražu neatitinka įvesto defekto tikrojo poveikio. Signalas yra užterštas atsitiktiniu triukšmu, kurį įneša įvairūs aplinkos veiksniai, darbo procesas, matavimo prietaisų netikslumai ir kitų įrenginio judančių

elementų sąveikos. Norėdami išskirti vibracinio signalo dalį kuri atitinka defekto poveikio ir nagrinėti tik naudingą informaciją, išmatuotą vibracinio pagreičio signalą būtina apdoroti naudojant žinomus skaitmeninius metodus. Šiame darbe yra naudojamas signalo gaubtinės analizės metodas. Tai yra plačiai naudojamas įrankis technologinių sistemų diagnostikoje [19,20,21]. Taikant šią metodiką galima efektyviai atpažinti periodinius smūgius mechaninės sistemos vibraciniame signale, kurie yra būdingą degraduojančių riedėjimo guolių charakteristika. Šis metodas yra ypač efektyvus atpažįstant žemos energijos smūgius paslėptus kitų mašinos vibracijos šaltinių signale. Tai leidžia aptikti įvairaus tipo defektus tik jiems pradėjus vystytis. Taip pat, gaubtinės metodas turi pranašumą tame, kad jis leidžia atskirti įvairių defektų tipus pagal jų padėtį ir formavimosi pobūdį.

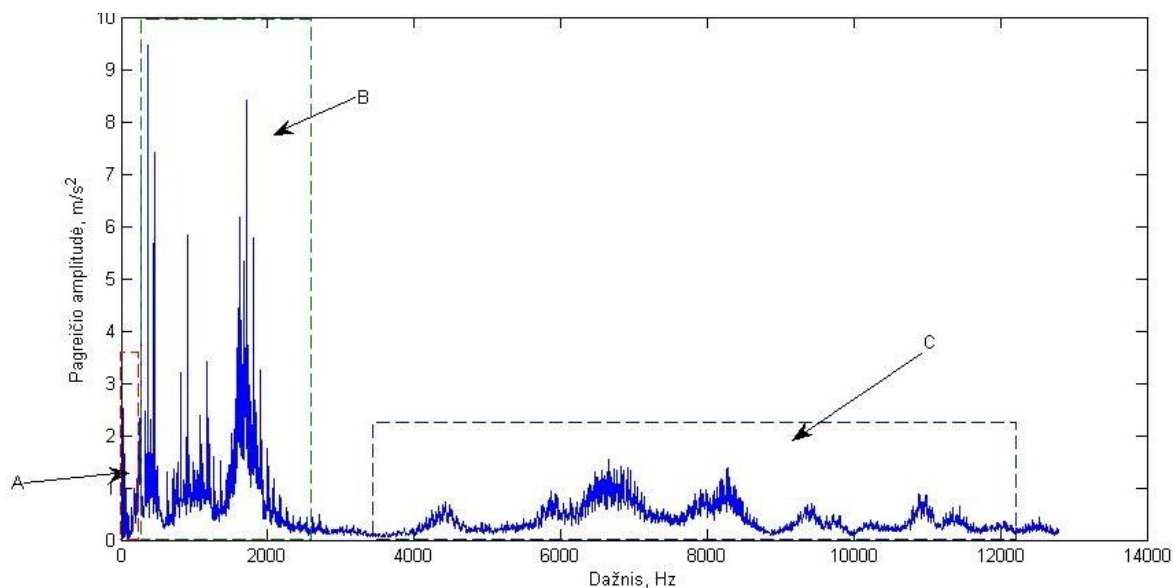


3.10 pav. Vibracinio pagreičio signalų oscilogramos esant etaloniniam guoliui (Nr.0) ir guoliui (Nr.3) su 4 mm vietiniu defektu guolio išorinio žiedo takelyje

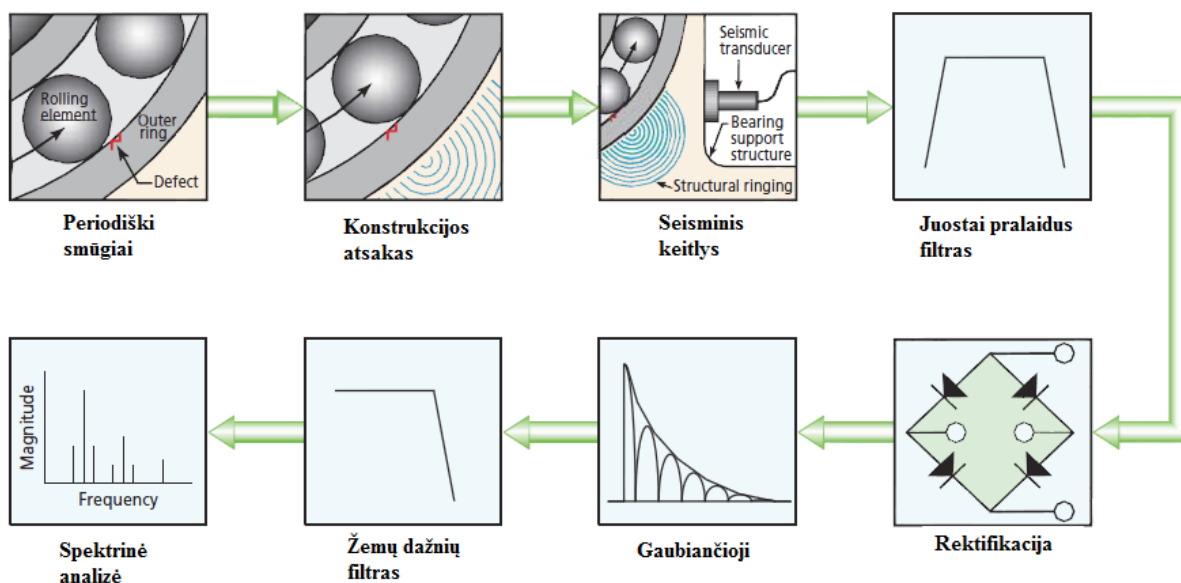
Šiame darbe nagrinėjami suklio guolių mazgo gedimai yra vietiniai (lokalūs) defektai įdubimo formos vidinio ar išorinio guolio žiedų takeliuose. Esant vienam tokių defektų, bus žadinami trumpi aukšto dažnio impulsai kaskart riedėjimo elementams perriedant pažeidimo zoną. Tačiau kartu yra generuojamos ir kitos vibracijos, kurių lygis yra pakankamai aukštas, kad jos neleidžia ryškiai matyti defekto žadinamus smūgių impulsus. Todėl pavertus 3.10 pav. pavaizduotus signalus į dažnio sritį naudojant FFT, mes negautume spektro vaizdus kurie yra panašūs į 2.8 pav. pateiktą vibracinio pagreičio spektrą esant impulsyviam signalui.

Kaip matėme dėl pakankamai reikšmingo defekto ir pridėtos apkrovos, oscilogramoje galima išskirti periodiškus impulsus. Tačiau pažiūrėjus į signalą dažnių srityje (3.11 pav.), matysime kad pirmo (A) ir antro (B) sektorių amplitudės yra keliomis eilėmis didesnės negu mus dominantis aukštų

dažnių ruožas (C) [19,21]. Iš to galima spręsti, kad tikrojo defekto poveikio galia yra sumaišyta su žemesniųjų dažnių dedamosiomis susietomis su laboratorinių tekinimo staklių elementų debalansu ir kitais poveikiais. Todėl, siekiant nustatyti tikrąjį defekto keliamą poveikį reikia taikyti anksčiau pateiktą gaubtinės analizės metodiką.



3.11 pav. Apkrauto guolio Nr.3 generuojamų vibracijų pagreičio spektro grafikas.



3.12 pav. Gaubtinės metodo nuoseklumas [21]

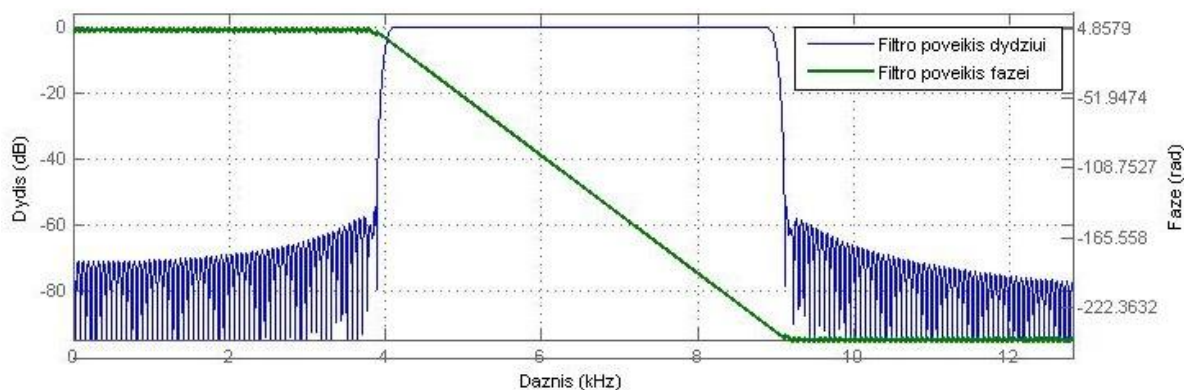
Pirma užduotis kurią reikia išspręsti prieš darant tolimesnę analizę yra atrinkti dažnių juostas kurios tinkamiausiai reprezentuoja mus dominantį poveikį be pašalinių triukšmų. Šios juostos turi būti parenkamos atskirai kiekvieno defekto atveju, kadangi priklausomai nuo defekto pobūdžio skirsis ir signalo spektras. Minėtas dažnių diapazonas yra nufiltruojamas tam tikrai dažnių juostai pralaidžių filtru, ištaisomas pašalinant neigiamas vertes ir sudaroma gauto signalo gaubiančioji sujungiant signalo kilpų viršūnes. Visas šio metodo nuoseklumas gali būti pamatytas 3.12 pav.

Skaitmeninių filtrų kūrimas. Siekiant išskirti tam tikras dažnių juostas buvo naudojami skaitmeniniai FIR filtrai. Atlikę literatūros analizę [17,18] buvo nuspręsta, kad duotajai užduočiai atlikti geriausiai tiks naudoti „Hamming“ tipo lango filtrus dėl jų pranašumų lyginant su analogais. Šie filtrai pasižymi pakankamai stačiais intervalo kraštais ir geromis nepageidaujamų dažnių slopinimo savybėmis. Vienintelis šių filtrų trūkumas yra tas, kad jų taikymas reikalauja didelių skaičiavimo resursų, tačiau tai yra neaktualu duotajai užduočiai, kadangi signalų apdorojimas vyks ne realiuoju laiku. Pagrindinė priežastis kodėl buvo apsisota ties būtent FIR lango filtrų panaudojimo yra jų tiesinis fazės atsakas, todėl signalas laiko srityje nebus stipriai iškraipomas, kas yra labai svarbu šio darbo tikslams. Vienintelis filtro neigiamas poveikis yra signalo uždelsimas, tačiau tai gali būti lengvai kompensuota perstūmus signalą į „kairę“ filtro eilės verte.

Filtrams kurti buvo panaudotas MatLab įdiegtas *Signal Processing Toolbox* įrankis *filterbuilder*, kuris leidžia interaktyviai parinkti filtro parametrus ir apribojimus. Kadangi visi nagrinėjami signalai buvo matuojami $F_s=32768$ Hz dažnių, visi filtrų parametrai buvo nustatomi atsižvelgiant į šį rodiklį. Pereinamosios juostos plotis turi būti nedidesnis nei $BW=40$ Hz. Iš šių duomenų galima apskaičiuoti optimalią filtro eilę:

$$N \approx \frac{4F_s}{BW} = \frac{4 \cdot 32768}{40} \approx 3300 \quad (3.5)$$

Vadovaujantis šiais reikalavimais buvo kuriami visi šio tyrimo filtrai. Vieno tokio filtro su praleidimo juosta nuo 4 iki 9 kHz dažnių charakteristikos pavyzdys yra pavaizduotas 3.13 pav.

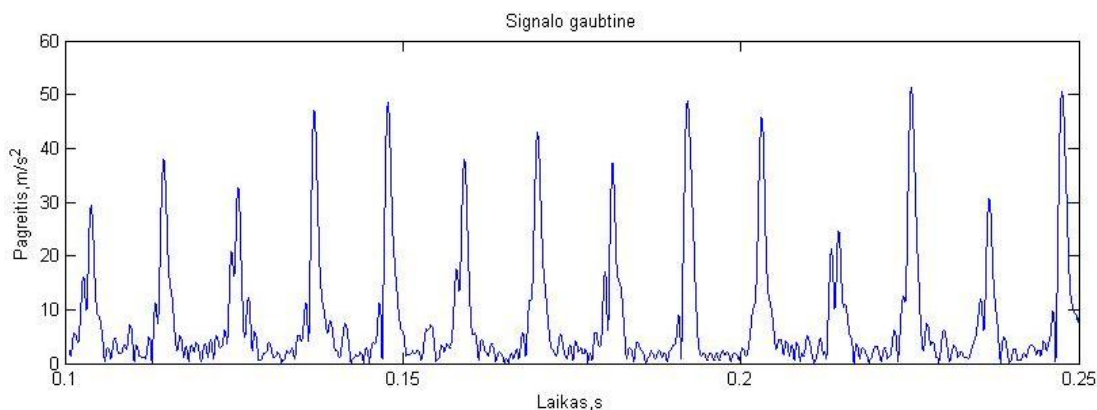


3.13 pav. Naudojamo FIR lango filtro dažnių ir fazės charakteristikų pavyzdys

Kiekvienam sukurtam defektui buvo panaudotas atitinkamas filtras išskiriant tam tikrus spektro srities juostų derinius. Taip buvo daroma siekiant kuo tiksliau išskirti tikrąjį defekto poveikį ir tinkamai nustatyti jėgos reikalavimus parenkamam vykdykliui.

Gaubtinės sudarymas. Nufiltruoto signalo gaubtinei sudaryti buvo naudojama MatLab funkcija *hilbert()* kuri atlieka analizuojamo signalo Hilberto transformaciją. Šis metodas yra geresnis

nei žemų dažnių filtravimas ar slenkančio vidurkio filtro panaudojimas tuo, kad nėra iškraipomos signalo laiko sritys amplitudinės vertės. Būtent gaubiančiosios kreivė teoriškai yra reikiamas poveikis filtravimo dažnio srityje, kurį sukelia defektas sužadinant guolio konstrukcijos atsaką. Guolių diagnostikoje naudojant gaubtinės analizės metodą, kaip diagnostinė informacija yra naudojamos gaubtinės grafikai laiko bei dažnių srityse. Guolio Nr.3 su esamu 4mm vietiniu defektu išorinio žiedo takelyje vibracinio pagreičio signalo, pavaizduoto 3.10 pav. gaubtinės pavyzdys yra pavaizduotas 3.14 pav.



3.14 pav. Guolio Nr.3 su esamu 4mm vietiniu defektu išorinio žiedo takelyje vibracinio pagreičio signalo, pavaizduoto X pav. gaubtinės

3.3 lentelė. Guolio 6303 būdingieji dažniai (Hz) esant 2160 aps/min rotoriaus sukimosi greičiui

Dažnis	1x	2x	3x	4x	5x	6x	7x	8x	9x
f_r	36	72	108	144	180	216	252	288	324
f_s	12	25	37	50	62	74	87	99	111
f_i	87	173	260	347	433	520	606	693	780
f_v	165	331	496	662	827	992	1158	1323	1488
f_{rk}	52	104	156	208	260	312	364	416	468
f_1	408	816	1224	1632	2040	2448	2856	3264	3672
f_2	665	1331	1996	2661	3326	3992	4657	5322	5988
f_3	529	1058	1588	2117	2646	3175	3704	4234	4763

3.4 lentelė. Defektų įtakotų vibracinių pagreičių gaubtinių spektro identifikuotos dažnio dedamosios

Guolio Nr.	Gaubtinės spektro dedamosios, $n \in \mathbb{Z}$		Impulsų moduliacija
	Dažniai, $\times n$	Dažnių vertės, $\times n$, Hz	
1	f_i	87	Nėra
2	$f_i \pm f_r$	87, 87 ± 36	Rotoriaus
3	f_i	87	Nėra
4	f_i	87	Nėra
5	Neryškus vaizdas	-	-
6	$f_i, f_i \pm f_r, f_i \pm f_s$	87, $87 \pm 36, 87 \pm 12$	Rotoriaus ir separatoriaus
7	$f_i \pm f_r$	87, 87 ± 36	Rotoriaus
8	Neryškus vaizdas	-	-
9	Neryškus vaizdas	-	-
10	Neryškus vaizdas	-	-

Pateiktame spektre aiškiai galime matyti nykstamos amplitudės pikus esančius 87 Hz kartotiniuose dažniuose, kuris atitinka vietinio defekto išorinio žiedo takelyje charakteringajam dažniui esant 2160 aps/min rotoriaus sukimosi greičiui (žr. lentelę 3.3). Šis vaizdas atitinka antrajame skyriuje pateiktam impulsinių signalu modeliui pavaizduotam 2.8 pav. Todėl galime dar karta įsitikinti, kad esantis gaubtinės metodu išgrynintas signalas atspindi guolio takelyje esančio defekto žadinimo jėgos poveikį.

Atlikę guolių mazgo generuojančio vibracinio pagreičio gaubtinės analizę esant skirtingiems lentelėje 3.2 aprašytiems defektams, buvo identifikuotos defektų charakteringųjų dažnių dedamosios. Rezultatai yra pateikti lentelėje 3.4. Taip pat buvo nustatyta kokios defektų poveikio impulsų amplitudės moduliacijos yra būdingos skirtingiems defektų pobūdžiams. Ryškiausiai yra matomos charakteringųjų dažnių dedamosios bei moduliacijos pobūdis esant vietiniams defektams vidinio guolio žiedo takelyje. Kai kuriais atvejais nepavyko išskirti defekto būdingųjų dažnių dedamąsias dėl jų persidengimo ir gylios amplitudinės moduliacijos. Tai ypač yra būdinga didesnių 8 mm ir dviejų nuosekliai išdėstytų defektų atvejams.

3.2 Vykdiklio projektavimas

Kaip buvo minėta, pilnasis vibracinio poslinkio signalas generuojamas suklio guolių sistemos esant defektui jos konstrukcijoje, žemuosiuose dažniuose yra stipriai užterštas pašaliniais veiksniais, kurie trukdo tinkamai analizuoti defekto įnešamą poveikį. Todėl kuriama imitavimo sistema sieks tinkamai atkartoti skirtingų defektų poveikius būtent vidutinių dažnių srityje nuo 4kHz iki 9kHz, kur signalas yra santykinai „grynesnis“. Prieš atliekant konkretesnius vykdiklio konstrukcijos skaičiavimus, pirma reikia nustatyti tinkamiausią jo tipą pagal darbo keliamus uždavinius.

3.2.1 Vykdiklio tipo parinkimas

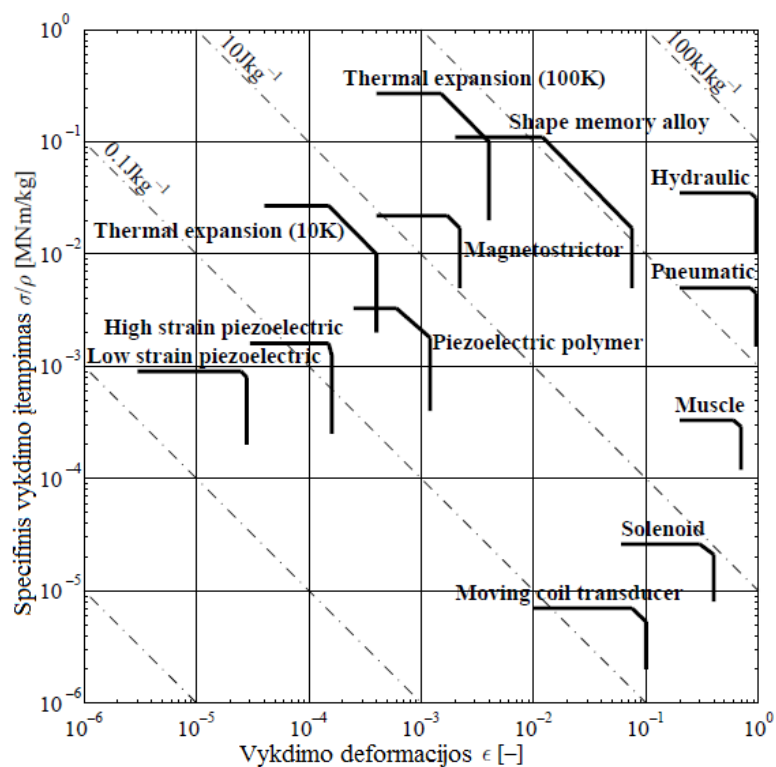
Parentant vykdymo įrenginio tipą šioje stadijoje, pirmiausia yra atsižvelgiama į užduoties keliamus reikalavimus bei kiekvieno įrenginio tipo savybes. Į kainą bei gabaritus kol kas nėra atsižvelgiama, o bus kalbama tik apie normalizuotus bei apibendrintus parametrų kriterijus.

Kadangi technologinis uždavinys yra sužadinti stambaus kūno valdomas plataus dažnių spektro mechanines vibracijas, iš karto galima atmesti vykdomųjų įrenginių tipus skirtus vienakrypčiam arba diskretiniam poveikiui (tokius kaip: atminties turinčios medžiagos, solenoidai, hidrauliniai bei pneumatiniai cilindrai).. Nors iš esmės, galimas tokių vykdiklių priešpriešinis sujungimas įgalinti juos naudoti cikliškomis operacijoms, jų prigimtis neleidžia pasiekti reikiamos greitaveikos ar valdymo. Dėl panašių priežasčių netinka ir šiluminio plėtimosi medžiagų panaudojimas.

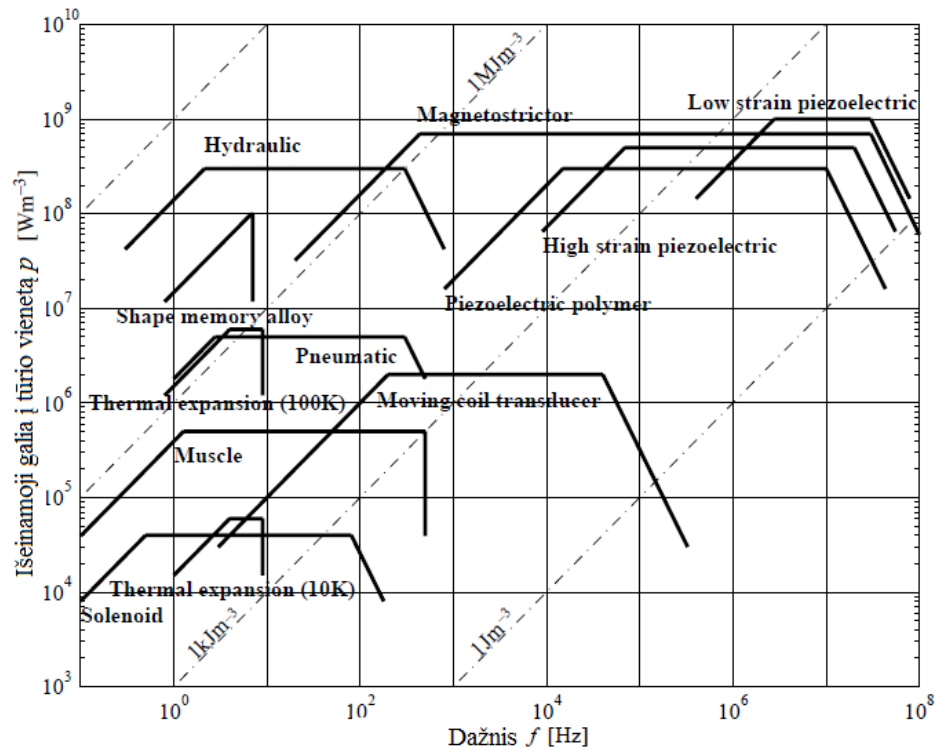
Atlikę preliminarią atranką galima išskirti sekančius vykdyimo įrenginio tipus tinkamus detalesnei atrankai:

- Piezoelektriniai vykdikliai;
- Magnetostriktoriai;
- Judančiosios ritės vykdikliai.

Grafike pateiktame 3.15 pav. yra pavaizduotas nagrinėjamų vykdyklių tipų pasiskirstymas pagal išvystomų vykdyimo įtempimų bei jiems atitinkančių deformacijų kriterijų [24]. Iš minimalių vykdykliui keliamų reikalavimų skaičiavimo turime maksimalaus poslinkio bei maksimalios išvystamos jėgos reikšmes. Esant vienetiniam vykdyklio tūrio vieneto efektyvumui, matome, kad judančios ritės išgaunamas vykdyimo įtempimas yra 2 – 3 eilėmis mažesnis nei piezoelektrinių vykdyklių ar magnetostriktorių. Nors matoma, kad deformacijos atžvilgių yra atvirkščiai, judančiosios ritės vykdyklio išgaunamas 1 – 2 eilėmis didesnis poslinkis, šis pranašumas yra mažesnis ir jėgos charakteristika turi pirmenybę kalbant vėliau apie technologinį vykdyklio realizavimą.



3.15 pav. Specifinio vykdyimo įtempimo (σ/ρ) priklausomybė nuo išvystomos vykdyimo deformacijos skirtingų tipo vykdykliams (storos linijos pažymi viršutines reikšmių ribas) [24]



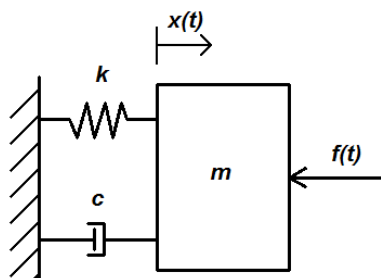
3.16 pav. Tūrinės išeinamosios galios priklausomybė nuo veikimo dažnio [24]

Grafike pateiktame 3.16 pav. yra pavaizduotas nagrinėjamų vykdyklių tipų pasiskirstymas pagal jų išeinamąsias galias skirtingose dažnio juostose [24]. Matome, kad geriausiai nustatytas užduoties keliamus minimalius reikalavimus signalo dažnių juostos atkartojimui tenkina judančiosios ritės vykdykliai. Tačiau kaip anksčiau buvo įsitikinta ir matoma šiame grafike, jų galingumo parametrai stipriai nusileidžia galimoms alternatyvoms. Pjezoelektrinių vykdyklių darbinė dažnių sritis yra visa eile aukštesnė nei nustatyta užduoties reikalavimuose, todėl jų panaudojimas bus gana neefektyvus. Geriausiai pagal dažnių srities kriterijų tinka magnetrostriktorių panaudojimas, nors, kaip matome norimoje dažnių juostoje jų efektyvumas yra taip pat mažas, nors ir visa eile didesnis nei pjezoelektrinių vykdyklių.

Nors pagal pateiktus duomenis duotajai užduočiai tinkamiausiai tiktų magnetrostriktoriai, reikia nepamiršti apie kiekvieno vykdyklio techninio realizavimo galimybes iš technologinės ir ekonominės pusės. Jeigu pjezoelektriniai vykdykliai yra valdomi elektriniu lauku, tai analogiškam poveikiui naudojant magnetrostriktorius reikalingas elektrinis laukas kvadratu didesnis. Tai stipriai apriboja jų panaudojimą, todėl šio tipo vykdyklių naudojimas duotajai užduočiai atlikti nėra racionalus. Geriausias variantas kuris lieka – tai grįžti prie pjezoelektrinių keraminių vykdyklių ir bandyti kaip įmanoma arčiau priartinti jų veikimo dažnio diapazoną prie duotosios užduoties reikalavimų. Kadangi šių vykdyklių amplitudės dažnio charakteristika turi kilpos pavidalą, galima išnaudoti jos pakilimo srities intervalą kaip darbinį dažnio diapazoną. Aišku, taip darant vykdyklis neveiks savo pilnąja galia, tačiau pridėdamas masės elementą prie konstrukcijos įmanoma pastumti charakteristikos kilpą daugiau link žemųjų dažnių tokiu būdu padidinant nustatytos darbinės danių juostos naudojimo efektyvumą.

3.2.2 Vykdikliui keliamų reikalavimų nustatymas

Atlikę stalinių staklių TY2 12-111-75 suklio vibroakustinės aplinkos vibracinio pagreičio pokyčių laike analizę esant skirtingiems fiziškai sumodeliuotiems defektams galima nustatyti jų poveikio pobūdį, priklausomybę nuo vietinio defekto tipo, apkrovimo jėgos santykinės padėties bei defekto dydžio. Siekiant paprasčiau pritaikyti vibracijų matavimo rezultatus vykdiklio projektavimui sistema supaprastinama iki pirmos eilės osciliatoriaus, kurio dinaminis modelis yra pavaizduotas 3.17 pav.



3.17 pav. Suklio guolių mazgo supaprastintas dinaminis modelis

Tokios vieno laisvės laipsnio mechaninės sistemos virpesiai yra aprašomi žinoma (apibendrinta) lygtimi [25,26]:

$$mx + cx + kx = f t \quad (3.6)$$

Šioje lygtyje, k yra besisukančio veleno standumas; c – pasipriešinimo jėgas aprašantis slopinimo koeficientas; $f(t)$ yra defekto (arba imitatoriaus vykdiklio) sukeliamas impulsinis jėgos poveikis, o $x(t)$ – mazgo vibracinis poslinkis nagrinėjama kryptimi. Tokiu būdu, x bus guolių sistemos mazgo vibracinis pagreitis. Teigiant, kad smūgis įvyksta ant tiek greitai jog pasipriešinimo jėgų poveikis nespėja paveikti pirmojo svyravimo pusės periodo amplitudės, šio vibracinio pagreičio pirmosios amplitudės vertė, pagal antrąjį Niutono dėsnį yra tiesiškai susieta su guolyje generuojamų jėgos impulsų dydžiu:

$$F_m = m_e x_{max} \quad (3.7)$$

kur F_m yra momentinė defekto generuojama impulsinės jėgos vertė; m_e yra ekvivalentinė guolio mazgo masė, o x_{max} – pirmoji impulsinio sistemos atsako virpesių amplitudė. Jeigu sistema yra tiesinė ir ją veikia harmoninių dedamųjų poveikis, bendruoju atveju galime poslinkio kitimo laike dėsnį užrašyti kaip:

$$x = x_{max} \sin \omega t \quad (3.8)$$

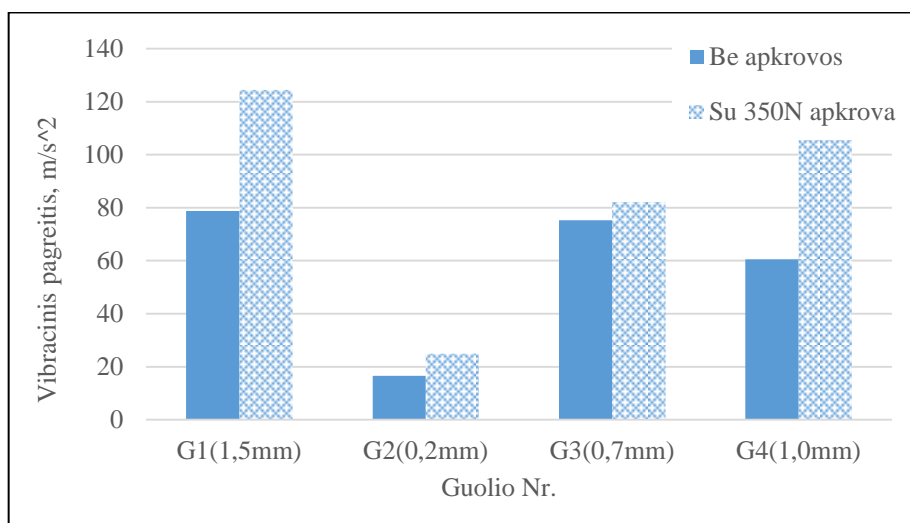
Tuomet pagreitis yra skaičiuojamas kaip antros eilės poslinkio dėsnio išvestinė:

$$x = -\omega^2 x_{max} \sin \omega t \quad (3.9)$$

Iš šios išraiškos galime nustatyti, kad maksimali pagreičio vertė yra lygi prie sinuso esančio daugiklio moduliui:

$$x_{max} = -\omega^2 x_{max} = \omega^2 x_{max} \quad (3.10)$$

Analizuojant eksperimentiškai gautus rezultatus skaitiniais metodais MatLab aplinkoje buvo nustatytos vidutinės pagreičio momentinių impulsų vertės esant skirtingiems defekto tipams. Buvo nustatyta, kad defektų generuojamos impulsinės jėgos dydis priklauso nuo defekto geometrijos ir yra tuo didesnis, kuo įdubimo formos defektas yra gilesnis. Tai galime pamatyti 3.18 pav. pateiktoje diagramoje. Joje yra vaizduojamos tik išorinio žiedo takelyje esančių vienetinių vietinių defektų vibracinio pagreičio matavimo ir skaičiavimo rezultatai. Kadangi kitų defektų generuojami impulsai yra stipriai moduluoti – negalima paprastai nustatyti jų generuojamo maksimalaus pagreičio vertės.



3.18 pav. Guolių Nr.1-4 generuojamų vibracinių pagreičių impulsų dažnių srityje nuo 4 iki 9 kHz pirmųjų amplitudžių vidutinės vertės

Kaip matome, didžiausias vibracinis pagreitis, o tuo pačiu metu ir defekto generuojamos impulsinės jėgos poveikis $\sim 125 \text{ m/s}^2$ yra esant guoliui Nr.1, kurio defekto gylis yra 1,5mm, o ilgis išilgai guolio žiedo takelio yra 1mm. Todėl pagal jo duomenis ir bus skaičiuojami reikalingi vykdiklio konstrukcijos parametrai. Tokiu būdu, pagal (3.11) formulę galima apskaičiuoti reikiamą vykdiklio maksimalų pailgėjimą x_{max} reikalingą atkurti minėto vibracinio pagreičio vertę esant žadinimo dažniui nuo $f_{c1} = 4\text{kHz}$:

$$x_{max} = \frac{x_{max}}{\omega^2} = \frac{x_{max}}{2\pi \cdot f_{c1}^2} = \frac{125}{2\pi \cdot 4000^2} = 0.1979 \mu\text{m} \quad (3.11)$$

Dėl atsargos, apskaičiuotas pailgėjimas yra dauginamas iš dviejų ir apvalinamas iki artimiausio vieno reikšmingojo skaitmens skaičiaus: $x_{max} \approx 0,4\mu m$. Kadangi vykdikliui sukurti bus naudojamos Technologinių Sistemų Diagnostikos Instituto disponuojamos medžiagos ir įranga, tolimesnieji skaičiavimai bus atliekami iš anksto priimant, kad kaip aktyvioji vykdiklio medžiaga bus naudojama Rusijos kilmės ITC-23 pjezoelektrinė keramika (PZT) gaminama įmonės AB „Elpa“. Jos pjezoelektriniai parametrai yra pateikti 3.5 lentelėje.

3.5 lentelė. AB „Elpa“ įmonės gaminamos ITC-23 pjezoelektrinės keramikos parametrai [27]

Žymuo	Matavimo vienetai	Vertė
K_{33}^{T*}	-	1000
T_c	°C	280
$\tan \delta_c$	10^{-2}	3.0
Q_m	-	300
ρ	$10^3 kg/m^3$	7.6
k_p	-	0.5
d_{31}	$10^{-12} C/N(m/V)$	-120
d_{33}	$10^{-12} C/N(m/V)$	240
g_{31}	$10^{-3} V \cdot m/N$	-13.6
g_{33}	$10^{-3} V \cdot m/N$	27.1

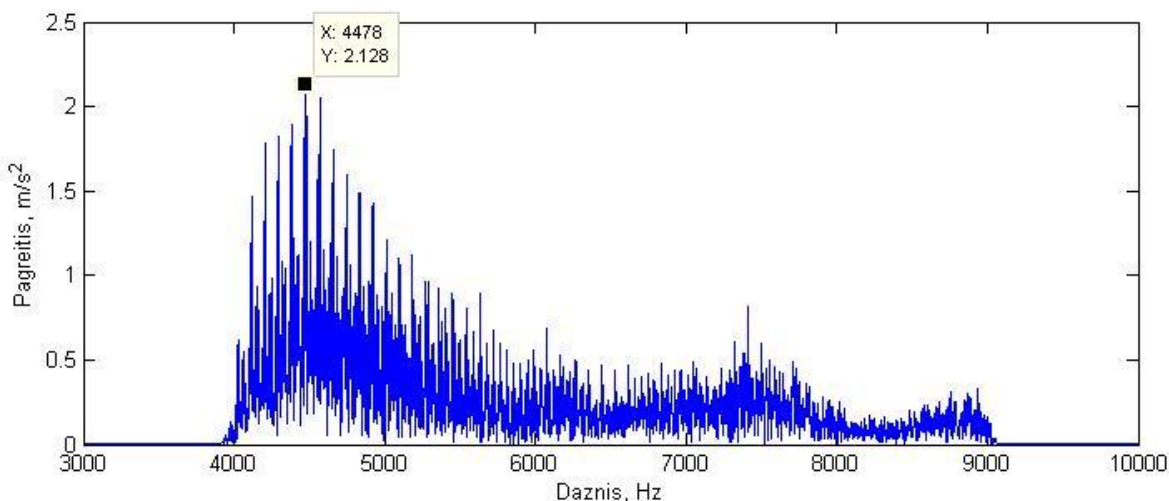
Vykdiklis buvo klijuojamas iš minėtos medžiagos iš anksto sulituotų apvalių 20mm skersmens ir 1 mm storio plokštelių. Jų skaičių n galima apytiksliai apskaičiuoti pagal sekančią formulę [28]:

$$n = \frac{x_{max}}{d_{33}U_{max}} = \frac{0.4 \cdot 10^{-6}}{240 \cdot 10^{-12} \cdot 120} = 13.89 \approx 14 \quad (3.12)$$

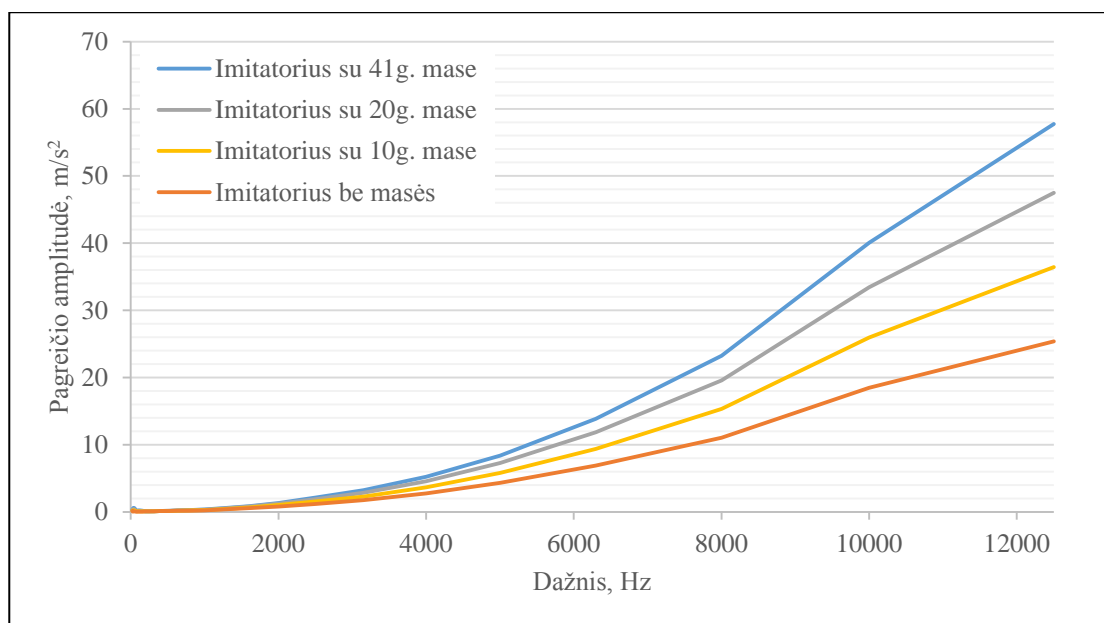
Kadangi vykdiklio prototipo kūrimui buvo naudojamos iš anksto sulituotos penkių sluoksnių pjezokeraminių plokštelių paketai (3.22 pav.), galutinis sluoksnių skaičius turi būti lygus sekančiam didesniai skaičiui kuris yra kartotinas vieno paketo sluoksnių kiekiui. Šiuo atveju $n = 15$. Siekiant nustatyti ar sukurtas imitacinės sistemos vykdiklio prototipas tinkamas defekto signalo atkartojimui parinktame dažnių diapazone, buvo atlikti matavimai vykdiklio amplitudės-dažnio charakteristikos nustatymui. Matavimai buvo atliekami naudojant „harmonic frequency sweep“ metodą. Tai yra, vykdiklis buvo tiesiogiai prijungiamas prie vibracinio pagreičio matuoklio ir ant jo buvo iš eilės siunčiamas skirtingo dažnio harmoninis sinusoidės formos ir pastovios maksimalios amplitudės signalas. Atliekant kiekvieno matavimo FFT analizę didžiausias amplitudės pikas atitinka siunčiamo signalo dažnio perdavimo lygį. Pažymėjus šias amplitudes viename dažnių grafike yra gaunama vykdiklio amplitudės-dažnio charakteristika.

Pagal duotąjį užduotį, vykdiklis turi sugebėti tinkamai atkurti defekto signalą duotajame dažnių diapazone nuo 4 iki 9 kHz. Didžiausias impulsines jėgas žadinančio defekto Nr.1 poveikio šioje

juostoje spektro dalis yra pavaizduota 3.19 pav. Matome, kad didžiausia vietinė vibracinio pagreičio amplitudės reikšmė yra 4478 Hz taške ir yra lygi $2,128 \text{ m/s}^2$. Tokiu būdu, galime suformuluoti reikalavimą vykdymo sistemai, kad šiame taške amplitudės-dažnio charakteristikos vertė turi būti bent dvigubai didesnės vertės – $4,5 \text{ m/s}^2$. Dviguba vertė yra pasirenkama, siekiant sudaryti vykdiklio galingumo atsargą, kuri kompensuotų skaičiavimo metų bei atliekant matavimus atsiradusias paklaidas ir neapibrėžtumus.

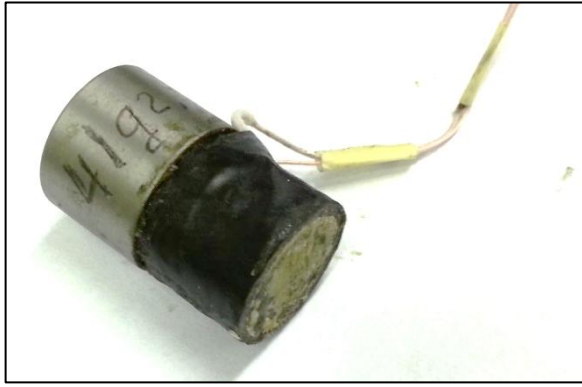


3.19 pav. Guolio Nr.1 filtruoto nuo 4 iki 9 kHz dažnių juostoje vibracinio pagreičio signalo spektras.



3.20 pav. Vykdiklio amplitudės dažnio charakteristika esant skirtingoms uždėtoms masėms

Galutinis imitacinės sistemos vykdiklio vaizdas yra pavaizduotas 3.21 pav.



3.21 pav. Imitacinės sistemos sukonstruoto vykdiklio vaizdas



3.22 pav. Sulituotos penkių sluoksnių pjezokeraminių plokštelių paketai

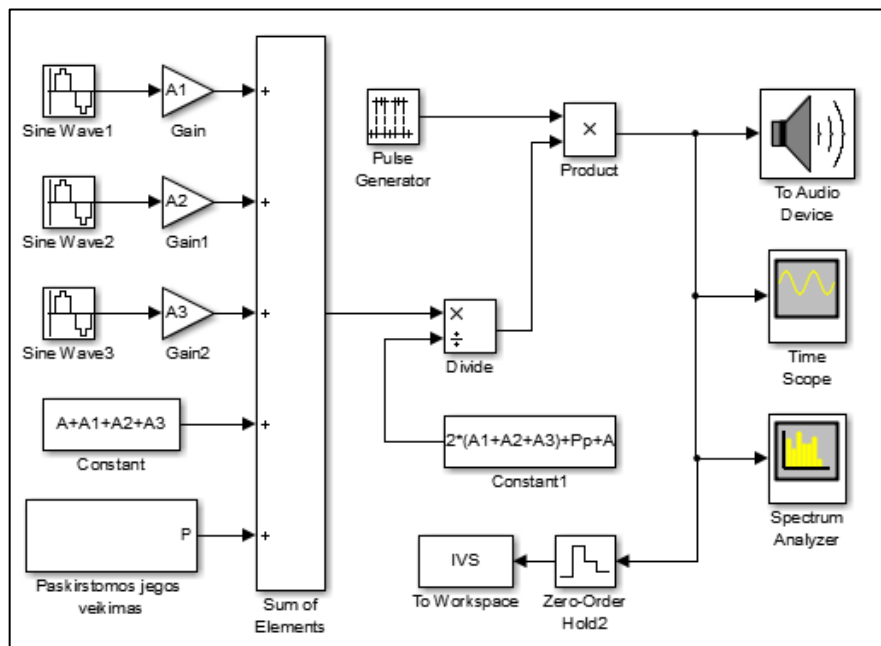
Kaip galime matyti iš amplitudės-dažnio charakteristikų grafiko (3.20 pav.), nesant jokiai papildomai uždėtai ant vykdiklio masei, atkuriamo signalo maksimali amplitudė prie 4 kHz yra lygi $x_{max}^{4kHz} m_0 = x_{max}^{4kHz} 0 = 2,745 m/s^2$. Toks generuojamas vibracinis pagreitis neatitinka anksčiau išskeltoms reikalavimams. Problemai išspręsti, prie vieno keramikos stulpelio galo buvo priklijuojama masė – ištektas konstrukcinio plieno cilindras. Siekiant nustatyti tinkamiausią signalo galios perdavimą prie 4 kHz dažnio, priklijuota masė buvo žingsniais didinama kol nebuvo gautas tenkinantis variantas. Nustatyta reikiamos masės reikšmė yra lygi 41g., kuriai esant 4 kHz taške žadinančio vibracinio pagreičio reikšmė yra lygi $x_{max}^{4kHz} 0,041 = 5,226 m/s^2$.

3.3 Valdymo signalo generatoriaus kūrimas

Kad imitavimo sistema tinkamai imituotų guolių tam tikrus gedimus, jų jėginis poveikis yra matematiškai modeliuojamas, realizuojamas ir įtampos signalo pavidale sustiprintas yra paduodamas į imitatoriaus vykdymo elementą. Pagal 2-ajame skyriuje pateiktą impulsinį defektų modeli, galima matematiškai apskaičiuoti atitinkamus defekto poveikius į sistemą. Šiame darbe, poveikio signalo skaičiavimai pagal minėtą modelį yra realizuojami MatLab Simulink aplinkoje. Simulink sukurtas defekto poveikį imituojantis valdymo signalo generavimo modelis yra pavaizduotas 3.23 pav.

Pagrindiniai funkciniai blokai esantys modelyje įskaito:

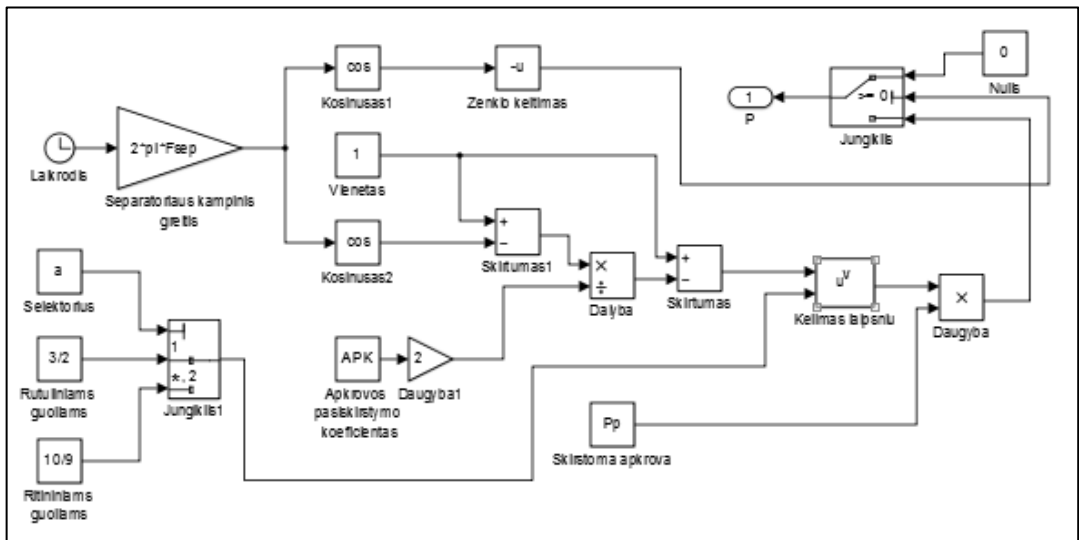
- Stačiakampių impulsų generavimo blokas (*Pulse Generator*) kuris pagal 1.1 lentelėje pateiktas formules apskaičiuotą dažnį nusako defekto poveikio impulsų priklausomybę nuo laiko.
- Sinusoidžių funkcijos (*Sine Wave 1,2,3*) kurios įneša į bendrą signalą periodines sinusoidės formos moduliacijas. Šiuo atveju atsargai yra uždėtos trys tokios funkcijos. Priklausomai nuo imituojamo defekto, šių funkcijų amplitudinės vertės ir periodiškumas užduodamos atitinkamai.



3.23 pav. *Simulink* sukurtas defekto poveikį imituojantis valdymo signalo generavimo modelis

- Paskirstytos jėgos įtaką generuojamam signalui įvertina blokas (*Paskirstytos jėgos veikimas*). Jis yra naudojamas kai norima imituoti defektus vidinio žiedo takelyje. Šis blokas atlieka apkrovimo jėgų kitimo pobūdžio pagal 2.17 formules apskaičiavimo funkciją. Šio bloko išplėtimas yra pateiktas 3.23 pav.
- Naudojant matematinių operacijų funkcinis blokus, apskaičiuotas signalas yra normuojamas, kas yra reikalaujama norint tinkamai be iškraipymų generuoti signalą generatoriaus analoginiame išėjime.
- Sugeneruojamo signalo nukreipimas į generatoriaus kodas-analogas konvertuojantį išėjimą atliekamas naudojant *Simulink* įdiegtą bloką (*To Audio Device*), kuris kreipiasi į operacinės sistemos numatytąjį garso atkūrimo įrenginį.

Aprašytas *Simulink* modelis buvo vykdomas nešiojamo Asus kompiuterio aplinkoje. Pats įtampos pavidalą turintis valdymo signalas buvo atkuriamas naudojant mašinoje integruotą garso plokštę Asus X551MA-DS21Q. Ši plokštė sugeba standartiškai atkurti garso signalus nuo 20 iki 22,5 kHz dažnių diapazone, kas pilnai tenkina duotosios užduoties reikalavimus. Išėjimo analoginis signalas yra kintama įtampa $\pm 3V$ diapazone. Jis yra stiprinamas naudojant laboratorinį įtampos stiprintuvą specialiai pritaikytą pjezokeramikos elementų žaditimui. Jis yra pavaizduotas 3.24 pav. Maksimalus galimas stiprinimas naudojant šią įrangą yra iki $\pm 120V$.



3.23 pav. Paskirstytos jėgos įtaką generuojančio *Simulink* bloko išplėtimo modelis



3.24 pav. Laboratorinis įtampos stiprintuvas

Sukurtas pjezokeraminis vykdiklis, signalą generuojantis kompiuteris bei stiprintuvas sudaro kuriamos suklio guolių defektų poveikio imitavimo sistemą. Sekančiame skyriuje bus aprašytas šios sistemos veikimo aprobavimas bei žadinamo poveikio atitikimo realiems defektų poveikiams tyrimas.

4. PROTOTIPO VEIKIMO EKSPERIMENTINIS TYRIMAS

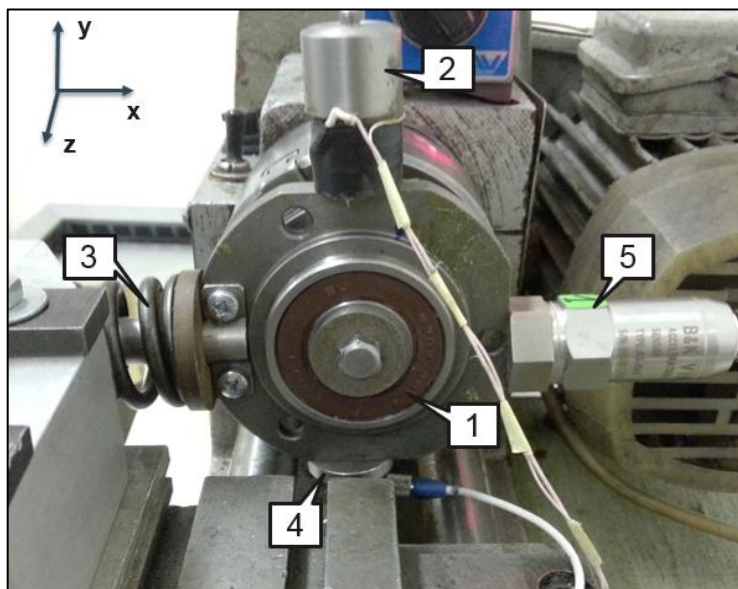
4.1 Tyrimo stendas

Skirtingų guolio defektų poveikio imitavimo tyrimas buvo atliktas naudojant tokį patį eksperimentinį stendą kaip ir 3-čiajame skyriuje, kai buvo tiriama fiziškai sumodeliuoti guolių defektai. Tik šiuo atveju skirtumas yra tame, kad stendas yra papildytas imitavimo sistemos prototipu. Bendras eksperimentinio stendo vaizdas yra pavaizduotas 4.1 pav.



4.1 pav. Bendras staklių defektų imitavimo stendo vaizdas

Defektu imitavimas buvo atliekamas į specialų guolio laikiklį/movą įstačius sveiką, gerai suteptą etaloninį guolį Nr.0. Vibracijos parametrų matavimo keitlių bei imitatoriaus išdėstymas fiksavimo taškuose ant guolio laikiklio yra pavaizduotas 4.2 pav. Numeriu 1 yra pažymėtas uždėtas etaloninis guolis; 2 – yra sukonstruotas imitacinės sistemos vykdiklis, kuris žadindavo impulsinės jėgos poveikį atitinkantį konkrečiam defektui; 3 – yra radialinę stacionarią apkrovą sudaranti spyruoklė; 4 – vibracijų matavimo ir analizavimo sistemos PULSE akselerometras. Šiuo atveju numeriu 5 yra pažymėtas papildomai uždedamas Vibrotest-60 vibracijų matavimo įrenginio keitlys, kuris įgalina realiu laiku stebėti generuojamų vibracijų gaubtinės spektrą.



4.2 pav. Imitatoriaus vykdklio bei vibracijų parametų matavimo priemonių išdėstymas ant guolio movos

Imitatoriaus aprobavimui buvo tiriamos jo poveikio priklausomybės nuo vykdklio padėties, generuojamo valdymo signalo stiprinimo ir moduliacijos gylio. Šioms priklausomybėms įvertinti, buvo apskaičiuoti atitinkami rodikliai.

4.2 Vykdklio ir vibracijų matavimo keitlio tarpusavio išdėstymo įtakos tyrimas

Imitatoriaus sistemos žadinamų defektų poveikius imituojančių signalų pralaidumo mechaninėje sistemoje kokybės priklausomybei nuo imitatoriaus vykdklio ir matavimo keitiklio išdėstymo pobūdžio nustatyti, imitavimo sistemos valdymo signalas buvo palyginamas su jo atsaku – matuojamu vibracinio pagreičio signalu. Šiame tyrime panašumo kriterijus yra skaičiuojamas kaip koreliacijos koeficientas tarp dviejų lyginamų signalų vektorių [29] išreikštas procentais:

$$\rho(A, B) = \frac{\sum_{i=1}^n a_i - a \quad \sum_{i=1}^n b_i - b}{\sqrt{\sum_{i=1}^n a_i - a^2 \quad \sum_{i=1}^n b_i - b^2}} \times 100\% \quad (4.1)$$

Šioje lygtyje $A = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}$ ir $B = \{b_1, b_2, \dots, b_n\}$ yra palyginami diskretiniai signalai (jų reikšmių vektoriai), turintys vienodą reikšmių skaičių; a ir b yra vidutinės atitinkamų signalų narių vertės. Šis kriterijus nieko nesako apie signalų reikšmių bendro lygio skirtumą, o tik parodo kokybinį jų kitimo dėsnio panašumą. Kadangi imitavimo sistemos informacijos kelias yra sudarytas iš elektroninės ir mechaninės terpės, signalas ne tik turi praeiti kiekvieną terpę atskirai, bet ir kartu patirti virsmų procesus pereinant iš vienos į kitą. Dėl šios priežasties, fiksuojamas valdymo signalas ir matuojamas mechaninės sistemos vibracinis atsakas skiriasi tam tikrų fazės postūmių (atsiranda reakcijos uždelsimas). Todėl tiesiog skaičiuoti koreliacijos koeficientą yra netikslinga. Būdas

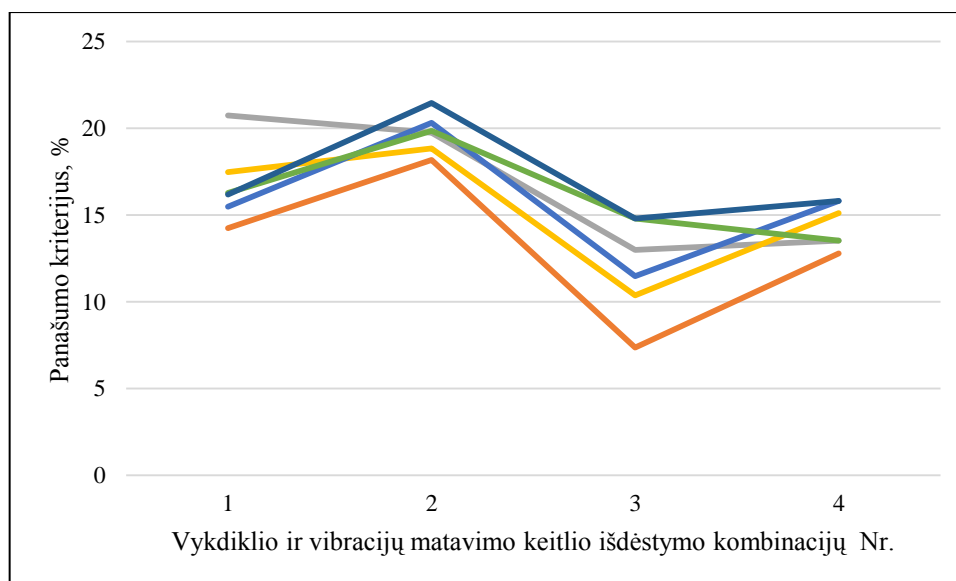
kompensuoti signalų fazės skirtumus yra skaičiuoti jų koreliacinę funkciją, kurios vertės yra apskaičiuojamos sekančiai:

$$r_j(A, B) = \frac{\sum_{i=1}^n a_{i-n+1+j} - a \quad b_i - b}{\sqrt{\sum_{i=1}^n a_{i-n+1+j} - a^2 \quad \sum_{i=1}^n b_i - b^2}} \times 100\% \quad (4.2)$$

Lygtyje, $r_j(A, B)$ reiškia vektorių A ir B koreliacijos koeficiento absoliutinę vertę kai vektorius A ir B yra perstumti tarpusavyje į dešinę $n - j - 2$ reikšme, o $j = 1, 2n - 2$. Kaip naudojamas panašumo kriterijus buvo paimama didžiausia kroskoreliacijos funkcijos vertė $r_{max} = \max(r_j)$. Tyrimuose buvo išbandytos keletas vykdiklio ir vibracijų matavimo keitlio išdėstymo kombinacijos pagal 3.9 pav. taškus, jos yra pateiktos 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Vykdiklio ir vibracijų matavimo keitlio išdėstymo kombinacijos pagal 3.9 pav. taškus.

Kombinacijos Nr.	Vykdiklio padėties taškas	Vibracijų keitlikio padėties taškas
Nr.1	X	Y2
Nr.2	Y1	Y2
Nr.3	Z	Y2
Nr.4	Z	Z



4.3 pav. Imitacinės sistemos valdymo ir matuojamo vibracinio pagreičio signalų panašumo kriterijų vertės prie skirtingų vykdiklio ir vibracijų matavimo keitlio išdėstymo kombinacijų esant skirtingiems bandymo parametrams

Keičiant anksčiau išvardytas vykdiklio ir vibracijų matavimo keitlio išdėstymo kombinacijas esant skirtingiems bandymo parametrams (stiprinimas, moduliacijos gylis, radialinė apkrova), buvo nustatyta, kad bendruoju atveju geriausias sistemos informacijos signalo pralaidumas yra tuomet, kai

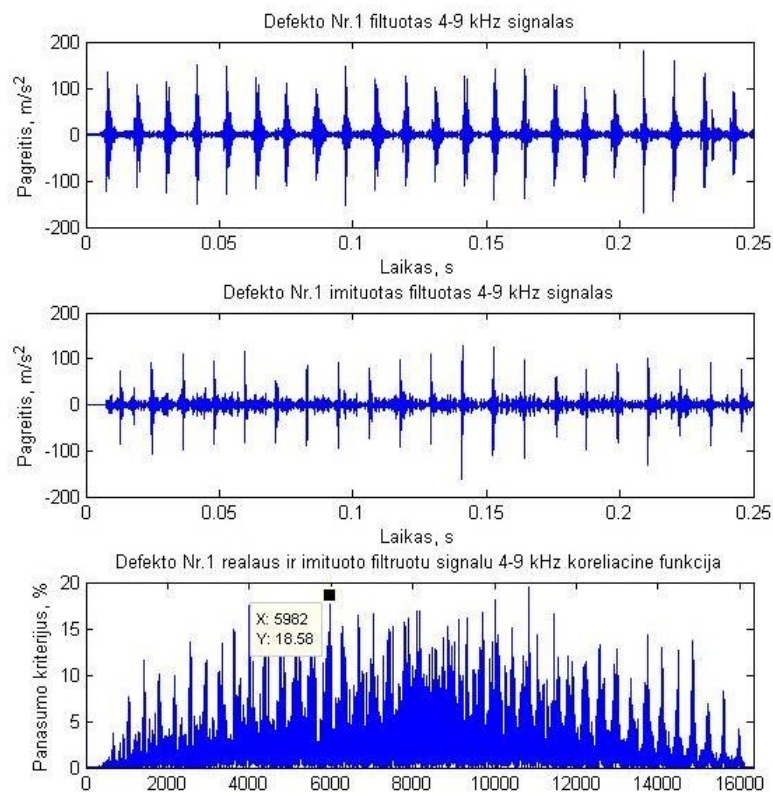
naudojamas elementų išdėstymas Nr.2. Tai galima matyti diagramoje pateiktoje 4.3 pav. Čia atskirų matavimų parametrai nėra svarbūs, todėl jos nežymimos.

Tokiu būdu, galima teigti, kad geriausias signalo informacijos pralaidumas yra tuomet, kai vykdyklis ir matavimo keitlys yra išdėstyti išilgai vienos ašies, o būtent Y ašies kryptimi. Nors vykdyklis ir matavimo keitlys išdėstyme Nr.4 taip pat yra išilgai vienos Z ašies, informacinis pralaidumas nusileidžia pastarajai kombinacijai. Tai galima paaiškinti tuo, kad Z ašies išdėstymo atveju, vibracijos buvo perduodama skersinėmis šlyties bangomis, o Y atveju – išilginėmis tamprumo.

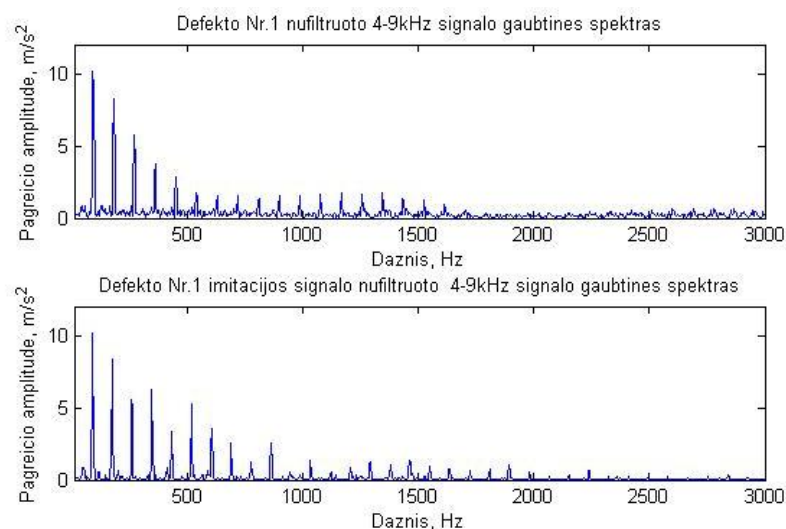
4.3 Guolių defektų imitavimo kokybės tyrimas

Siekiant patikrinti sukurtos imitacinės sistemos esminės užduoties atlikimo kokybę buvo bandyta imituoti kai kuriuos guolių defektus, kurie buvo fiziškai sumodeliuoti ankstesniajame skyriuje. Siekiant įvertinti defektų įnešamo impulsinės jėgos poveikio imitavimo kokybę, buvo palyginami išmatuotų vibracinio pagreičio signalų charakteristikos esant realiems ir imituotiems defektų poveikiams. Kadangi defektų imitavimo sistemos prototipas buvo sukurtas imituoti defektų poveikius dažnio diapazone nuo 4 iki 9 kHz, palyginimui buvo naudojami atitinkamai nufiltruotos išmatuotų signalų ir jų gaubtinių laiko ir dažnio charakteristikos. Norėdami kiekybiškai įvertinti defektų imitavimo kokybę buvo apskaičiuojamos lyginamų signalų panašumo kriterijai. Kadangi vibracinio pagreičio matavimai buvo atliekami atskirai esant realiems fiziškai sumodeliuotiems defektams ir jiems atitinkamai imituotiems, signaluose esančių jėgos poveikių fazės nesutaps. Todėl kaip panašumo kriterijų rezultatams palyginti tikslinga būtų naudoti tos paties koreliacinės funkcijos maksimalios vertės išreikštos procentais reikšmes apskaičiuojamas pagal 4.2 formulę. Tuo tarpu, nufiltruotų vibracinio pagreičio signalų ir jų gaubtinių dažnio charakteristikos nepriklauso nuo fazės, todėl, jų palyginimui naudojamas panašumo kriterijus bus tiesiog spektrų koreliacijos koeficientas išreikštas procentais ir apskaičiuojamas pagal 4.1 formulę. Kadangi, kaip buvo pateikta 3.4 lentelėje, ne visų fiziškai sumodeliuotų poveikių pobūdžius pavyko identifikuoti, todėl šio tyrimo etape bus bandoma imituoti tik aiškiai matomų defektų Nr. 1,2,3,4,6 ir 7 poveikius. Guolių defektų išorinio žiedo takelyje atveju, palyginimui buvo naudojami duomenys, kai matavimai buvo atliekami X kryptimi veikiant 350N radialinei apkrovai, o defektai buvo A taško pozicijoje. Žemiau yra pateikti pirmojo guolio fiziškai sugeneruoto ir jam atitinkamai imituoto vibracinio pagreičio išmatuotų signalų apdorotų duomenų palyginimai.

Nuo 4 iki 9 kHz dažnių juostos filtruotų realaus defekto ir imituoto signalų laiko charakteristikos bei jų koreliacinės funkcijos grafikas yra pavaizduoti 4.4 pav. Jų gaubtinių laiko charakteristikos ir palyginimo koreliacinės funkcijos grafikas yra atvaizduoti 4.6 pav. O 4.5 pav. yra pateikti šių gaubtinių dažnio srities charakteristikos.

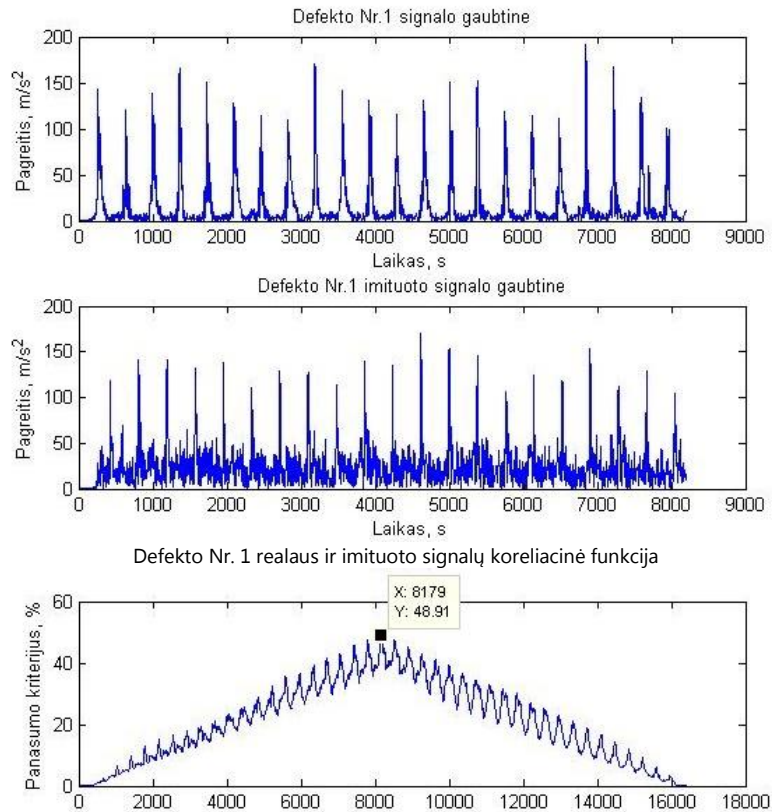


4.4 pav. Realaus defekto Nr.1 ir imituoto signalų 4 iki 9 kHz dažnių juostos filtruotų laiko charakteristikos bei jų koreliacinės funkcijos grafikas



4.5 pav. Realaus defekto Nr.1 ir imituoto signalų gaubtinių spektrai

Kaip galime matyti iš pateiktų grafikų ir apskaičiuotų kriterijų, kurie yra pateikti 4.2 lentelėje, sukurtas imitatoriaus prototipas sugeba tinkamai imituoti skirtingų vietinių įdubimo formos defektų guolio žiedų takeliuose sukuriama impulsinio jėgos poveikio 4 – 9 kHz dažnių diapazone. Nors laiko srityje analizuojant generuojamus vibracinio pagreičio signalus esant tikram ir imituotam defektų poveikiams, jų panašumas pagal įvestą kriterijų neviršija 22%, gaubtinių panašumas gali pasiekti 75%, o gaubtinės spektrų panašumas net iki 92% kaip galima pamatyti nagrinėjant defekto Nr.4 atvejį.



4.6 pav. Realaus defekto Nr.1 ir imituoto signalų gaubtinių laiko charakteristikos bei jų koreliacinės funkcijos grafikas

4.2 lentelė. Guolių defektų imitavimo kokybės tyrimo metu apskaičiuoti panašumo kriterijai skirtingiems defektų atvejams

Defekto Nr.	Panašumo kriterijus, %		
	Filtruotas laiko signalas	Gaubtinės laiko charakteristika	Gaubtinės spektras
1	18,58	48,91	74,43
2	13,42	35,67	68,72
3	16,11	42,22	70,06
4	22,04	75,51	91,76
6	8,35	20,3	41,94
7	11,31	31,01	50,88

Taip pat rezultatai parodė, kad guolio defekto suklio mazge imitavimo užduoties realizavimas sunkėja, kai numatomas defekto poveikio signalas yra stipriai moduluotas kitais įtakojančiais veiksniais, tokiais kaip rotorius sukimosi metu periodiškai veikianti pasiskirstyta apkrova, separatoriaus įnešamas poveikis. Tačiau nagrinėjant paprastesnius defektų variantus, panašius į Nr.1,3 ir 4, galima teigti, kad sukonstruotas defektų poveikio imitacinės sistemos prototipas adekvačiai atkuria ir imituoja suklio mazgo tam tikrų defektų paveikiamą vibroakustinę aplinką. Taip pat galima teigti, kad šiame darbe išbandytas pusiau natūrinis defektų poveikio imitavimo principas yra taikytinas duotajai užduočiai ir gali turėti dėmesio ateities darbuose tobulinant jau sukurtos imitacinės sistemos prototipą bei vystant pačią darbo idėją.

IŠVADOS IR PASIULYMAI

1. Projekto metu buvo išanalizuoti metalo apdirbimo staklių suklio mazgo, kaip rotorinės sistemos, konstrukcija, jos ypatumai ir vibracijų šaltiniai. Nustatyta, kad guolių defektai yra pagrindinė rotorinės sistemos gedimo ir staklių kokybės bei techninės būklės pasikeitimo priežastis. Todėl detaliau buvo išnagrinėta suklio mazgo guolių sistema, jos defektai, vibracijos bei kai kurie guolių diagnostikos metodai.
2. Suklio guolių sistemos defektus imituojančio poveikio signalo kūrimui buvo nagrinėjami fizikinio ir matematinio modeliavimo metodai. Nustatyta, kad fizikinis metodas ekonominiu ir laiko sąnaudų atžvilgiu yra neracionalus, o matematinis metodas neužtikina pakankamos defektų imitavimo kokybės. Dėl to buvo pasiūlyta naudoti pusiau natūrinį imitavimo metodą, kuris leistų išvengti anksčiau minėtų guolių defektų poveikio imitavimo problemų.
3. Naudojant mašinų vibracijų ir akustinių triukšmų lygio bandymų laboratorijos įranga buvo ištirtas kai kurių fiziškai sumodeliuotų TY2 12-111-75 staklių suklio guolių lokaliųjų defektų vidinio ir išorinio žiedo takeliuose poveikis bendrajai staklių vibroakustinei aplinkai. Poveikio modeliavimui buvo pritaikytas impulsinės jėgos defektų modelis, kuris tinkamai atvaizduoja impulsinę nagrinėjamų defektų poveikių prigimtį.
4. Iš tyrimų rezultatų, buvo nustatyta, kad dėl aukšto triukšmų lygio prasminga būtų imituoti defektų poveikius tik 4-9 kHz dažnių diapazone. Imitavimo sistemai tinkamiausiai būtų naudoti pjezokeraminį vykdiklį, kurio pailgėjimas siektų $0,4\mu\text{m}$, o generuojamas vibracinis pagreitis 4kHz dažnyje – $4,5\text{m/s}^2$. Pagal šiuos reikalavimus buvo sukurtas pjezokeraminis vykdiklis, kuris susideda iš 15-kos 1 mm storio 20 mm skersmens pjezokeraminių ITC-23 plokštelių paketo. Valdymo signalui kurti, buvo sukurtas *MatLab* simulink modelis, kuris generuoja defektų poveikius atitinkančius impulsinius signalus.
5. Sukurtas prototipas buvo eksperimentiškai išbandytas siekiant nustatyti juo imituojamų vibroakustinių signalų charakteristikų atitikimą realių defektų situacijoms. Nustatyta, kad prototipas sugeba tinkamai imituoti guolyje esančių vietinių takelių defektų vibroakustinius poveikius dažnių diapazone nuo 4 iki 9 kHz. Išgautas imituoto vibracinio pagreičio signalo atitikimas realiam defektui laiko srityje siekia 22%. Jo gaubtinės laiko srities atitikimas užfiksuotas iki 75%, o pačią diagnostinę informaciją dažnio srityje nešantis gaubtinės spektras pasiekė net 92% atitikimą realaus defekto gaubtinės spektrui.
6. Atliktais tyrimais buvo sukurta ir praktikoje aprobuota staklių suklių pusiau natūrinio guolių defektų imitavimo metodika. Jos pagrindiniai elementai įskaito techninio objekto defektų generuojamo poveikio vibroakustiniai aplinkai tyrimas ir matematinio modelio sudarymas, reikalavimų imitacinei sistemai nustatymas, vykdomosios ir valdymo posistemų kūrimas bei apjungtos sistemos testavimas.
7. Tolimesniuose darbuose yra numatoma išbandyti duotojo imitavimo metodo taikymo galimybes didesnei defektų aibei bei universalesnės defektų imitavimo sistemos kūrimas.

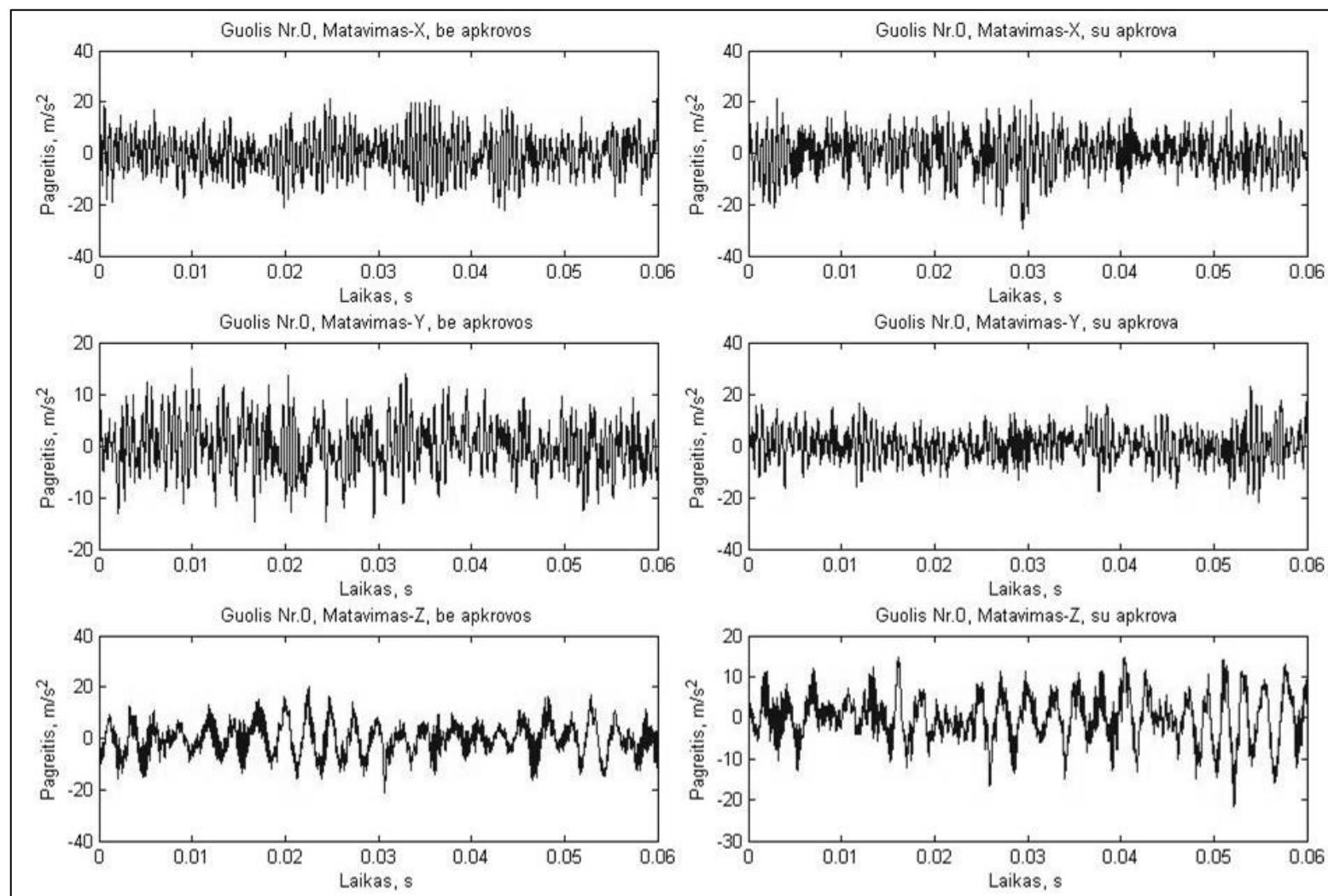
LITERATŪRA

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. Наука,1967, с.444 Шестерников А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков: Учебное пособие. Ульяновск: 2006, с.93
2. Yuzong Cao. Modeling of high-speed machine-tool spindule systems. University of British Columbia: 2006, p.140
3. Tatsubono M., Banda N. Sound and vibration in rolling bearings. Iš *NSK Basic Technology Reserch and development Center* [straipsnis]. 2001, [žiūrėta 2015-04-02]. Prieiga per internetą: <http://www.nsk.com/>
4. Schaffler group industrial. Rolling bearing damage. Recognition of damage and bearing inspection. Status 2001, p.76
5. Volkovas V., Žiedelis S. Mechaninių sistemų techninė diagnostika ir monitoringas: Mokomoji knyga. Technologija, 2005, p.73
6. Мельников П.В. Систематизация исследований по созданию встроенных систем технической диагностики мехатронного оборудования. Иркутск: 2010, с.9,38,82
7. Arifi .E. Monitoringo of Spindle Bearings During Operation. Iš *FAG, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG* [skaidrės]. 2011, [žiūrėta 2015-05-03]. Prieiga per internetą: <http://www.musp.it/>
8. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Вибро-акустическая диагностика машин и механизмов. Москва: Машиностроение, 1987, с.288
9. Bentley D. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. Canada: ASME Press,2003, p.725
10. White M. Simulation and analysis of machinery fault signals. *Journal of sound and vibration* Vol.93, 1984, p.95-116
11. McFadden P., Smith J. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of sound and vibration* Vol. 96, 1984, p.69-82.
12. Kiral Z., Karagulle H. Simulation and analysis of vibration signals generated by rolling element bearing with defects. *Tribology International* Vol. 36, 2003, p.667-678
13. Toth L., Toth T. Construction of a realistic signal model of transients for a ball bearing with inner race fault. *Acta Polytechnica Hungarica* Vol.10.1, 2013, p.63-80
14. Šnurovas A., Volkovas V. Analytical Simulation of Machine Tool Spindle Vibrations Due to Bearing Faults. *Proceedings of 19th International Conference Mechanika*, 2014, p.238
15. Tandon N., Choudhury A. An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect. *Journal of sound and vibration* Vol.205,1997, p.275-292

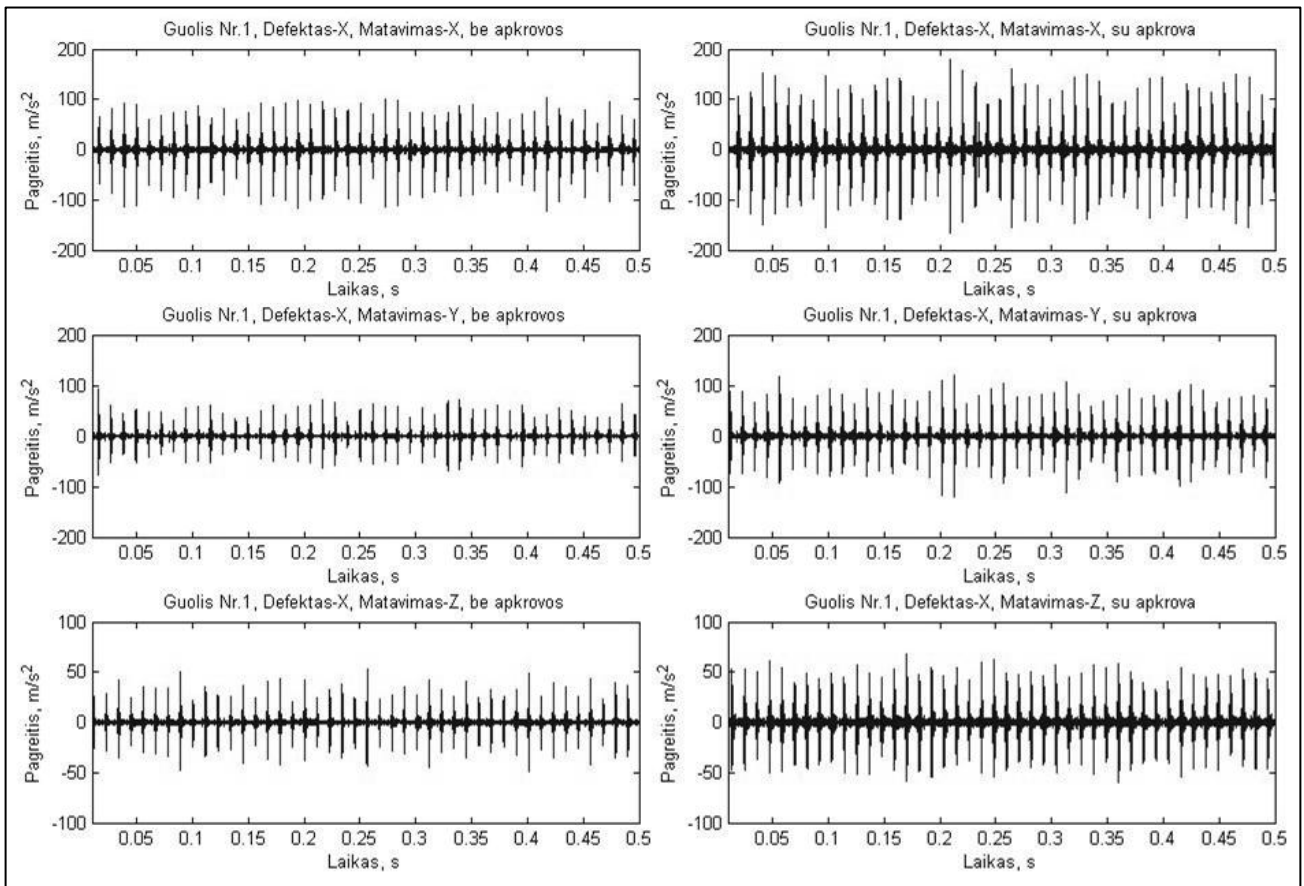
16. Deep groove bearing Nr.6303 2D/3D CAD files. [modelis]. 2013 [žiūrėta 2015-05-10]. Prieiga per internetą: <http://medias.schaeffler.com/>
17. Smith W. The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing. Second Edition. California Technical Publishing, 1999, 643p.
18. Shreve H. Signal Processing for Effective Vibration Analysis. IRD Mechanalysis, Inc Columbus, Ohio, 2001, 11p
19. Monitoring: Envelope Signal Processing. Using Envelope Signal Processing in Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings. SKF Reliability Systems, 2009, 14p.
20. Waller N. Acceleration Enveloping – Higher Sensitivity, Earlier Detection. Orbit machinery handbook, 2004, 10p.
21. Scott T. Application Note EP1. Envelope Signal Processing (ESP).Diagnostics solutions Ltd., 2006, 12p.
22. Randall R.B. Rolling element bearing diagnostics – A tutorial. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 485p.
23. Storey B.D. Computing Fourier Series and Power Spectrum with MATLAB, 2008, 15 p.
24. Huber J.E., Fleck N.A., Ashby M.F. The selection of mechanical actuators based on performance indices. *Proc. R. Soc. Lond. A* , 1997, 453 p.
25. Dimarogonas A. Vibration for Engineers. Second Edition. *Washington University*, 1996, 138 p.
26. Žiliukas P., Barauskas R. Mechaniniai virpesiai. Vadovėlis. Kaunas, Technologija, 1997, 309 p.
27. Bubulis A., Jūrėnas V. Pjėzomechanika. Mokomoji knyga, Vilnius, 2008, 33 p.
28. Bansevicius R., Dragašius E., Skiedraitė I., Toločka R.T. Adaptyvios mechatroninės sistemos. Praktiniai darbai. Mokomoji knyga., Vilnius, 2008, 28 p.
29. Rodgers J.L., Nicewander W.A. Thirteen ways to look at the correlation coefficient. *The American Statistician* 42 (1): 1988, 59 p.

PRIEDAI

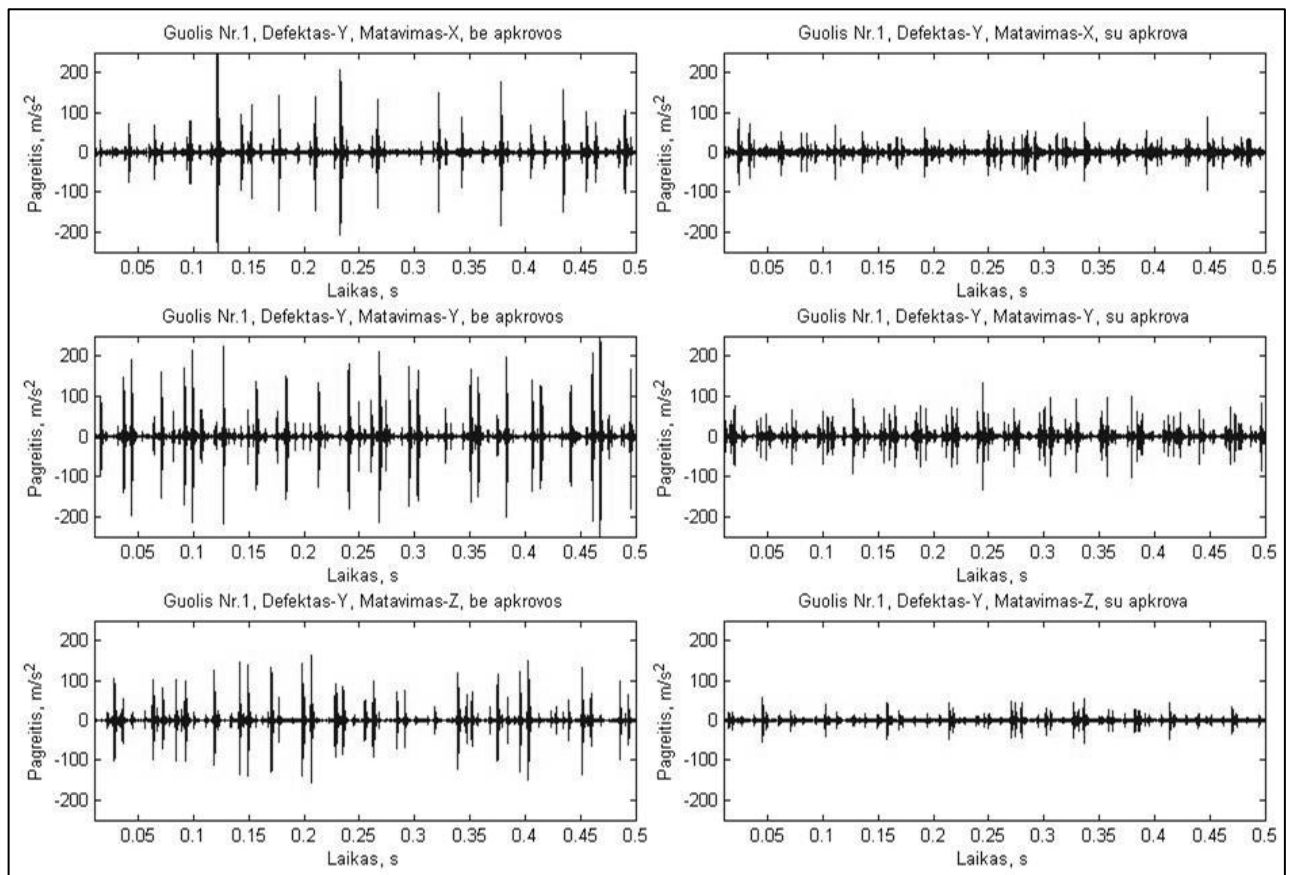
1 priedas. Vibracinio pagreičio laiko charakteristikos



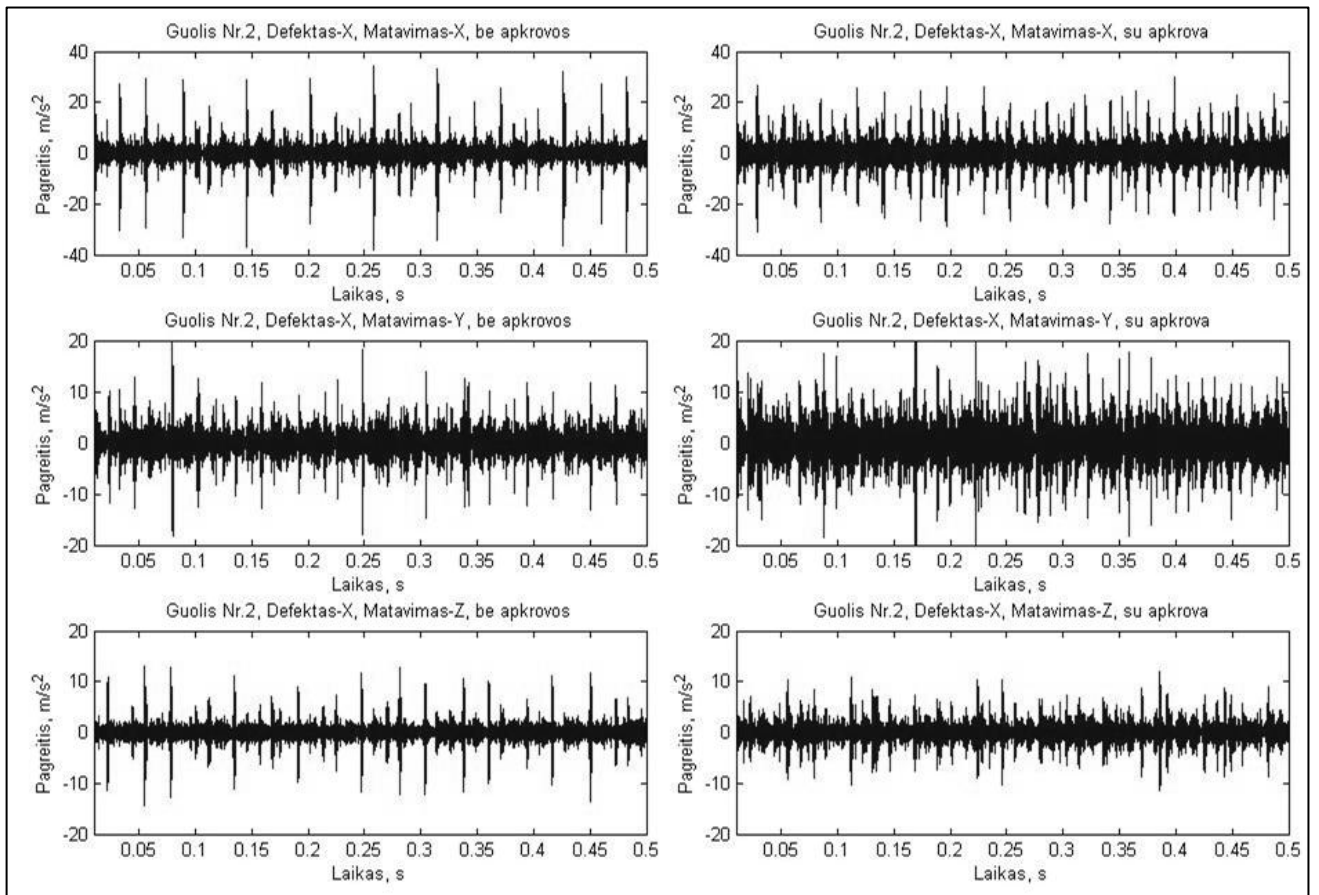
1P-1 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr.0 (sveikas)



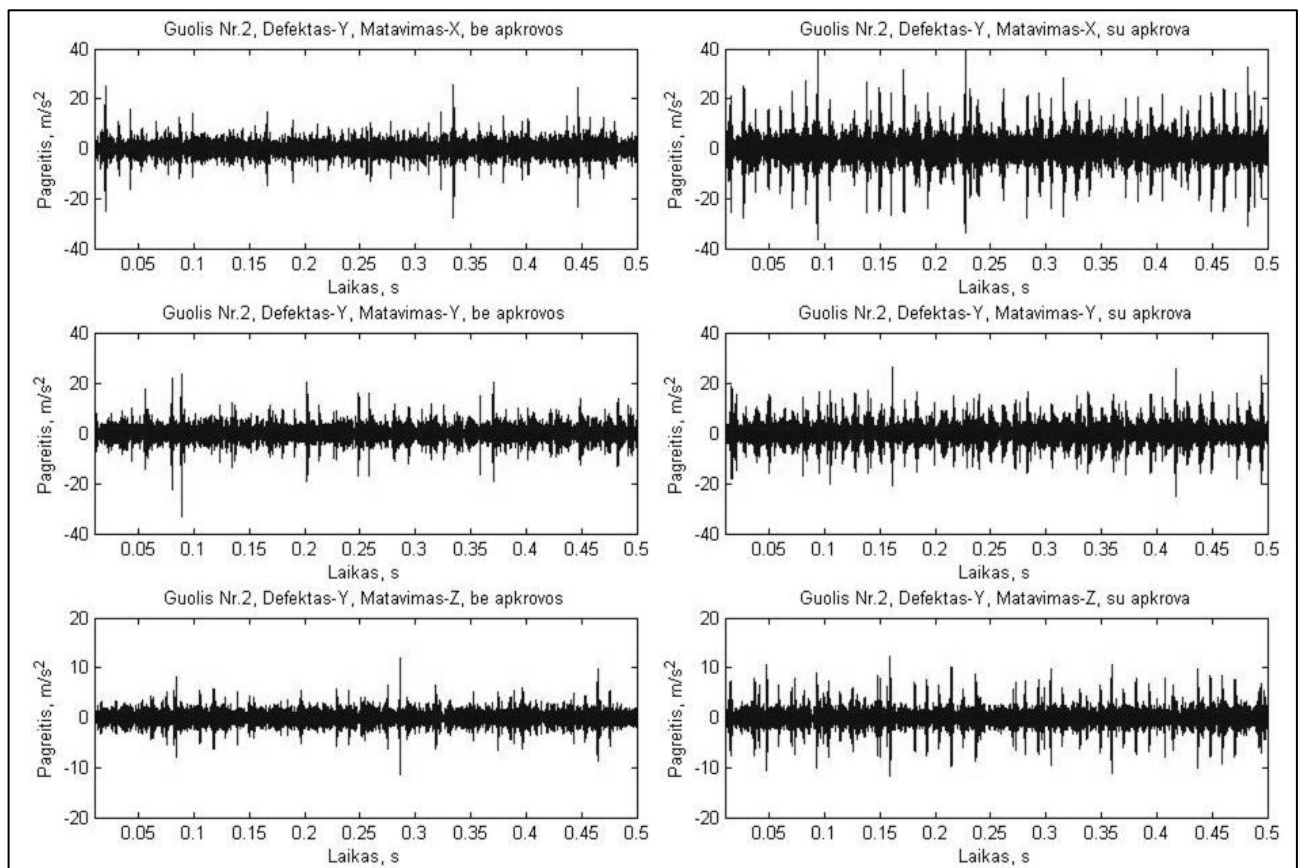
1P-2 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške A)



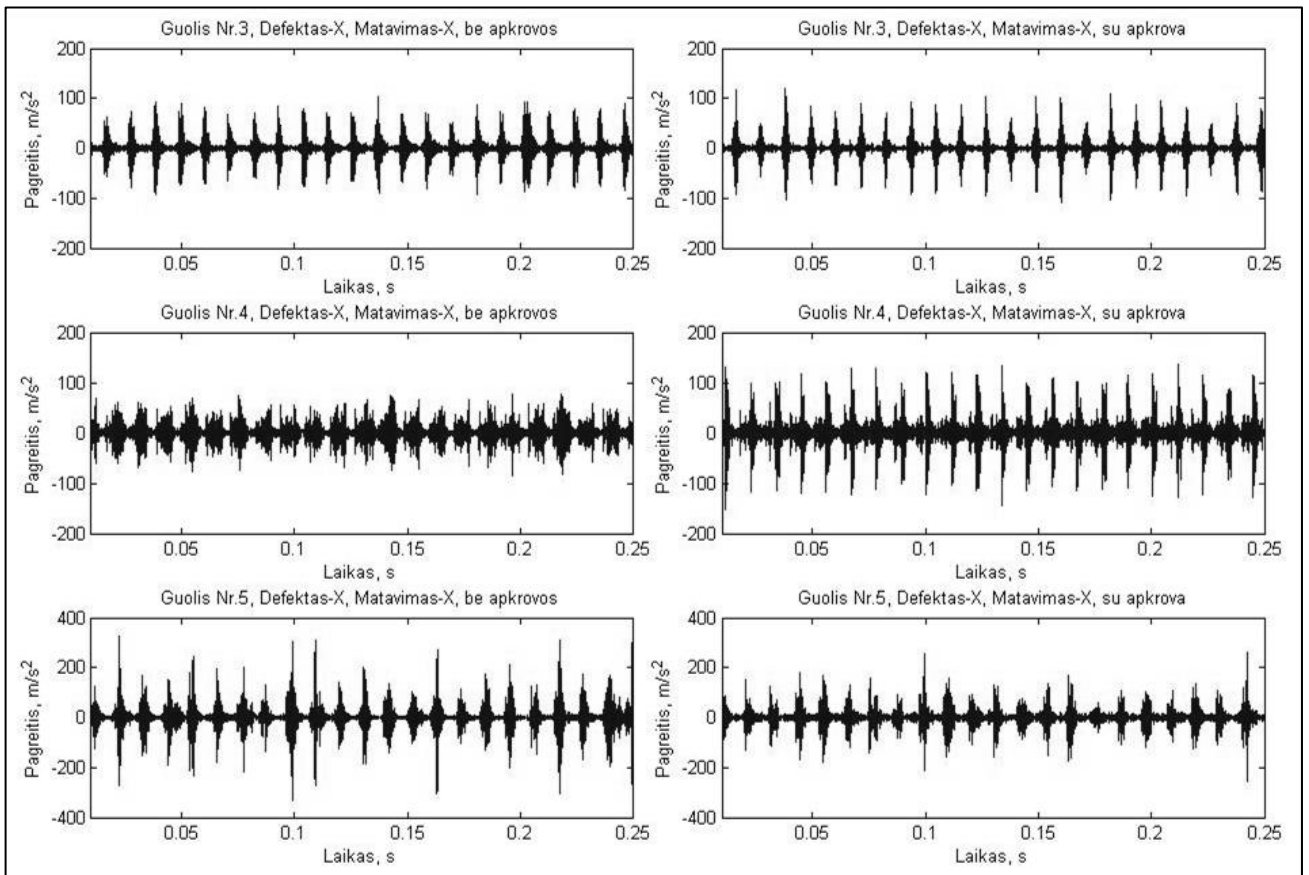
1P-3 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške B)



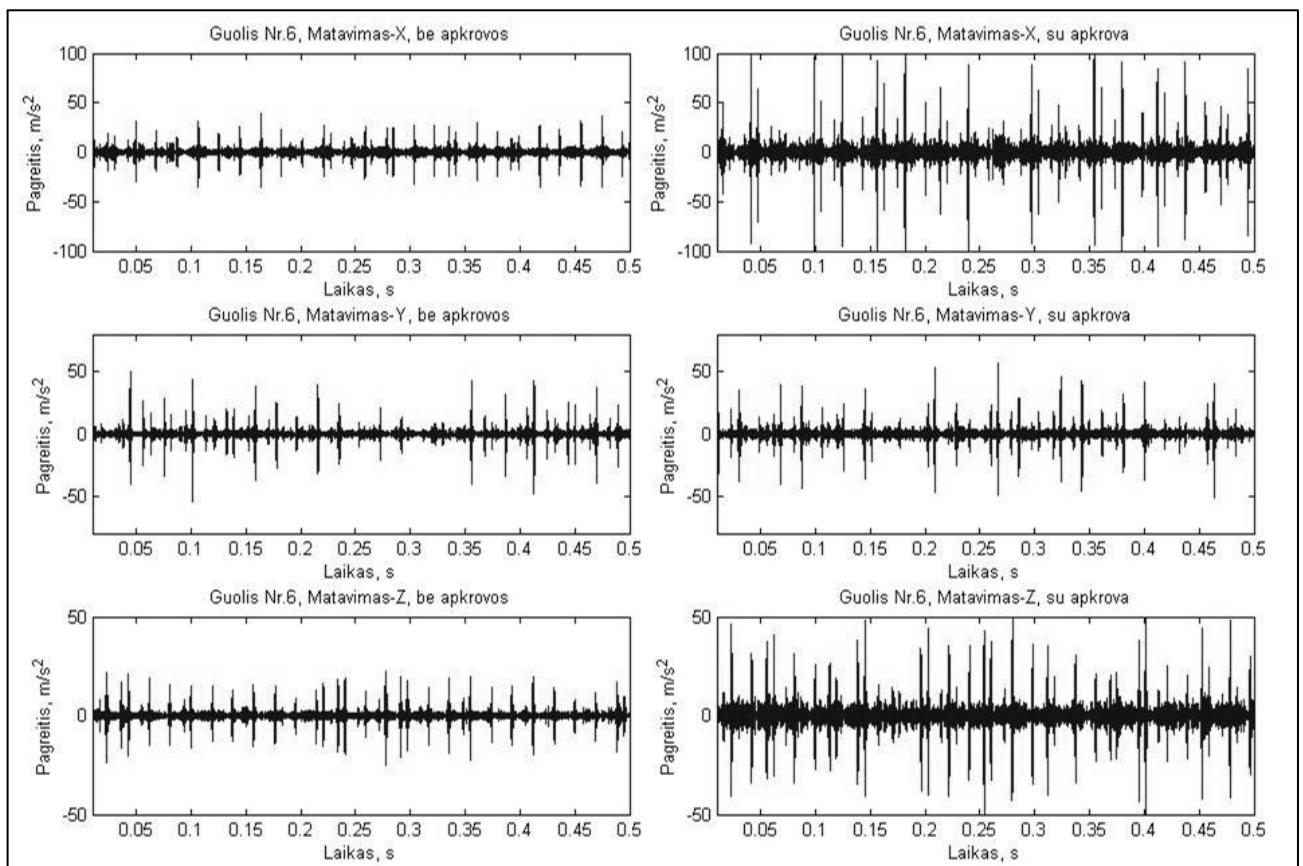
1P-4 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške A)



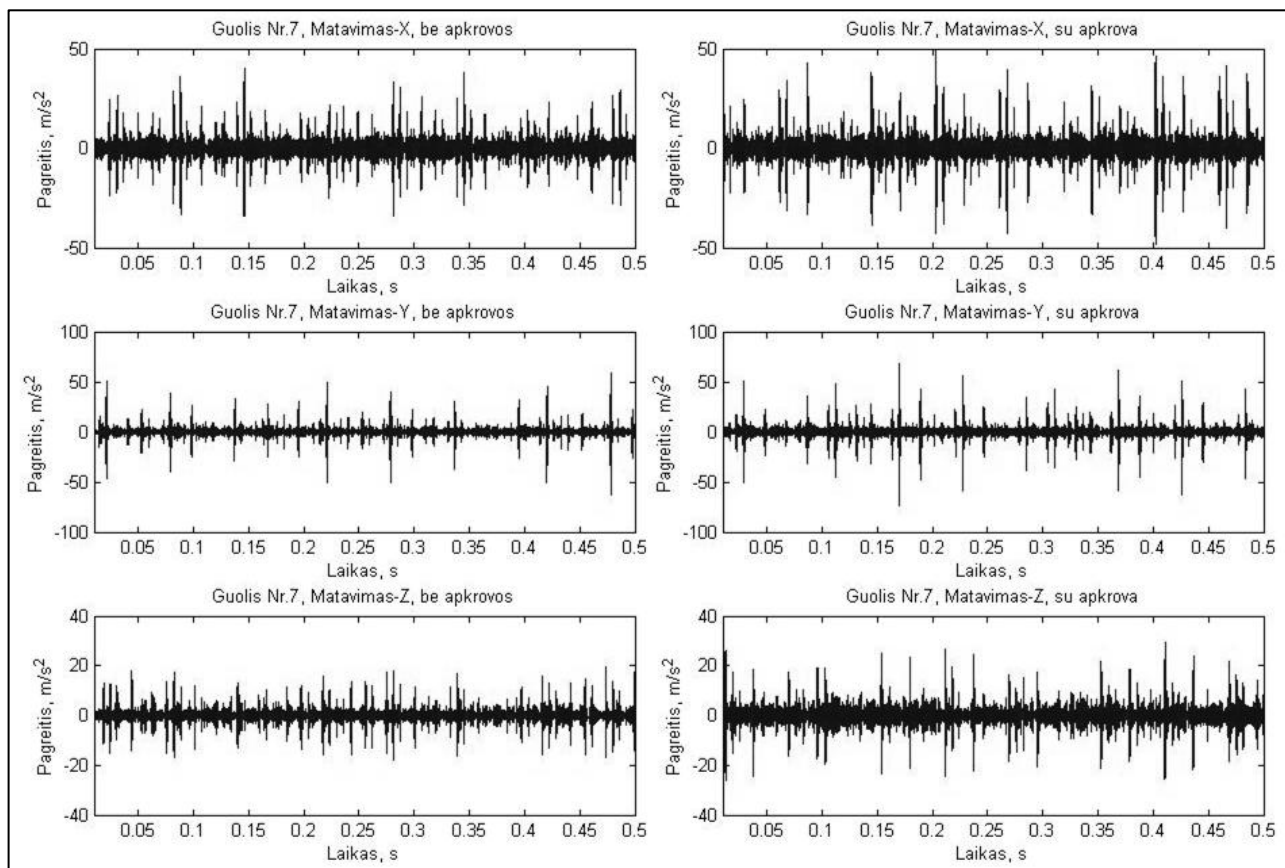
1P-5 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške B)



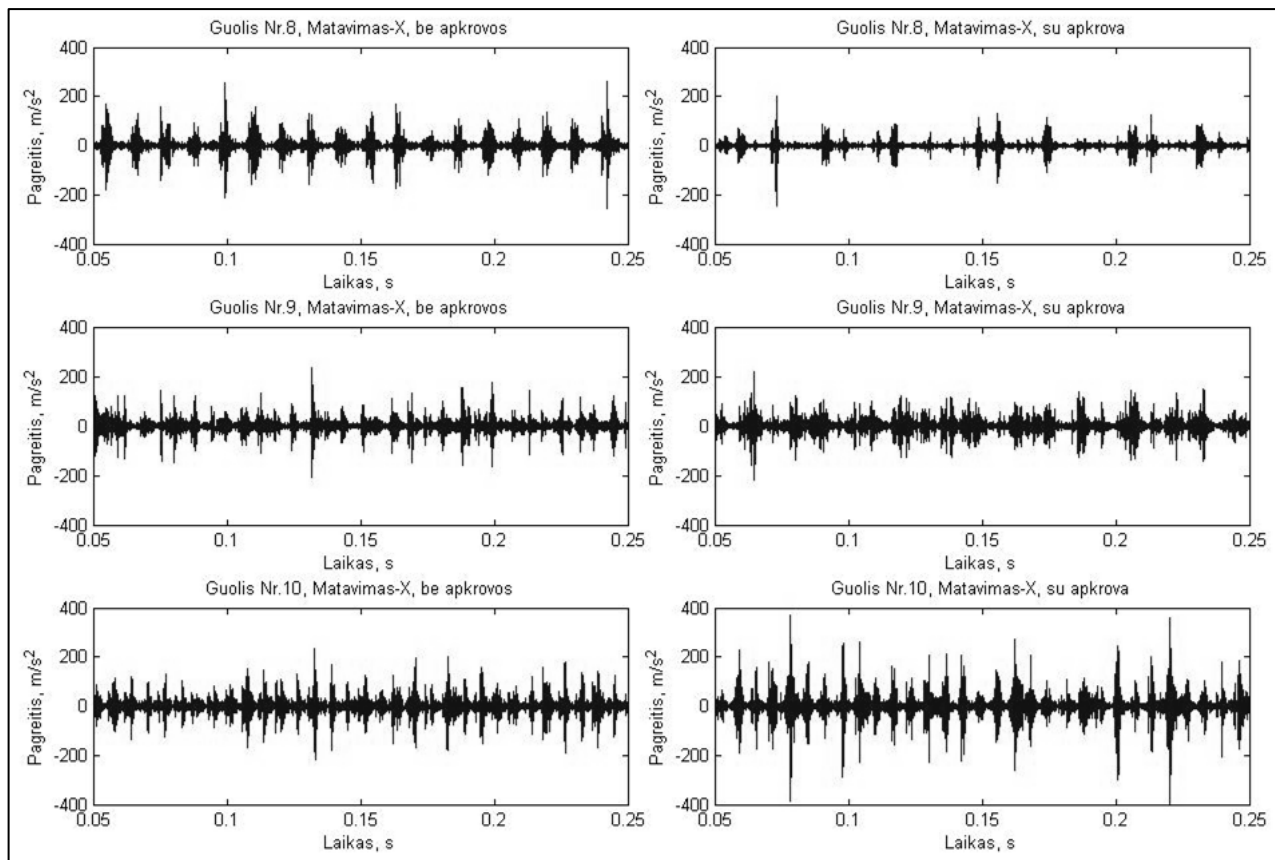
1P-6 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliams Nr. 3,4,5 (defektai taške A)



1P-7 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr. 6

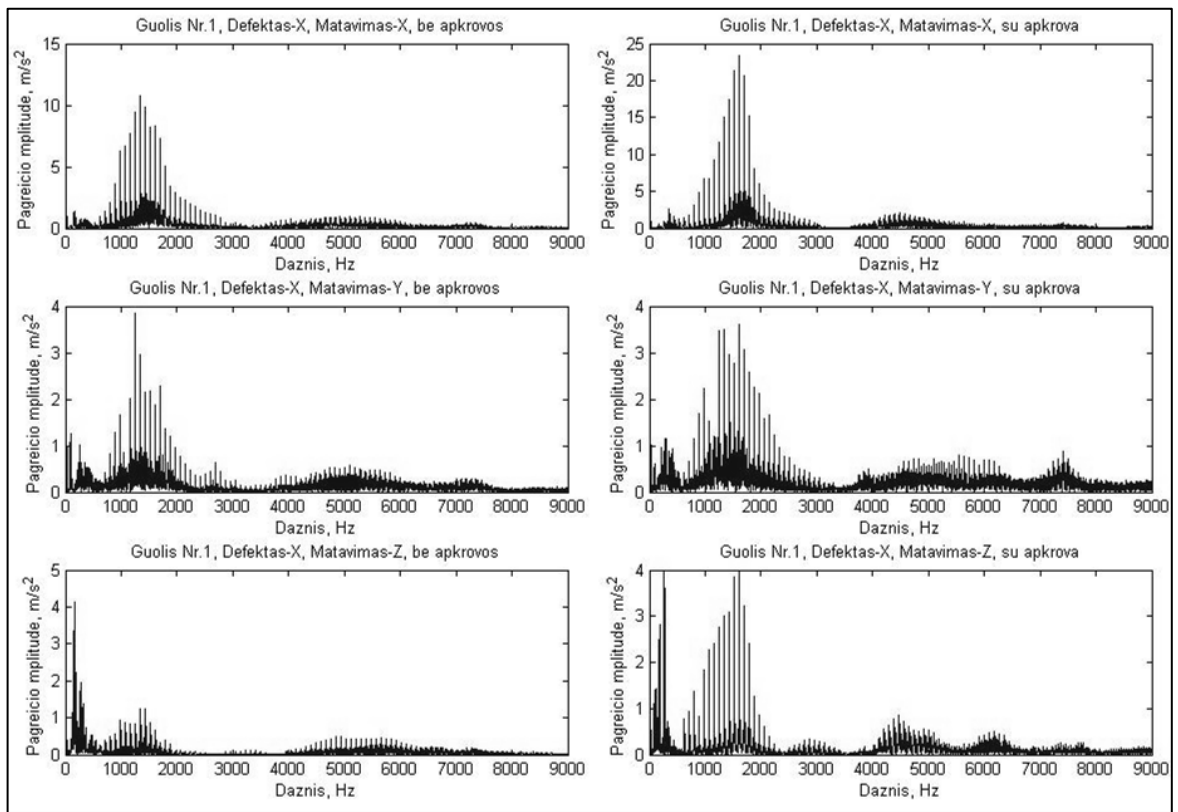


1P-8 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliui Nr. 7

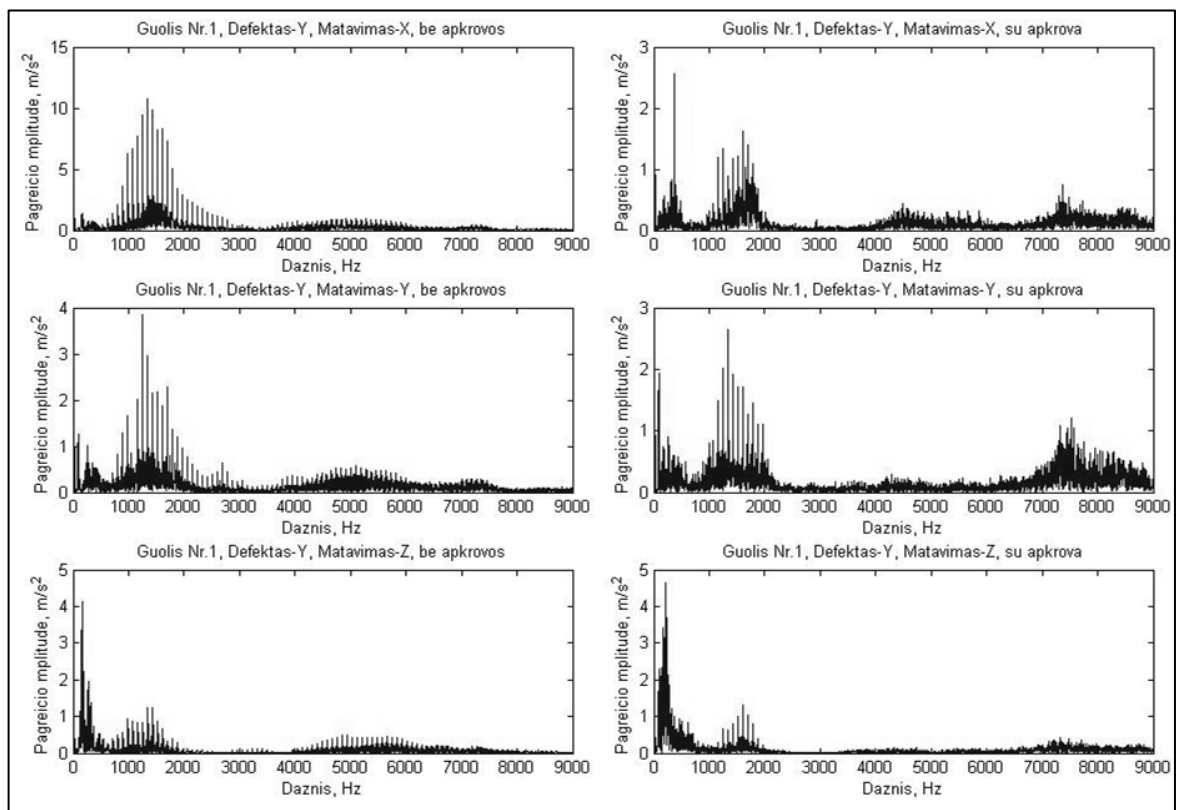


1P-9 pav. Vibracinio pagreičio laiko charakteristika esant guoliams Nr. 8,9,10

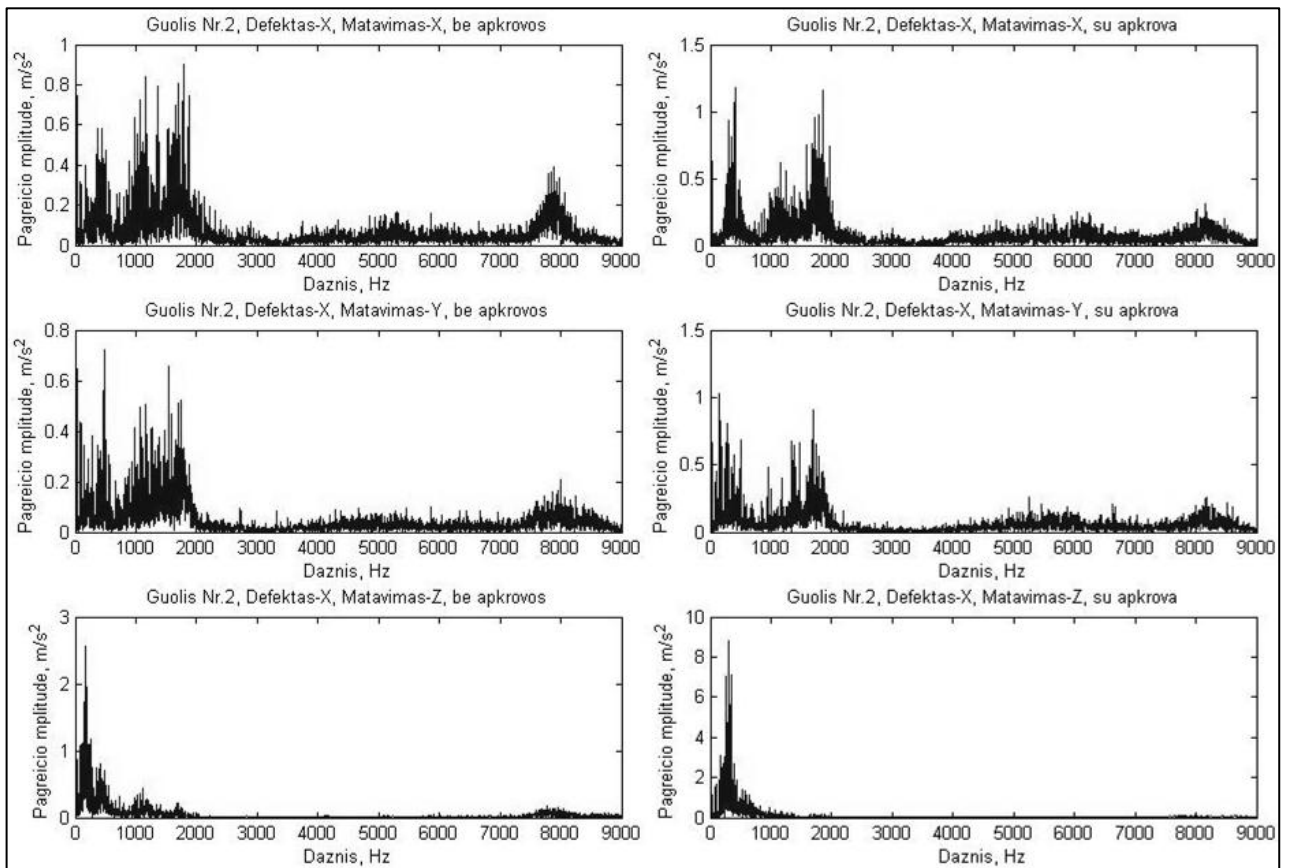
2 priedas. Vibracinio pagreičio dažnio charakteristikos



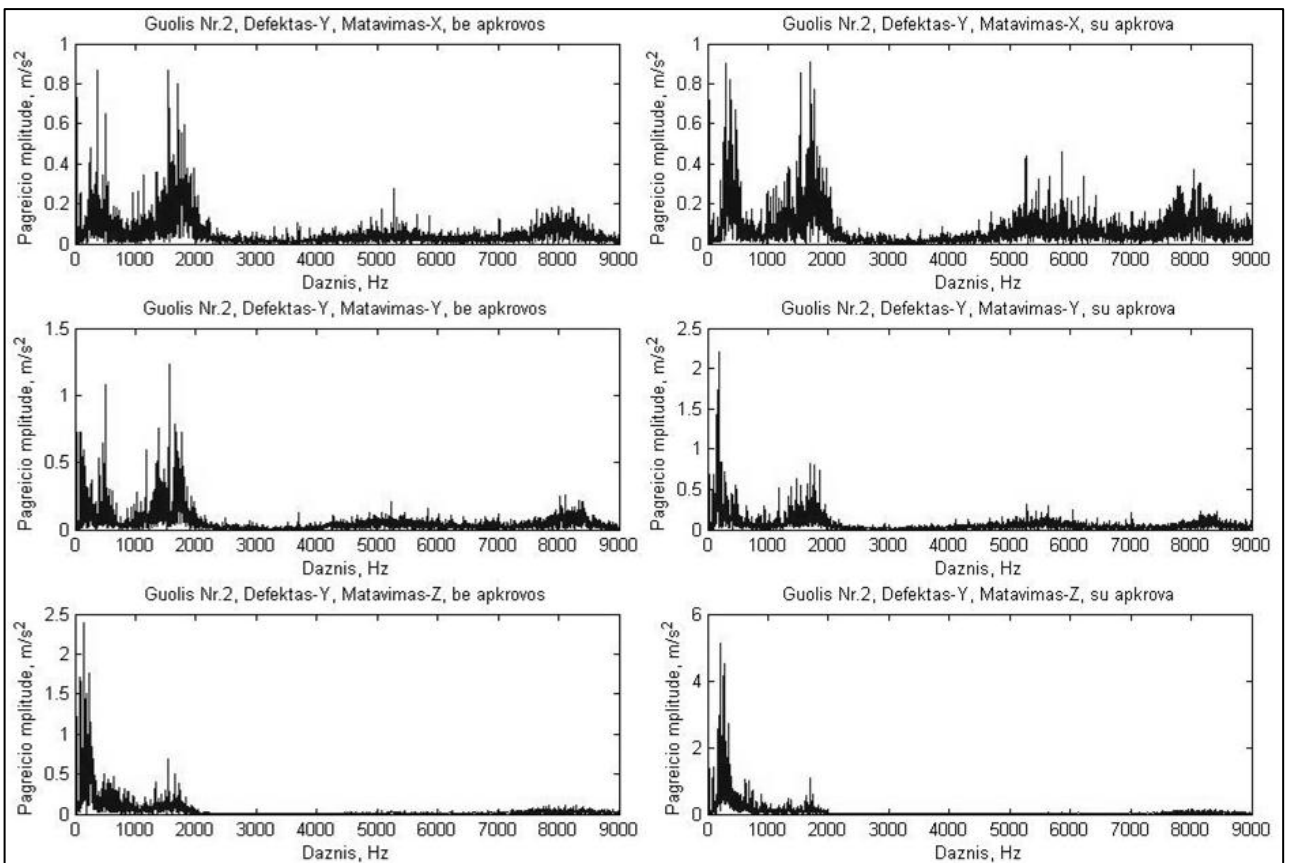
2P-1 pav. Vibracinio pagreičio dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške A)



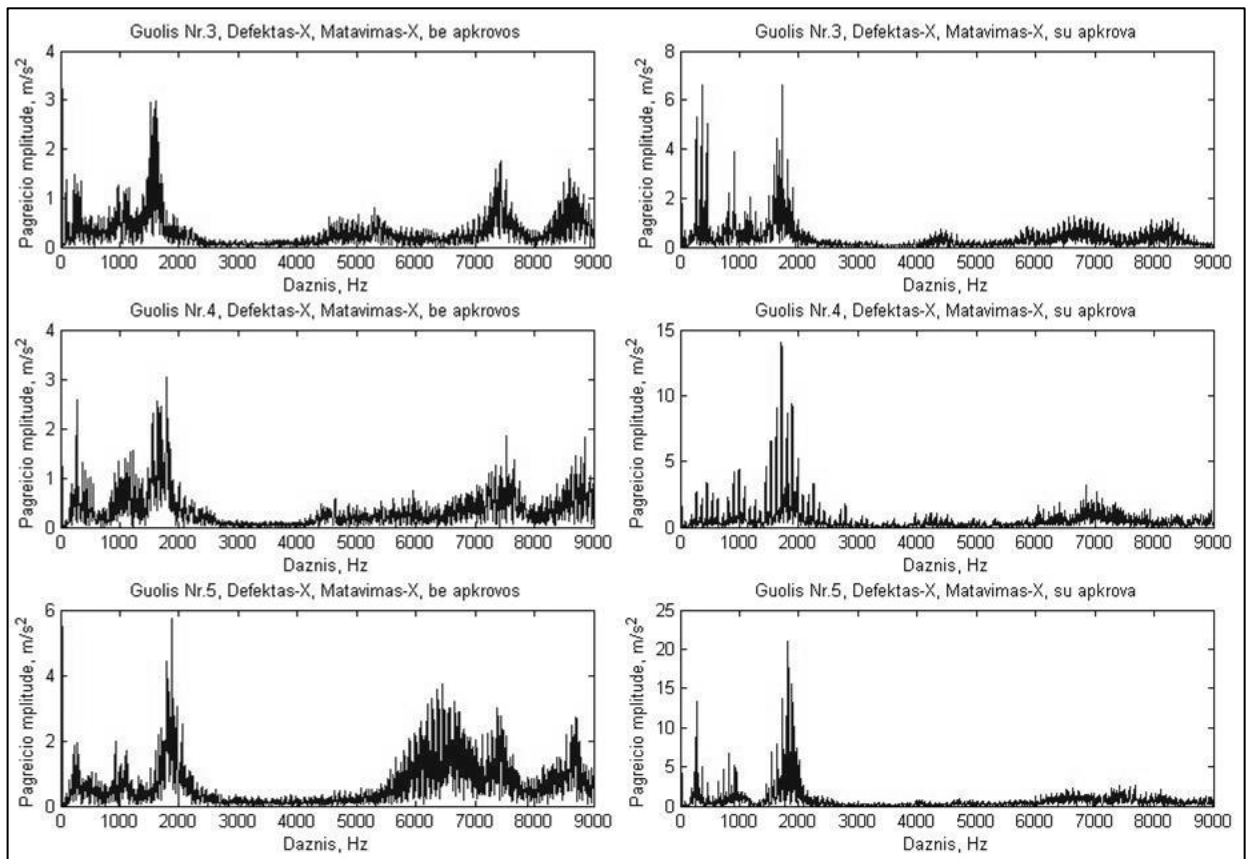
2P-2 pav. Vibracinio pagreičio dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške B)



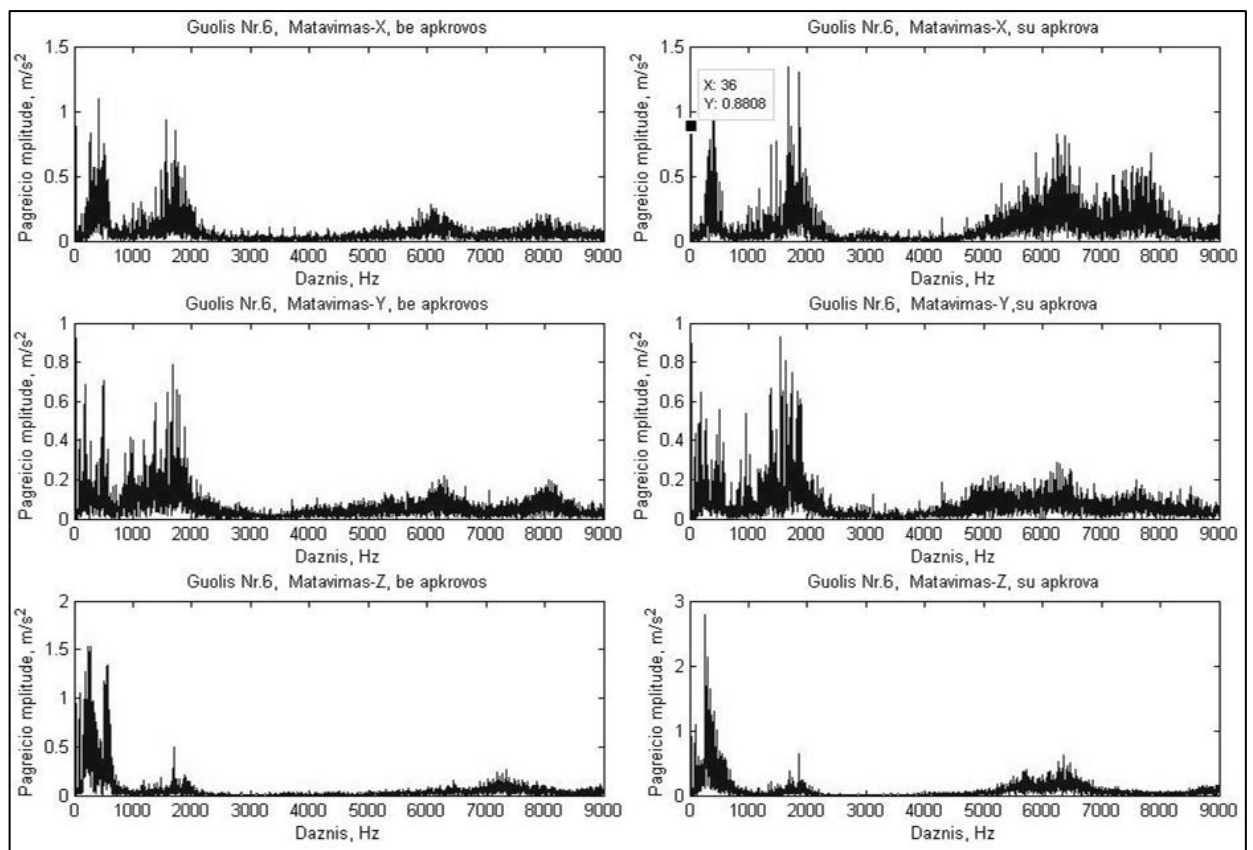
2P-3 pav. Vibracinio pagreicio dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške A)



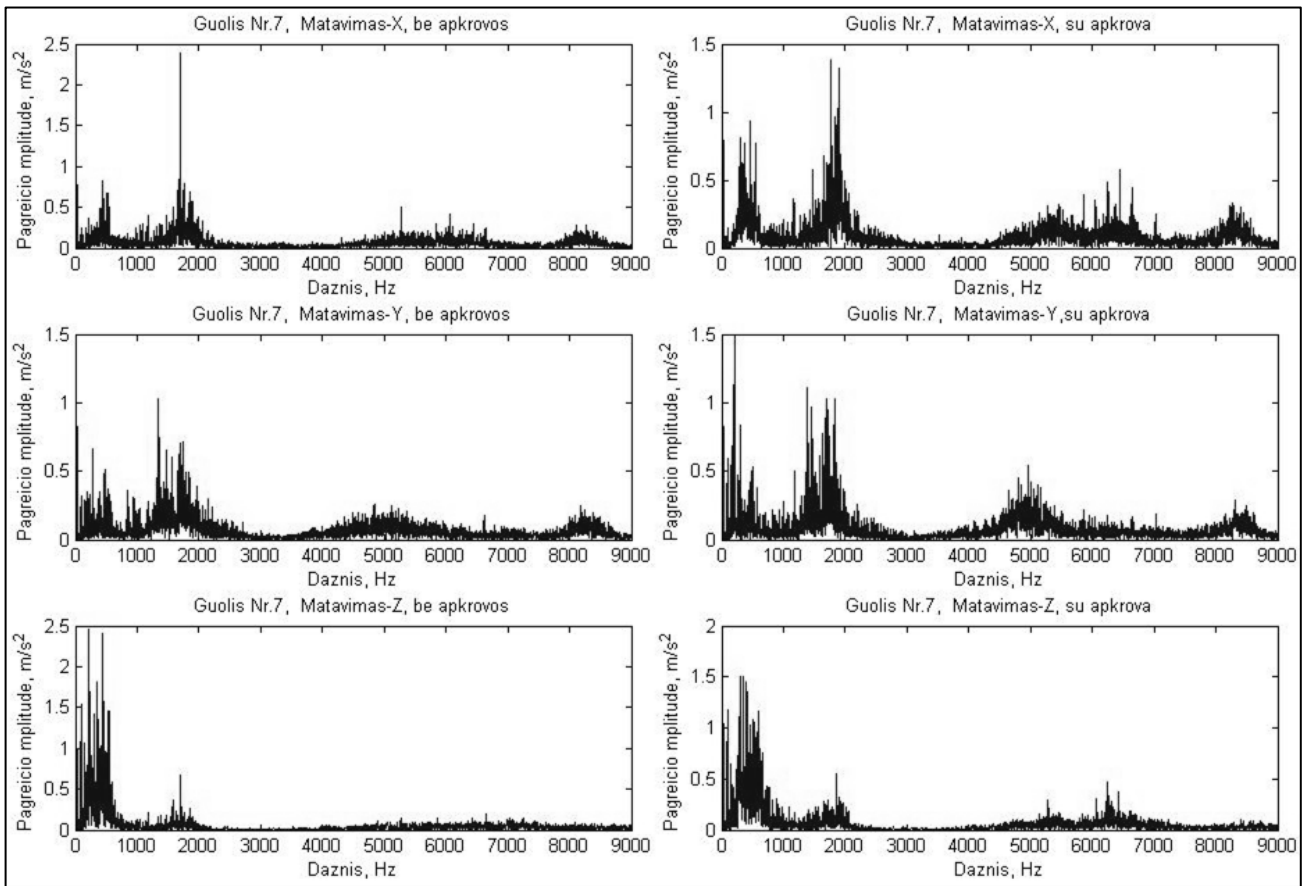
2P-4 pav. Vibracinio pagreicio dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške B)



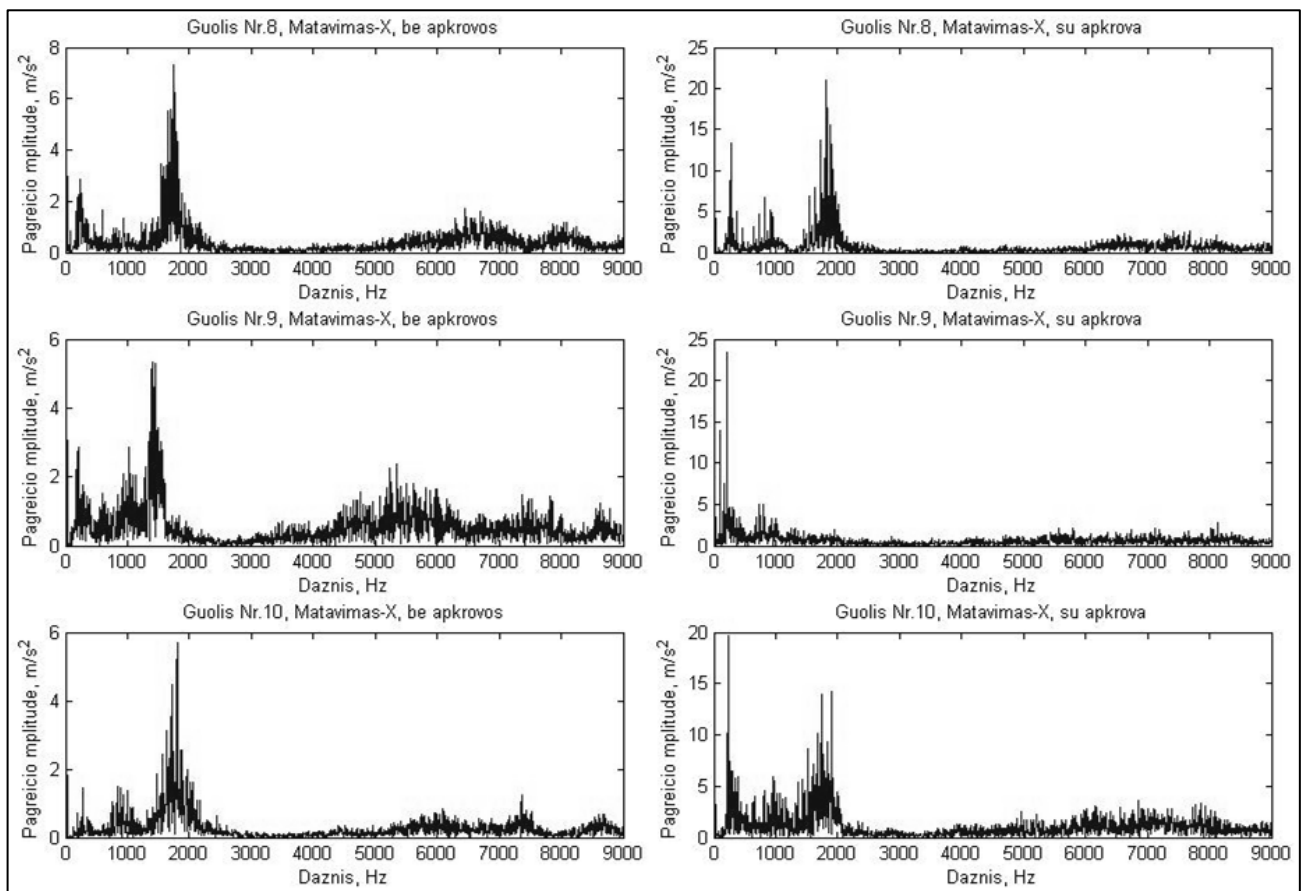
2P-5 pav. Vibracinio pagreicio dažnio charakteristika esant guoliams Nr. 3,4,5 (defektas taške A)



2P-6 pav. Vibracinio pagreicio dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 6

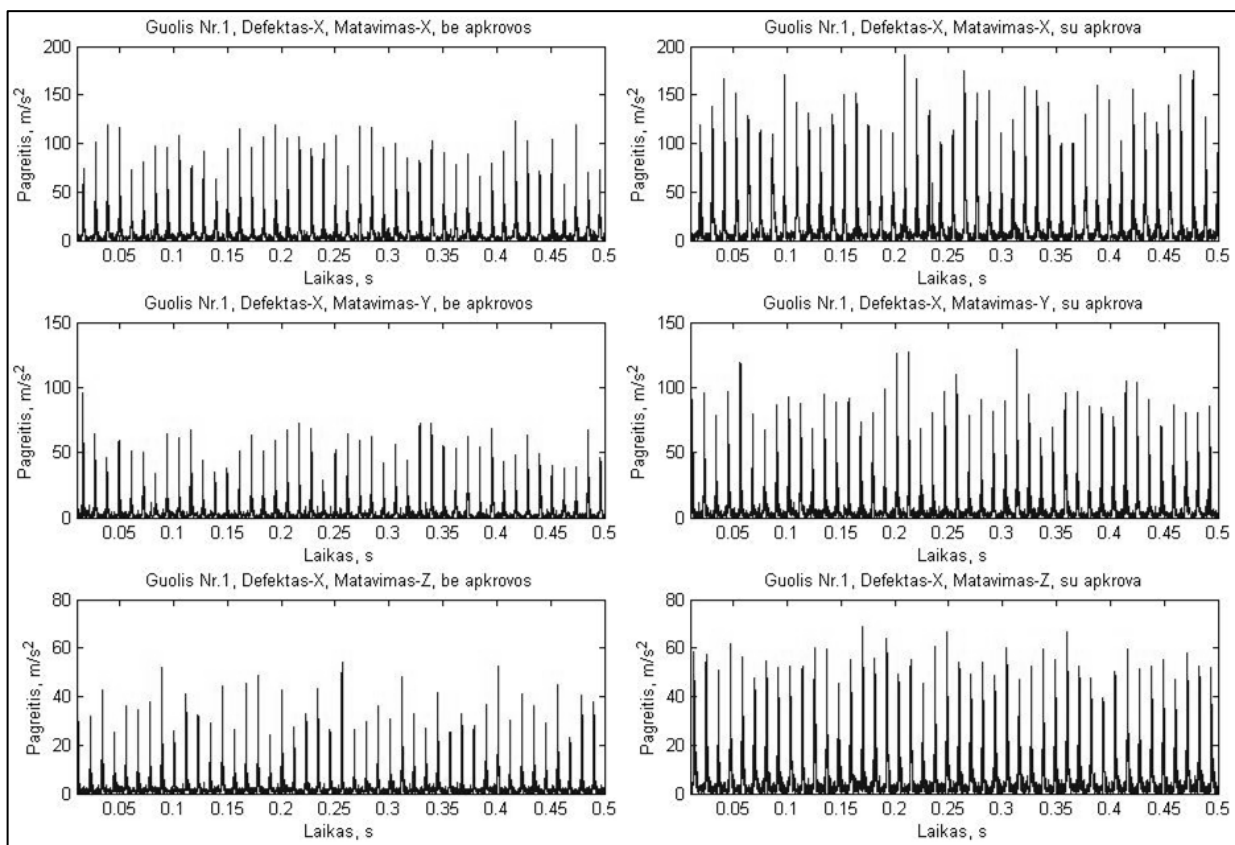


2P-7 pav. Vibracinio pagreičio dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 7

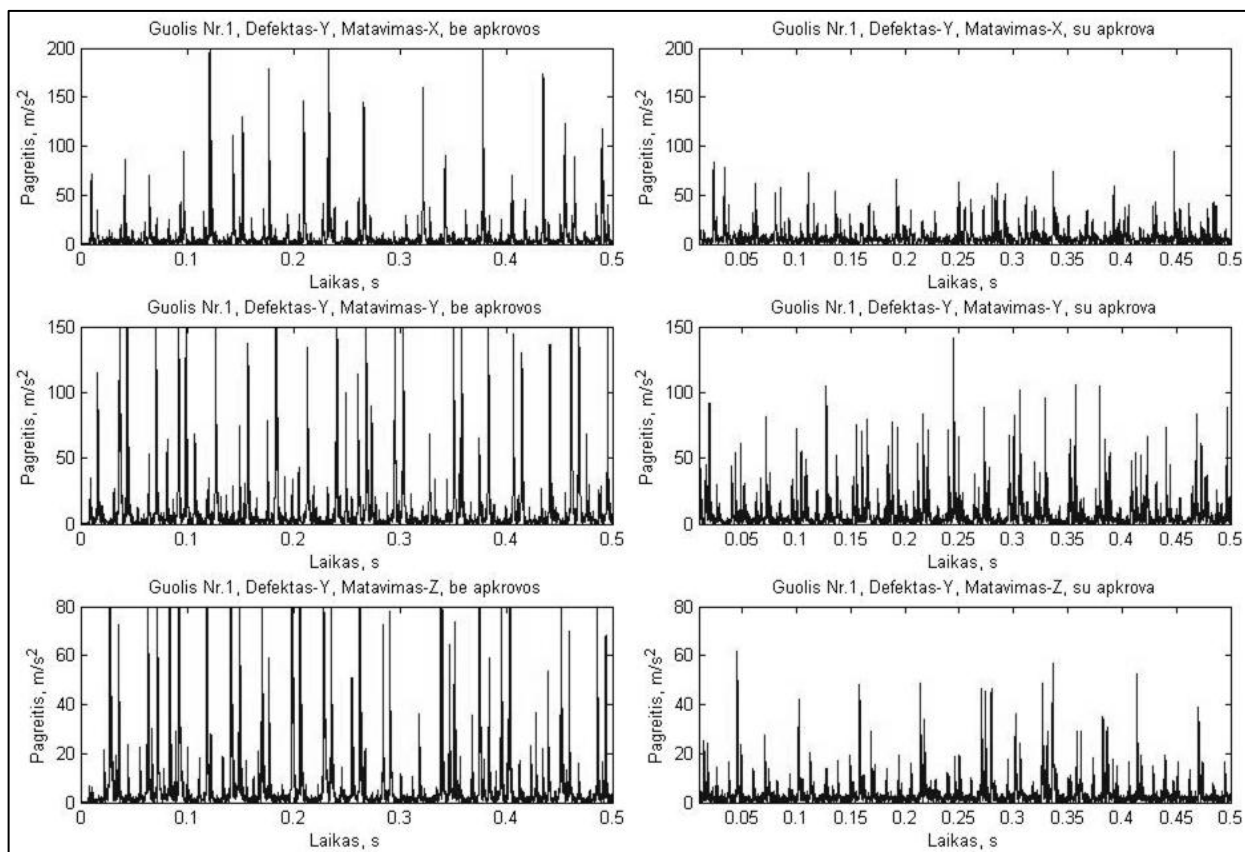


2P-8 pav. Vibracinio pagreičio dažnio charakteristika esant guoliams Nr. 8,9,10

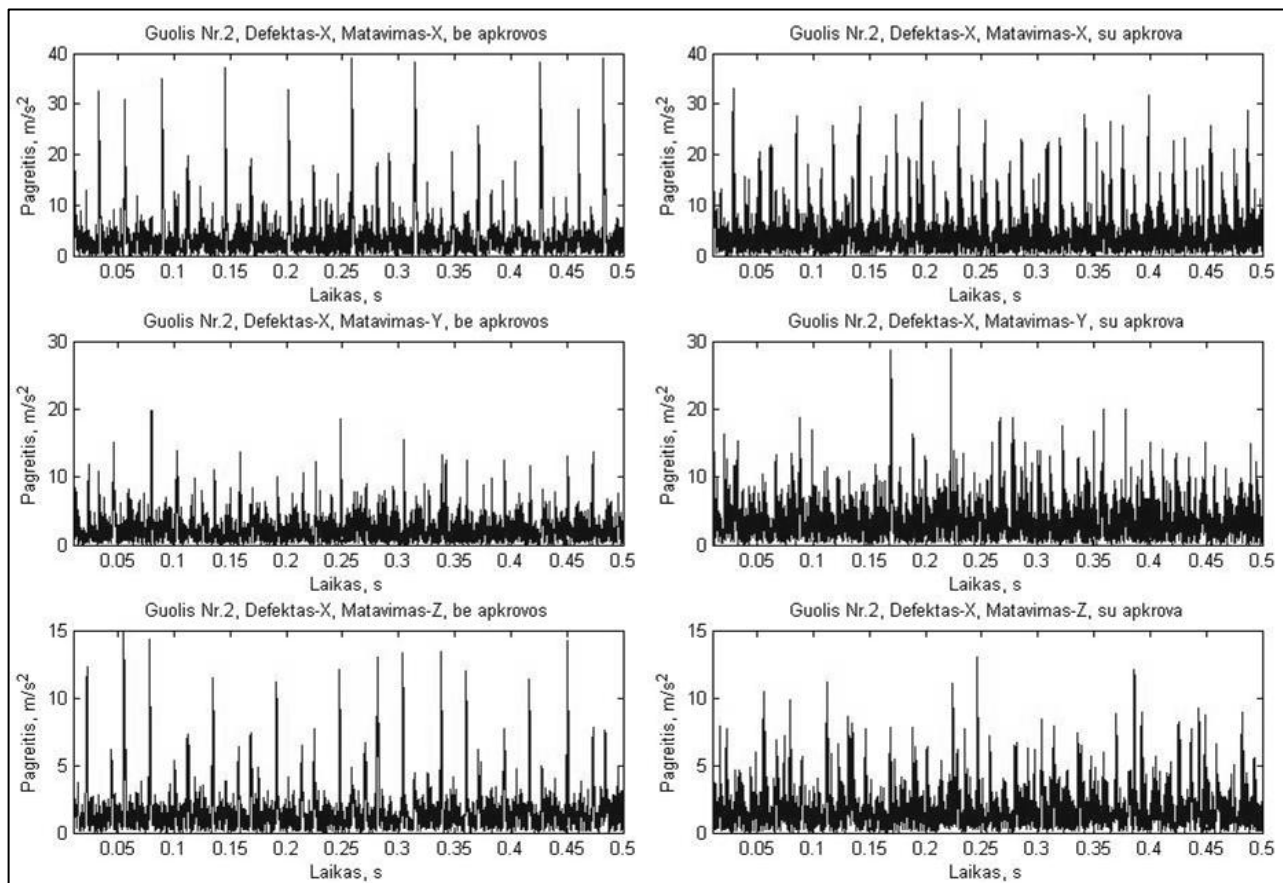
3 priedas. Vibracinių pagreičių gaubtinių laiko charakteristikos



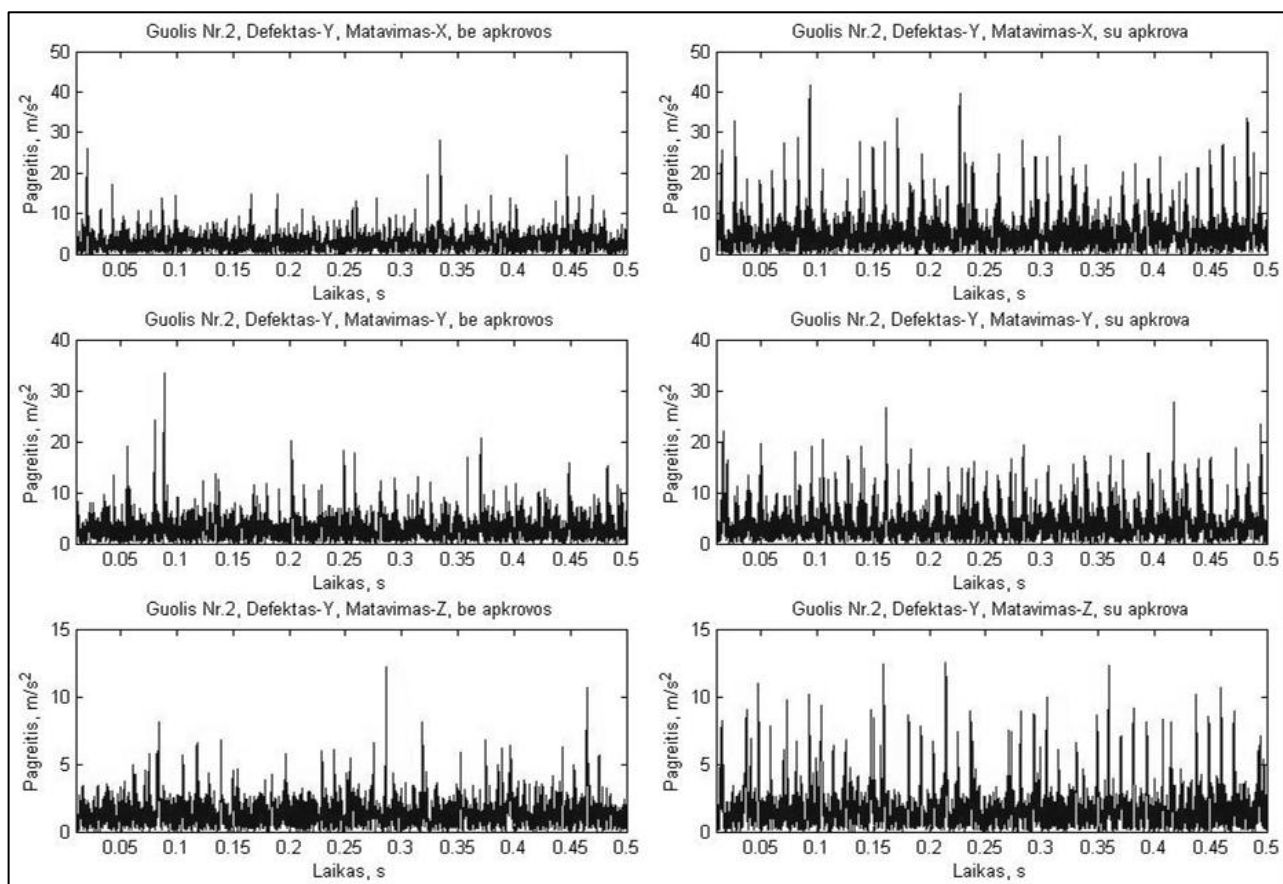
3P-1 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške A)



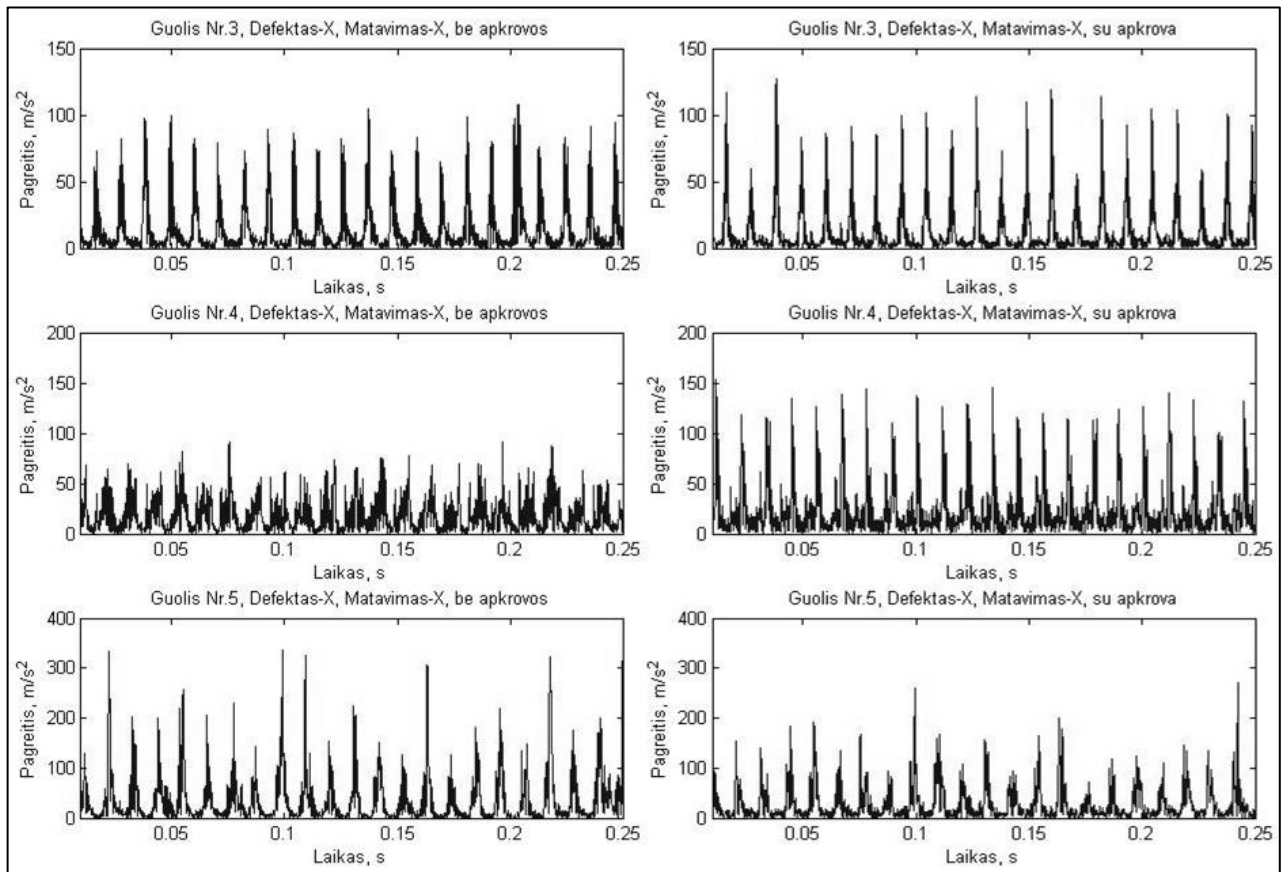
3P-2 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške B)



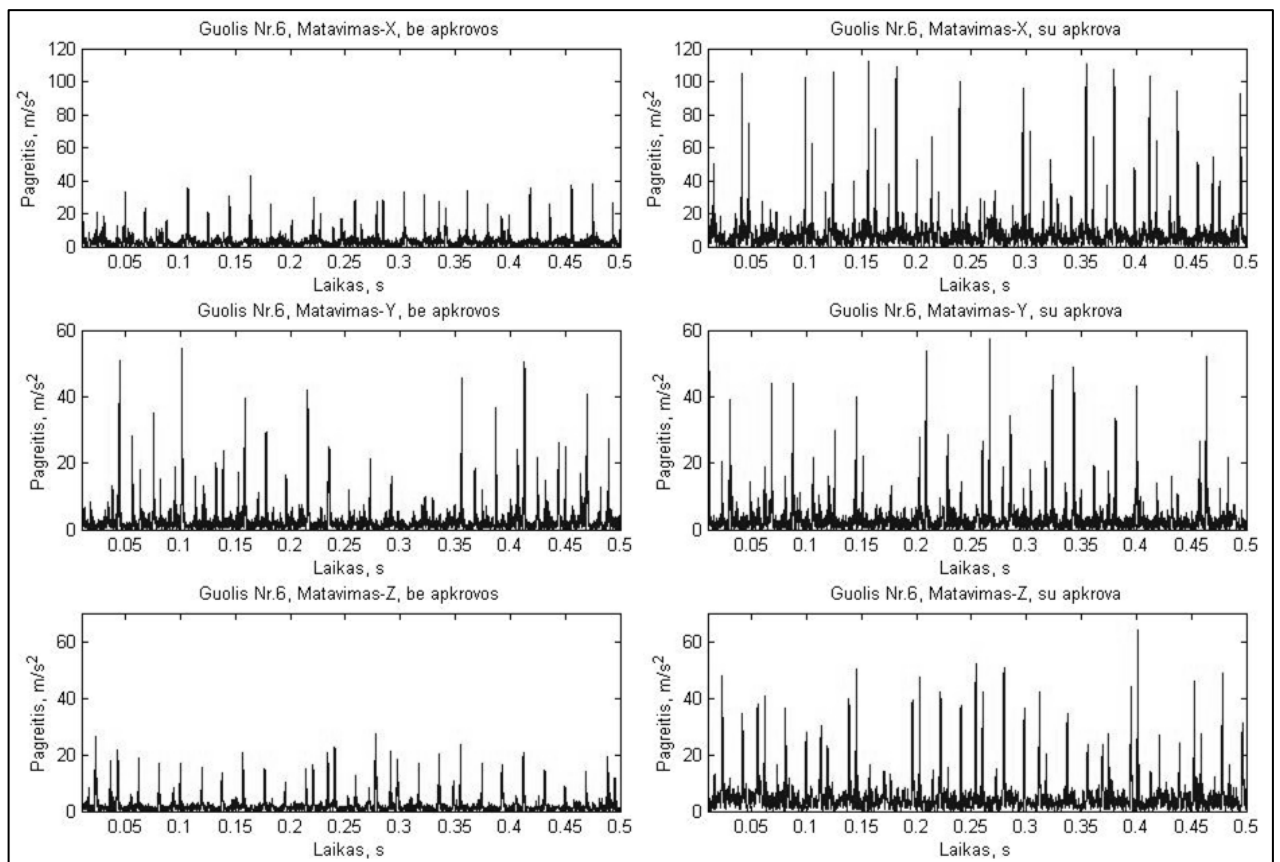
3P-3 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške A)



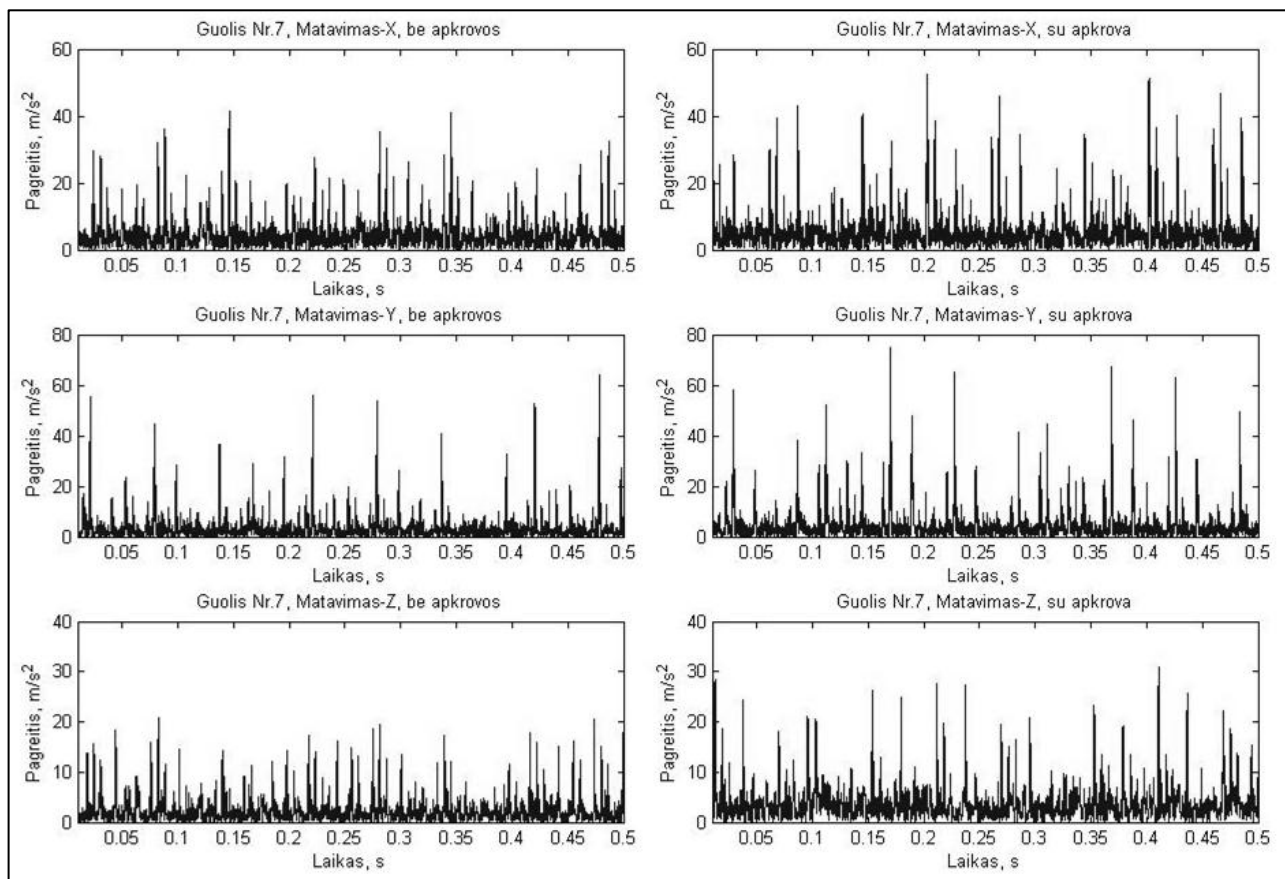
3P-4 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške B)



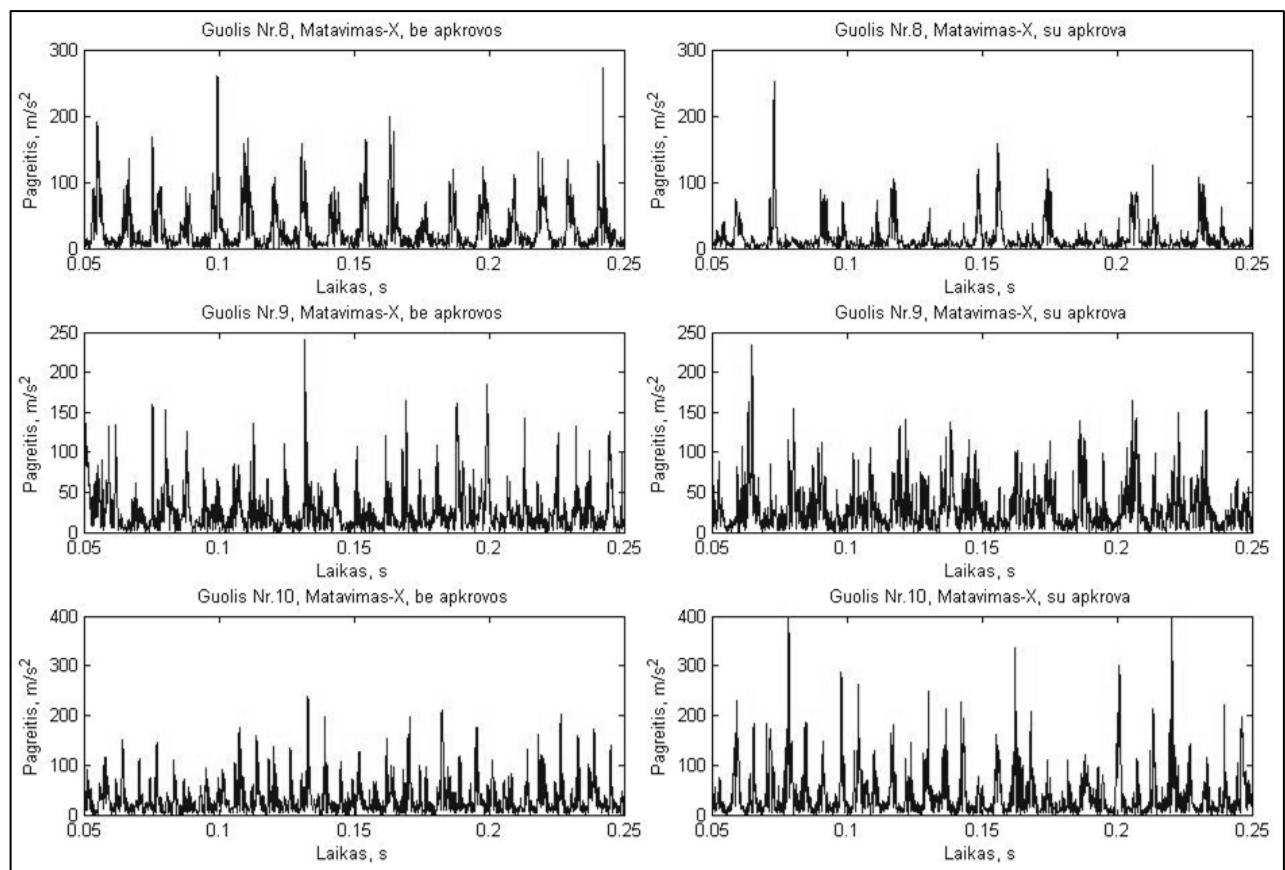
3P-5 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliams Nr. 3,4,5 (defektas taške A)



3P-6 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliui Nr. 6

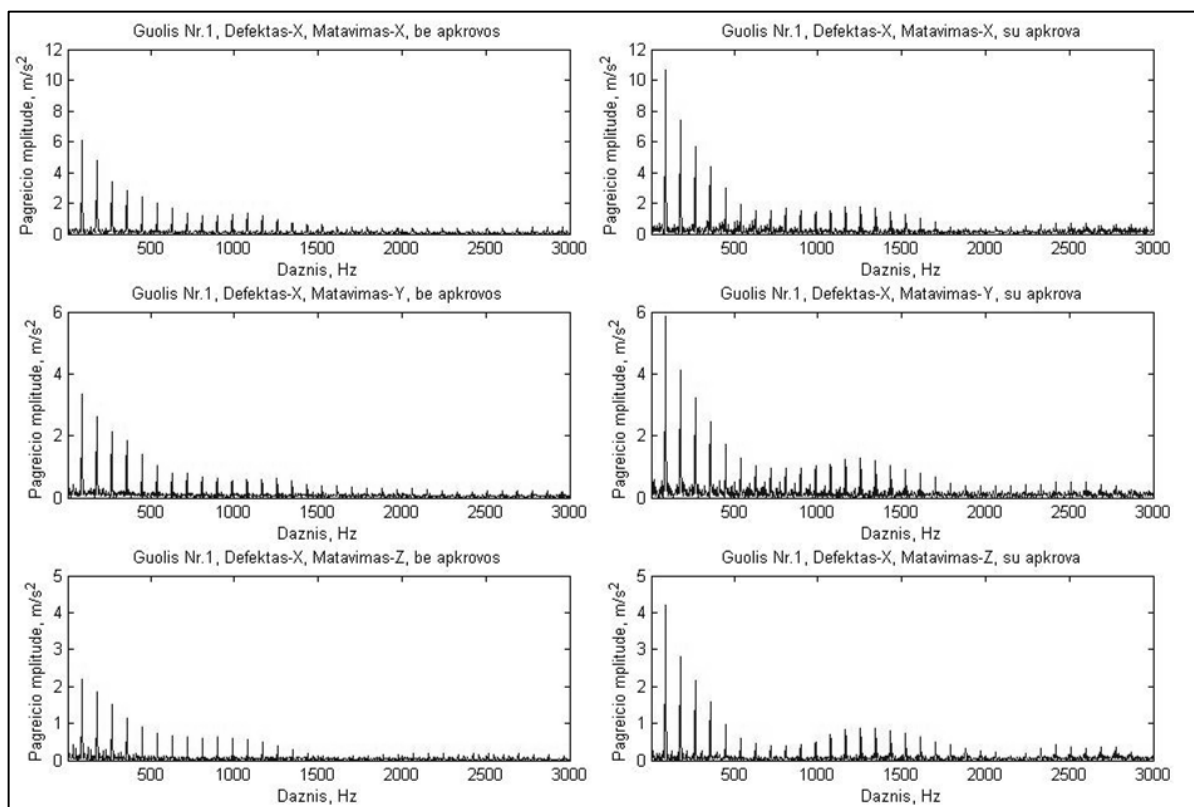


3P-7 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliui Nr. 7

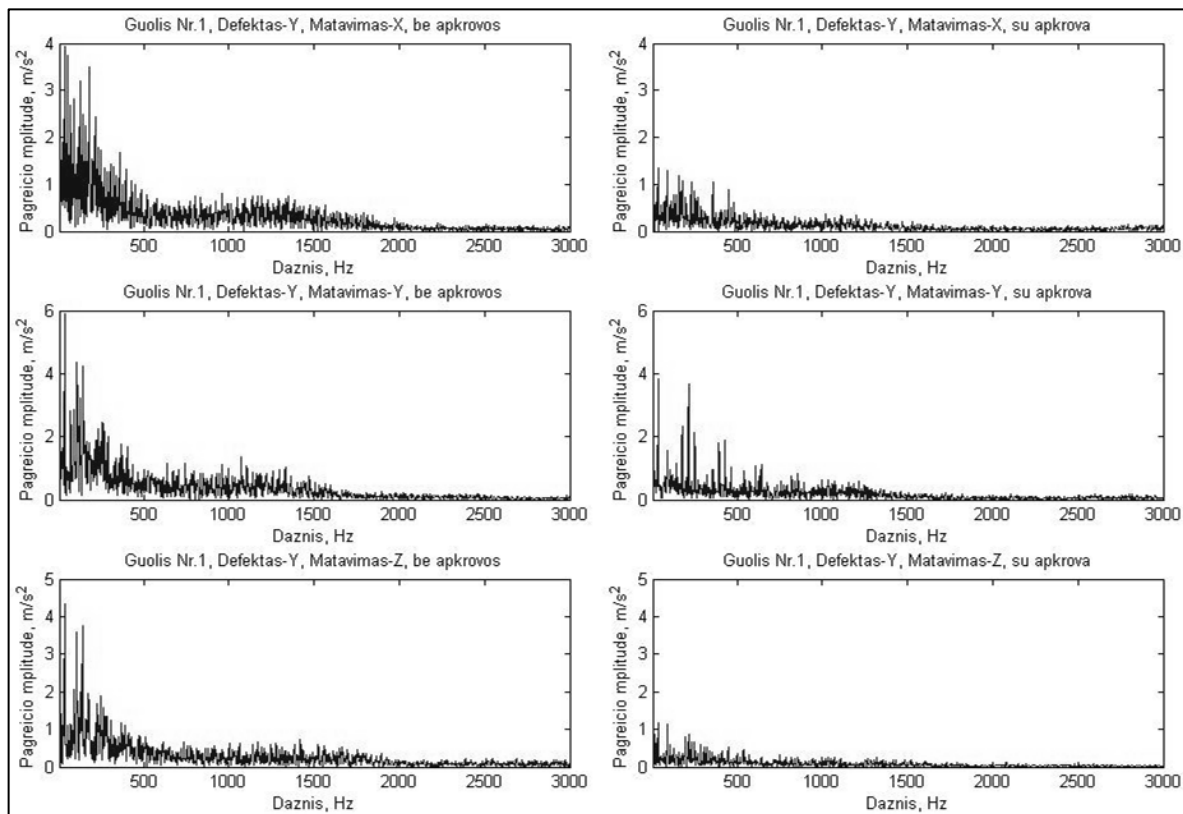


3P-8 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės laiko charakteristika esant guoliams Nr. 8,9,10

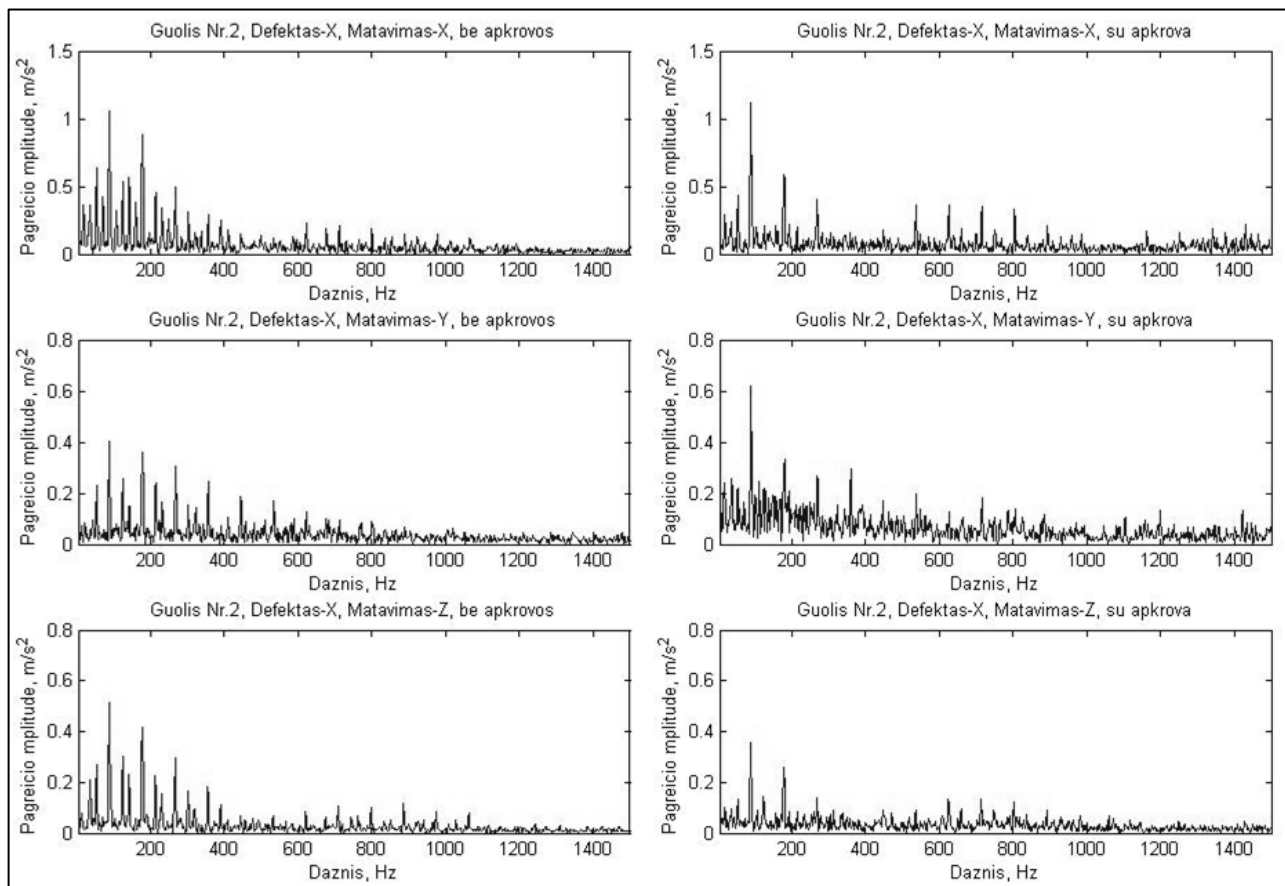
4 priedas. Vibracinių pagreičių gaubtinių dažnio charakteristikos



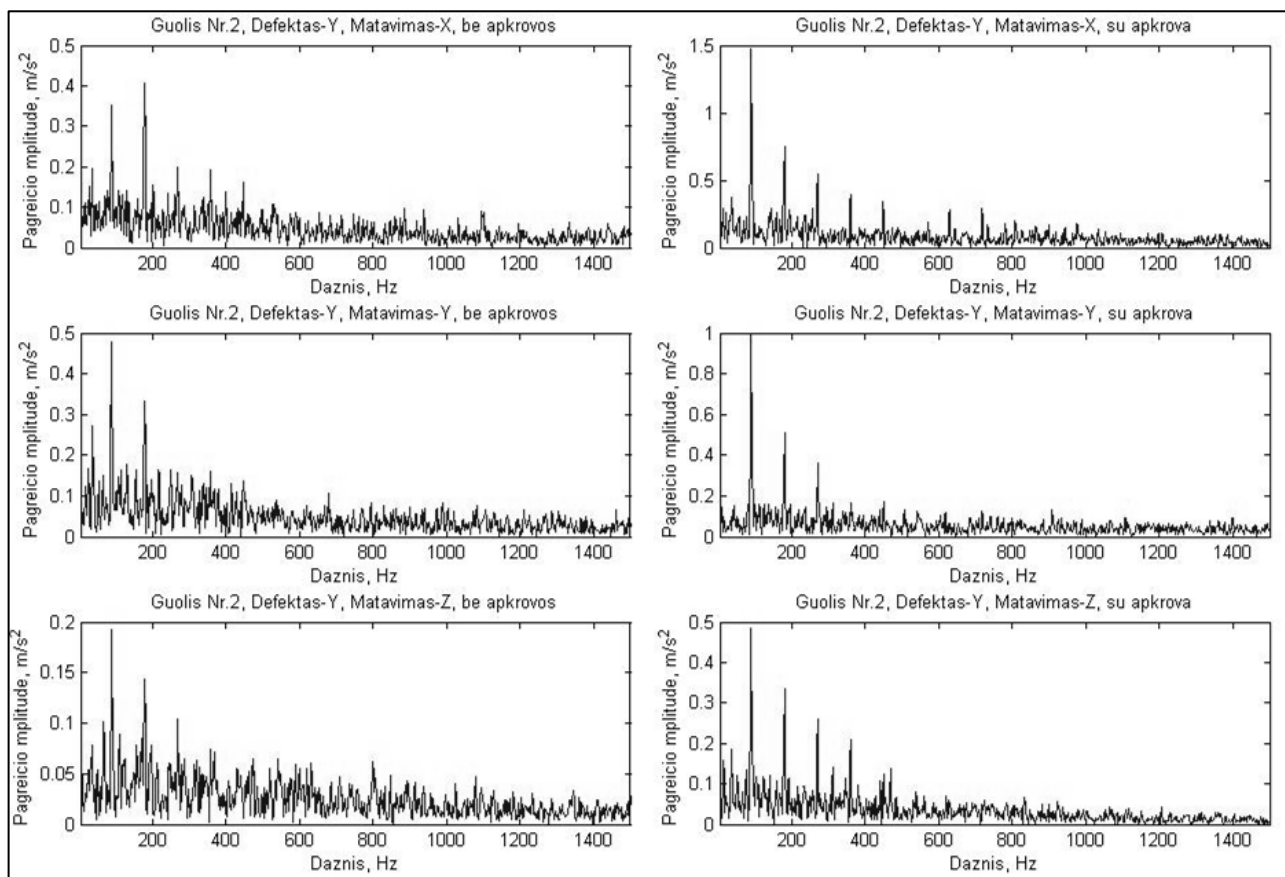
4P-1 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške A)



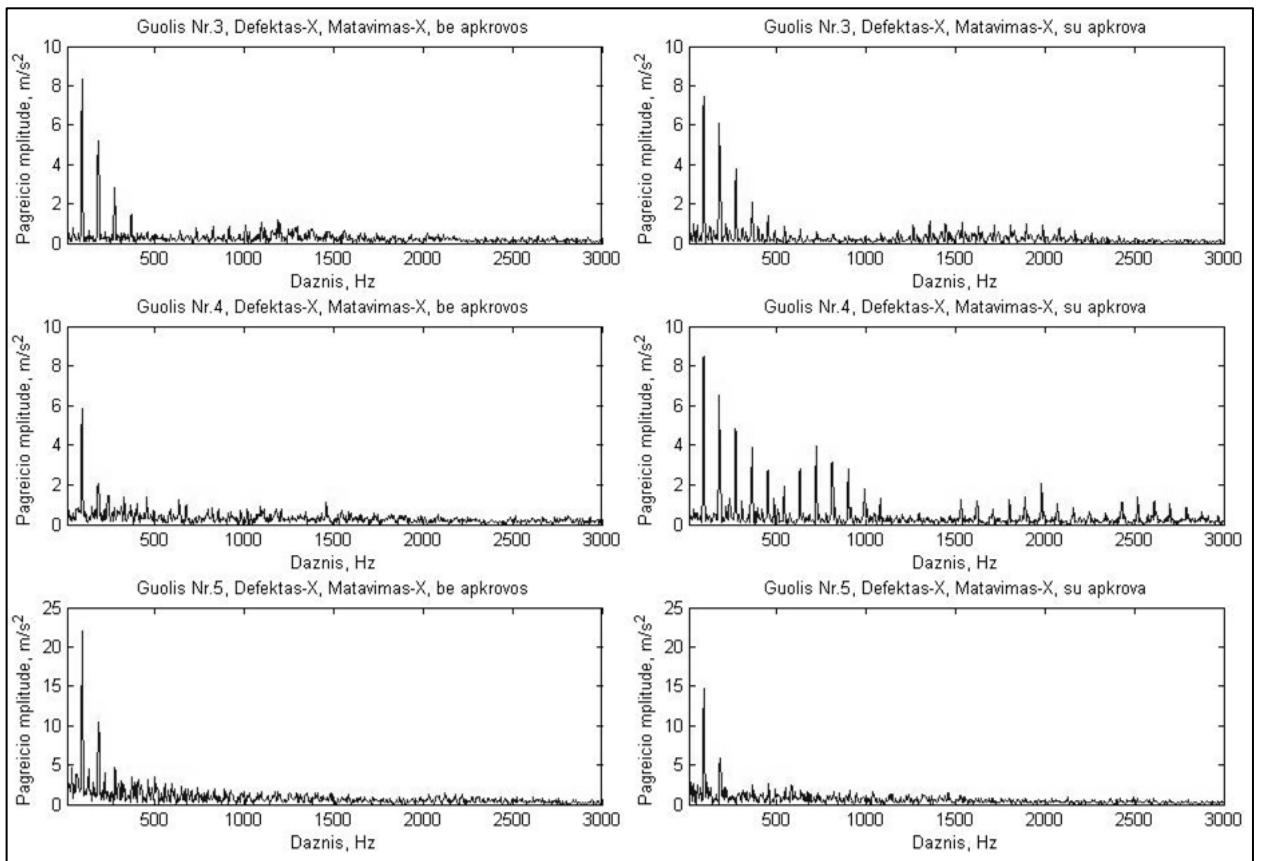
4P-2 pav. Vibracinio pagreičio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 1 (defektas taške B)



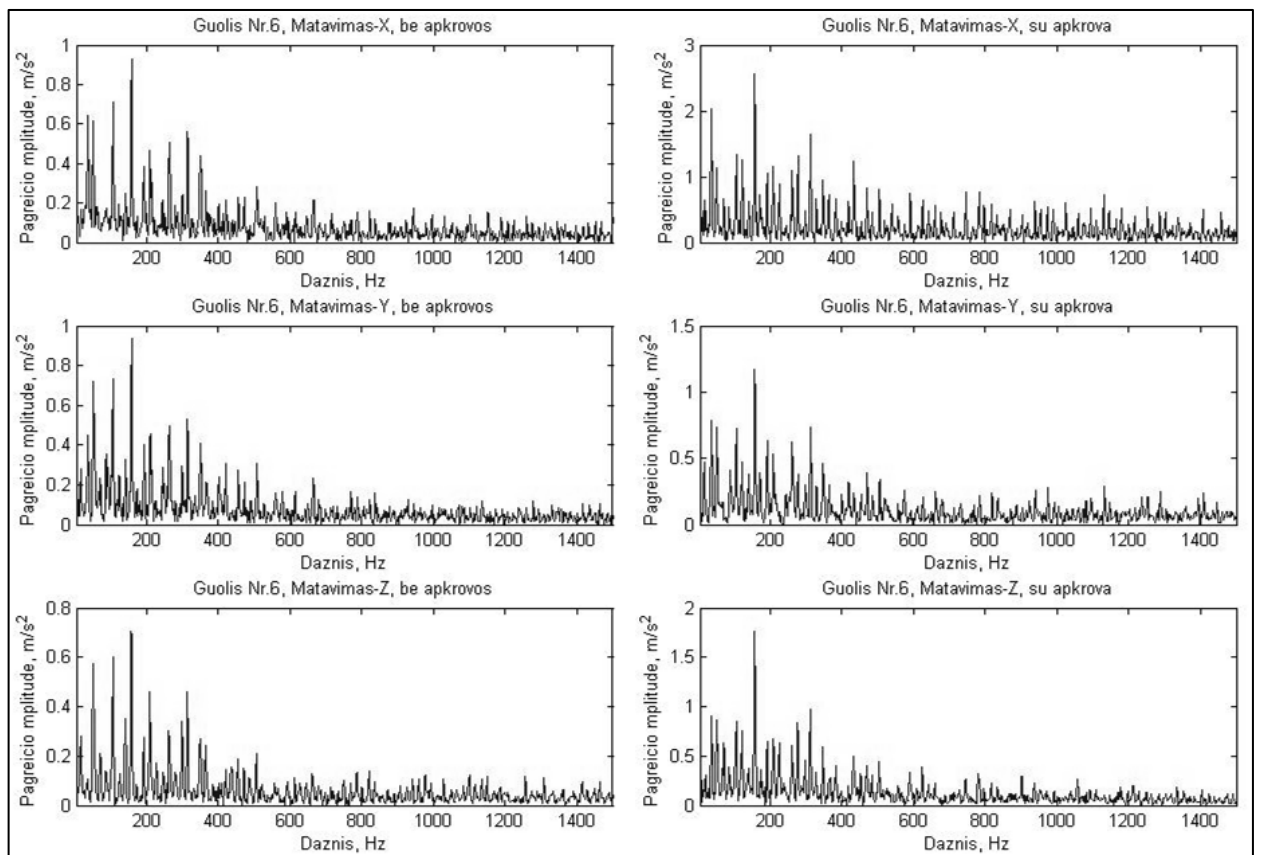
4P-3 pav. Vibracinio pagreicio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške A)



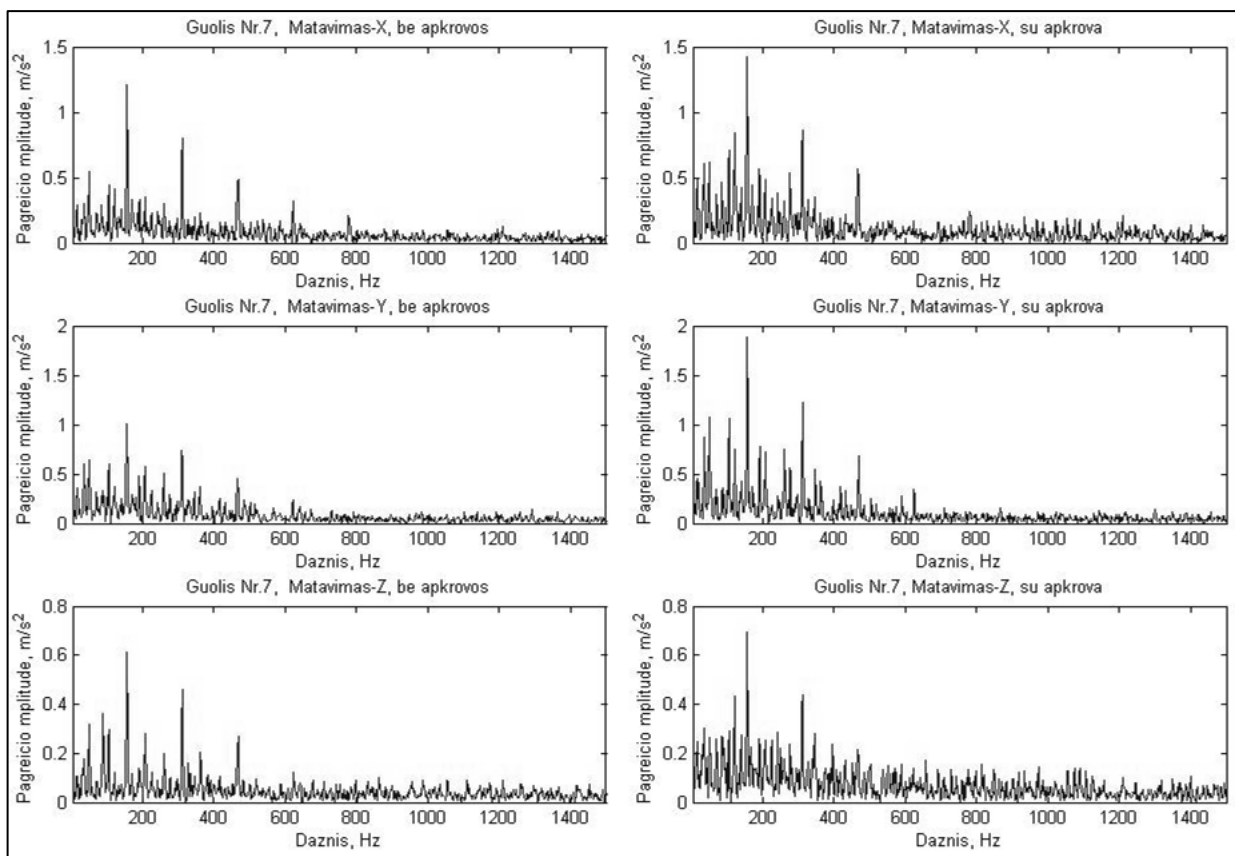
4P-4 pav. Vibracinio pagreicio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 2 (defektas taške B)



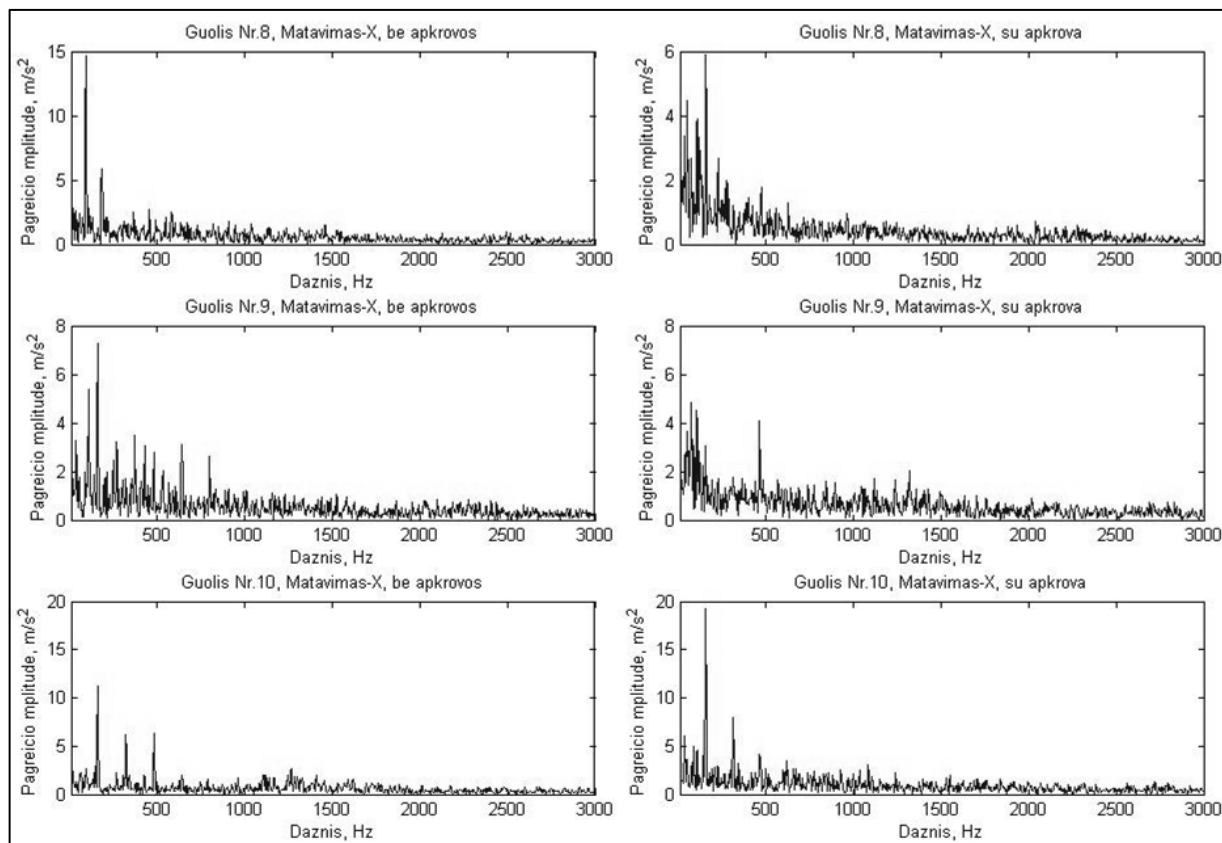
4P-5 pav. Vibracinio pagreicio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliams Nr. 3,4,5 (defektas taške A)



4P-6 pav. Vibracinio pagreicio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 6



4P-7 pav. Vibracinio pagreicio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliui Nr. 7



4P-8 pav. Vibracinio pagreicio gaubtinės dažnio charakteristika esant guoliams Nr. 8,9,10

5 priedas. Skaičiavimų MatLab aplinkoje kodai

Funkcija signalo spektro skaičiavimui:

```
function [S]=spektras(X)
D=8192; %Analizuojamu reiksmiu skaicius
T=0.25; %Signalu trukme
Fs=1/T*D; %Diskretizavimo daznis
t(D)=0; %Laikas
f=Fs/2*linspace(0,1,D/2+1); %Daznis
w=(hann(D)); %Lango funkcija
for i=1:D
    t(i)=i*T/D;
end
S=2*abs(fft((X.*w),D)/D); %Spektro skaiciavimas
S(3202:end)=[]; %Vektoriaus karpymas
plot(f,spectrum(1:D/2+1)); %Grafikas
```

Funkcija signalo gaubtines ir jos spektro skaičiavimui:

```
function [A,Ae,Aes] = envelope(Fs,N,Fc1,Fc2,a)
h = fdesign.bandpass('n,fc1,fc2', N, Fc1, Fc2, Fs); %Filtro parametrai
F = design(h, 'window'); %Filtro kurimas
A=filter(F,a); %Filtruotas signalas
Ae=abs(hilbert(A)); %Gaubtine
Aes=spektras(Ae); %Gaubtines spektras
```

Funkcija dviejų signalų panašumo kriterijaus skaičiavimui:

```
function [S]=myxcorr(A,B)
Bp=padarray(B,length(A)-1); %Signalu prailginimas
SS=length(A)+length(B)-1;
for i=1:length(A)+length(B)-1
    SS(i)=corr(A,Bp(i:length(A)+i-1))*100; %Koreliacijos skaiciavimas
end
S=max(abs(SS)); %Didziausia reiksme
```

Analytical simulation of machine tool spindle vibrations due to bearing faults

A. Snurovas*, V. Volkovas**

**Kaunas Technology University, Technological Systems Diagnostics Institute, Kaunas, Lithuania, E-mail: aleksandras.snurovas@gmail.com*

***Kaunas Technology University, Technological Systems Diagnostics Institute, Kaunas, Lithuania, E-mail: tsdi@ktu.lt*

Abstract

The paper analyses a mathematical model for predicting the vibratory signal generated by a machine tool spindle unit with a local defect on the inner or outer track of the bearing. The model is then implemented in MatLab Simulink and compared with physically modeled experimental results. This approach to machine vibratory signal simulation could be applied for machine spindle unit diagnostics methods development and optimization, as well as functional testing of machine diagnostics system channels.

KEY WORDS: *spindle, vibration simulation, bearing faults, model*

1. Introduction

A spindle unit is one of the most important components of a modern machine tool. Its performance directly affects the precision and quality of manufactured products. The main reason for fault in these units is the surface degradation of bearing tracks and rolling element [1]. Vibroacoustical diagnostics methods are the most effective way to prevent the development of these defects before serious damage is caused to the machine [2, 3]. However, in most cases, due to various noises and clatter in the mechanical system as well as other influencing factors, it is plausible to detect a defect only when it is well developed past the safe tolerance and already had an effect on other elements of the unit.

In order to detect bearing defects in their earliest stage of development, it is necessary to optimize the diagnostic methods being used for the particular machine and potential faults. This would require a physical simulation of different faults, which means deliberately damaging as many appropriate spindle unit elements as we would want defects for the designed diagnostic system to detect. This approach is unreasonable because of the large time and material resources it requires to physically realize and investigate every possible defect in a physical system. In order to avoid these costs, an appropriate approach would be to develop a system that would allow for a quick simulation of vibratory signals produced by a spindle unit in the specified technical condition.

Some of the individual machine characteristics, such as inaccuracies of the parts and inconsistencies in the assembly of complex-shaped components are very difficult or even implausible to evaluate using only analytical means. To address this problem, a semi-naturalistic modeling approach is proposed for imitating defect vibratory signals. The vibratory signal would be mathematically modeled only at the position of the source in the damaged part and then physically transferred through the physical system to the signal measuring device. This way, the measured signal would be adequate enough to be used for diagnostics and monitoring purposes.

2. Research task formulation

Bearing defects can be caused by various reasons and be of different shape or type. Generally they can be divided into two types [2]: local and distributed defects. Local defects are considered as cracks or holes in the bearing ring track, caused by bearing material fatigue, invasion of external particles or rolling element indentation [4]. Distributed defects can be essentially viewed as a series of smaller local defects uniformly distributed around the track of the bearing ring or just some part of it. Having that in mind, by fully realizing the model of a localized defect it is plausible to implement it to represent distributed defects as well. This research is limited to only consider localized defects on the outer and inner races of the machine tool spindle unit bearing. While developing an adequate method for imitating vibratory signals produced by bearing defects, it is necessary to analyze the excitation of the bearing and confirm the adequacy of the mathematical model being used, which cannot be done without a physical bearing, its defect and their experimental analysis. Therefore, a 6303 type bearing was selected, where the ring vibrations are considered to be caused by an impulsive force excitation from the contact of rolling elements with the defect. Quality of a real signal simulation using the given model was studied by using eight different physical defects on the inner and outer ring tracks of the bearing. To rate the adequacy of the model, the bearing vibratory responses were compared to the appropriate results acquired from analyzing the mathematical model.

3. Spindle bearing mathematical model

To determine the vibratory response signal of the bearing rings, a mode summation method is used [3, 5]. It is assumed, that the ring radial deviation structure can be expressed as a sum of cosine waves. Therefore, the ring equation of motion in generalized coordinates would be:

$$\ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \frac{Q_i}{M_i}, \quad (1)$$

where i is the number of cosine waves in the ring, mode number ($i = 2, 3, 4 \dots$), q_i , ω_i , c_i , Q_i and M_i are respectively the i -th modes generalized coordinate, rings natural frequency, dampening coefficient, generalized force and mass.

If the model is assumed to be of concentrated parameters, the generalized mass would be equal to the whole mass of the bearing ring and can be calculated as:

$$M_i = 2\pi r_n \rho A, \quad (2)$$

where ρ is the density of the bearing material, r_n is the radius from the center of the ring to its neutral layer, and A is the area of the rings cross section.

The angular frequency of the i -th mode flexural oscillations can be found from the equation:

$$\omega_i = \frac{i(i^2 - 1)}{\sqrt{1 + i^2}} \sqrt{\frac{EI}{\rho r_n^4}}, \quad (3)$$

where E is the coefficient of stiffness of the bearing ring, and I is the moment of inertia of the rings cross section.

Generalized force Q_i is interpreted as:

$$Q_i = p(\varphi, \tau) X_i(\varphi), \quad (4)$$

where X_i is the form function of the i -th mode, p is the excitation force, and φ is the angular position.

In this study, the modal form function X_i was assumed as:

$$X_i(\varphi) = \cos i\varphi \quad (5)$$

4. Bearing defect simulation

The different properties of the defect are represented as the excitation force $p(\varphi, \tau)$ [5], which is being approximated as the product of a pulse $F(\tau)$ function and the load $P(\varphi, \tau)$ being applied at the point of contact between the rolling element and the track defect:

$$p(\varphi, \tau) = P(\varphi, \tau) F(\tau) \quad (6)$$

The load $P(\varphi, \tau)$ is determined by assuming, that the bearing is a part of machine tool spindle unit. It consists of axial, radial, imbalance, centrifugal components and the random load derived from the work process. The pulse form $F(\tau)$ can be approximated as a square, triangular or half sine pulse function because of their simplicity and resemblance to the excitation forces caused by localized defects in real bearings [7]. By manipulating the pulse signal parameters it is plausible to represent the length and depth of the defect.

The spindle unit vibratory response signal was simulated by implementing the described mathematical model in MatLab Simulink modeling environment.

For better simulation results, some of the spindle unit's mechanical characteristics were approximated with band-reject filters. The structure of the signal simulation process is shown in figure 1.

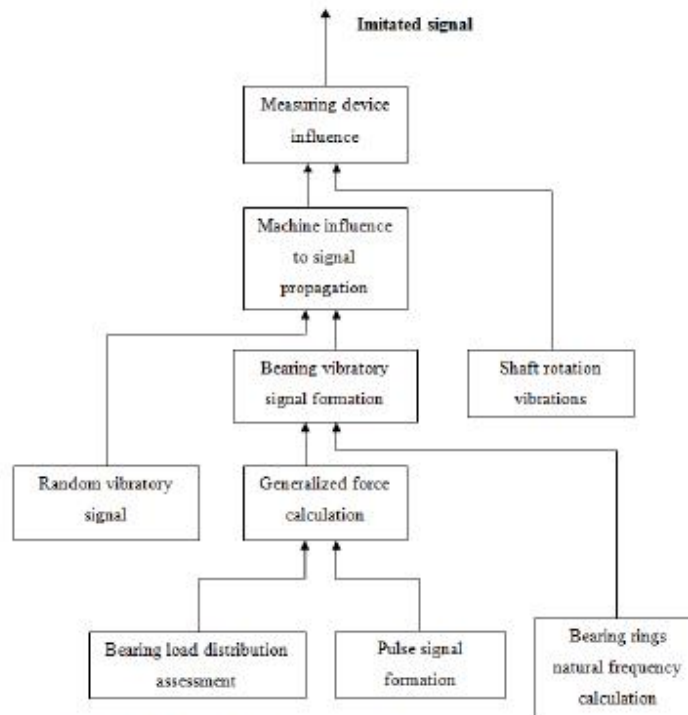


Figure 1. Structure of the signal simulation process.

5. An experimental study of vibrations generated in the spindle unit bearing.

To verify the results obtained from simulating a spindle unit technical condition with a bearing fault in MatLab Simulink and rate the adequacy of the used mathematical model an experimental analysis of vibrations generated by a lathe TY2 12-111-75 was conducted. In figure 2 (a) an experimental stand is shown, compiled with the equipment necessary to measure the lathe spindle vibrations.



Figure 2. The experimental stand with the damaged 6303 type bearings (a); the radial load being applied to the bearing mount (b): 1 – accelerometer; 2 – bearing mount; 3 – bearing; 4 – compression spring.

The spindle defect was imitated by coupling a specially constructed bearing mount where appropriately damaged 6303 type bearings were mounted. In order to study the influence of radial load, created during metal processing, a 350 N load was applied to the bearing by a specially mounted compression spring.

6. Results of the study.

The study results using a bearing in good condition and one with a 4 mm length local defect on the outer ring race are shown in figures 3 and 4. Only the signal component frequencies are being taken in to account during data analysis and their energy values are disregarded. Since the energy values of the simulated signal components can be freely manipulated, they are presented on a normalized scale. In case of the bearing in good condition, a high similarity can be seen between the real and simulated signal frequency domains. The peak at 36 Hz represents the angular velocity at which the spindle is rotating.

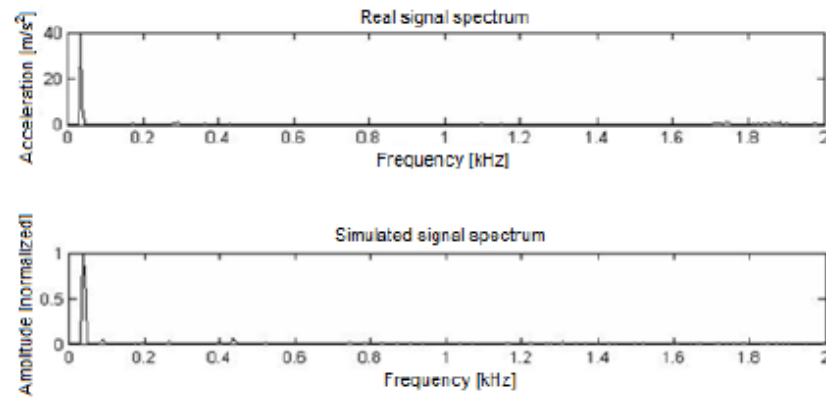


Figure 3. Spectrums of the real and simulated vibratory signals for a bearing in good condition.

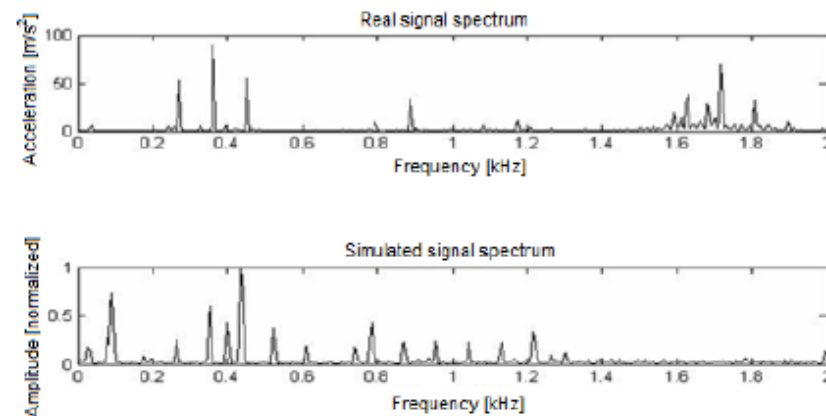


Figure 4. Spectrums of the real and simulated vibratory signals for a bearing with a 4 mm localized defect on an outer ring track.

Since a localized defect on the bearing outer race results in an impulsive system excitation, in the figure 4 spectrums a signature frequency peak $f_1 = 87 \text{ Hz}$ of rolling elements passing the defect is being seen. As well as the signature frequency peak $f_3 = 277 \text{ Hz}$ of bearing outer ring deformation, a signature frequency $f_{o,4} = 347 \text{ Hz}$ fourth harmonic component of the ball rolling across the outer race, the separator rotation frequency seventh harmonic component $f_{s,7} = 792 \text{ Hz}$ and the first 452 Hz and second 904 Hz frequency harmonics corresponding to the pulse length of the excitation force. It is seen, that some of the expected frequency components are not present in the measured signal which is due to the mechanical system properties of selective frequency band dampening. Furthermore, a range of high-frequency components from 1500 to 1900 Hz can be noticed in the measured vibratory signal. This phenomenon is present in all cases with track defects and is assumed to be a result of the influence by other machine elements on the passing vibratory signal. Because the phenomenon is caused by specific characteristics of the machine, it cannot be estimated by analytical means alone. Nevertheless, the study shows that some of the signature components as well as the influence of bearing geometric characteristics can be simulated to a certain extent.

7. Application possibilities

As stated above, a mathematical model describing the vibro-acoustic signal generated by the bearing is not sufficient enough to simulate the real signal. It is therefore necessary to include the effects a machine mechanical assembly has on the vibration signal, emanating from the point of excitation to the measuring device. Without disassembling the machine in question, it is proposed to excite a surface closest to the theoretical point of the defect.

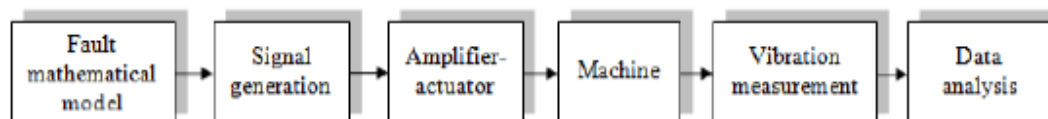


Figure 5. Vibratory response imitation process diagram

The vibration would be excited at runtime by a specially designed actuation device with an appropriately chosen imitation signal. This way, the gathered data for diagnostic analysis would correspond to the machine in the predefined condition. The considered vibratory response imitation process diagram is shown in Figure 5.

8. Conclusions

An analytical approach was proposed for studying a machine tool spindle unit and simulating the vibratory response generated by bearing faults. For that purpose a mathematical model of the vibratory signal has been applied and realized in MatLab Simulink environment to simulate the working condition of a spindle unit with local defects on the inner or outer rings of the bearing.

An experimental stand with a TY2 12-111-75 model lathe as a basis has been prepared, and test measures of spindle unit vibrations with eight different bearing defects were obtained and analyzed.

The signature frequency components of the simulated signal spectrum coincided with the experimental results, but because the model did not accurately assess the properties of the mechanical system vibro-acoustic propagation tract and signal interaction with other mechanical elements of the system, some differences in the results were found. This can also be influenced by the fact that a model with concentrated parameters was used to predict the vibratory signal.

To prevent discrepancies between real and imitated signals, it is proposed to try a semi-physical approach to imitating the vibrations of a spindle unit performance, which would compensate for the lack of knowledge about the influence that the mechanical system has on a passing vibratory signal.

In order to verify the propriety and effectiveness of the proposed method additional research is expected.

References

1. Shesternikov A.V. Construction of spindle units for machine tools: Textbook. Ulyanovsk: 2006, c.93 (in Russian)
2. Kozochkin M. P., Sabirov S. Detection of spindles defects with vibro-acoustic methods. Vestnik YTATY: 2009, T.13, №1(34). c. 133-137 (in Russian)
3. Volkovas V., Perednis A. Investigation of correlation in bearings' vibrations of high-performance centrifugal pumps // Ultragaršas = Ultrasound / Kauno technologijos universitetas. Kaunas : Technologija. Vol. 64, № 4. 2009, p. 28-35.
4. Defect detection of rolling bearings: translation of IRD materials [visited 2013-04-23]. Access through: <http://www.vibration.ru/> (in Russian)
5. Timoshenko S.P. Oscillations in engineering. Science, 1967, c.444 (in Russian)
6. Tandon N., Choudhury A. An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect. Journal of sound and vibration Vol.205, 1997, p.275-292
7. Toth L., Toth T. Construction of a realistic signal model of transients for a ball bearing with inner race fault. Acta Polytechnica Hungarica Vol.10.1, 2013, p.63-80

Acknowledgments

Presented research was funded by the grant of the project "Go-Smart" (Nr.VPI-3.1-ŠMM -08-K-01-015).