

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

DARIUS VAINILAVIČIUS

PRECIZINIŲ ROTORINIŲ SISTEMŲ  
DIAGNOSTINIŲ PARAMETRŲ MATAVIMO  
METODŲ IR PRIEMONIŲ SUKŪRIMAS

Daktaro disertacija  
Technologijos mokslai, matavimų inžinerija (10T)

2016, Kaunas

UDK 531.7 + 534-6 + 62-187.4] (043.3)

Disertacija rengta 2011–2016 metais Kauno technologijos universitete,  
Elektros ir elektronikos fakultete, Elektronikos inžinerijos katedroje.

**Mokslinis vadovas**

prof. habil. dr. Vygantas Stasys Augutis (Kauno technologijos universitetas,  
technologijos mokslai, matavimų inžinerija – 10T)

Interneto svetainės, kurioje skelbiama disertacija, adresas:

<http://ktu.edu>

**Lietuvių kalbos redaktorė:**

Rita Malikėnienė

Leidykla „Technologija“

© D. Vainilavičius, 2016

ISBN 978-609-02-1246-2

## Turinys

|   |    |
|---|----|
| Įvadas .....  | 5  |
| 1. Rotorinių sistemų ir jų diagnostikos priemonių bei metodų apžvalga .....                                       | 9  |
| 1.1. Rotorinių sistemų diagnostika .....  | 9  |
| 1.2. Diagnostika matuojant sistemos virpesius .....   | 10 |
| 1.2.1. Diagnostikos parametrai ir jų matavimas .....  | 10 |
| 1.2.2. Diagnostikoje naudojami jutikliai .....  | 12 |
| 1.2.3. Virpesių signalų analizė .....   | 17 |
| 1.3. Tyrimų apžvalga.....   | 17 |
| 1.4. Disbalansas.....   | 20 |
| 1.5. Apibendrinimas .....   | 21 |
| 2. Kompleksinio balansavimo ir disbalanso parametrų matavimo sistema.....   | 23 |
| 2.1. Matavimo sistema .....   | 23 |
| 2.2. Diagnostinių parametrų matavimo neapibrėžčių įvertinimas .....   | 26 |
| 2.3. Ventiliatoriaus keliamosios jėgos matavimas .....  | 38 |
| 2.4. Menčių profilio skenavimas .....   | 42 |
| 2.5. Menčių sukuriamo slėgio lauko matavimai.....   | 44 |
| 2.6. Masių ir aerodinaminio disbalanso sąveika.....   | 46 |
| 2.7. Išvados.....   | 50 |
| 3. Malūnsparnio rotoriaus disbalanso parametrų matavimo sistema.....  | 51 |
| 3.1. Matavimo sistema ir matavimo duomenų apdorojimas.....  | 51 |
| 3.2. Pagreičio matavimo neapibrėžties įvertinimas .....   | 55 |
| 3.3. Malūnsparnio rotoriaus disbalanso parametrų matavimo sistemos fazinės dažninės charakteristikos tyrimas..... | 58 |
| 3.4. Malūnsparnio rotoriaus balansavimo kokybės tyrimas .....   | 62 |
| 3.4.1. Eksperimentas ir rezultatai .....  | 64 |
| 3.5. Vėjo įtaka malūnsparnio rotoriaus virpesiams .....   | 68 |
| 3.6. Rotoriaus ir kabinos virpesių amplitudžių ryšio analizė .....  | 69 |
| 3.7. Virpesių signalų analizė esant skirtingam skrydžio greičiui .....  | 70 |
| 3.8. Išvados.....   | 74 |
| 4. Poslinkio matavimo sistemos padojimas popieriaus lankstymo mašinos darbinių žiedų kokybei įvertinti.....       | 75 |

|   |    |
|---|----|
| 4.1. Sistemos paklaidų analizė .....                  | 76 |
| 4.2. Matavimo rezultatai.....                         | 78 |
| 4.3. Išvados.....                                     | 83 |
| 5. Bendrosios išvados .....                           | 84 |
| 6. Literatūra .....                                   | 85 |
| Mokslinių disertacijų publikacijos tema sąrašas ..... | 91 |

## Įvadas

### Darbo svarba ir aktualumas

Rotorius – variklio ar mašinos sukamoji dalis, įtvirtinta ir sukasi apie nejudamąją ašį. Rotorinių sistemų dažnai pasitaiko pramonėje. Jos yra įvairių tipų ir paskirčių, pradedant sistemomis be aerodinaminių elementų – tai elektros varikliai, generatoriai, velenų sistemos, baigiant sistemomis su aerodinaminiais elementais – tai kompresoriai, vėjo jėgainės, pramoniniai ventilatoriai, turbinos, bei hidrodinaminėmis sistemomis, tokiomis kaip laivų sraigčiai, skysčių ir dujų pompos.

Rotorinės sistemos dažnos ir aviacijoje. Šios sistemos čia yra orlaivių varomoji jėga tiek žemėje, tiek ore. Tokių sistemų darbo patikimumo rodikliai tiesiogiai siejasi su keleivių saugumu.

Rotorius suteiktą energiją konvertuoja į naudingą darbą. Tačiau dalis energijos virsta virpesiais, kuriuos sukelia nepageidaujamas centrinės rotoriaus ašies judėjimas. Rotoriaus sukelti virpesiai perduodami ir kitiems mašinos komponentams ir struktūroms. Taip sukeliami pažeidimai ir sumažėja pažeidžiamų elementų darbo resursai. Virpesiai, nepaisant to, ar jų lygis viršija leidžiamąjį, per tam tikrą laiką gali sukelti įvairių pasekmių [1]:

- nuovargį, kuris per laiką sukelia pažeidimus;
- trintį, kuri sukelia nusidėvėjimą, o šis – pažeidimus arba papildomą triukšmą dėl padidėjusių atstumų tarp mašinos elementų;
- sumažėjusį efektyvumą;
- defektuotų gaminių gamybą.

Didėjant galiai rotorinėse sistemose, didėja ir energija bei jėgos, kurios veikia rotorinės sistemos komponentus, ir jie patiria didesnes apkrovas. Didesnės jėgos reiškia, jog, įvykus gedimui, dėl esančios didesnės energijos gali įvykti didesni pažeidimai, tad rotorinių sistemų diagnostika yra ypač aktuali. Noras išvengti didelių nelaimių sukelia nuolatinės rotorinių sistemų diagnostikos būtinybę.

Rotorinių sistemų diagnostika – svarbi diagnostikos šaka, kurios uždaviniai yra šie: rotorinių sistemų tiesioginių ir netiesioginių darbo parametrų stebėjimas, kaupimas, apdorojimas, analizė, siekiant ne tik fiksuoti sistemos darbo parametrų nuokrypius, bet ir juos prognozuoti.

Mašinių darbo stabdymas ir neplanuota prastova dėl gedimo yra finansiškai nenaudinga ir gali atnešti didelių nuostolių, nes gedimų šalinimas užima laiką, kuris reikalingas remonto darbams pasiruošti, apžiūrai atlikti, reikiamai įrangai bei atsarginėms dalims užsakyti ir kartais kompetentingų specialistų vizitui sulaukti. Netinkamas rotorinės sistemos darbas gali sukelti avarijų, kai masinių gedimų, atnešančių daug žalos, virtinė pažeidžia ne tik pagrindinius mašinos mechanizmus, bet ir dėl netinkamai nukreiptos energijos gali nukentėti ir kitos patalpoje esančios mašinos, pastato konstrukcijos ar žmonės.

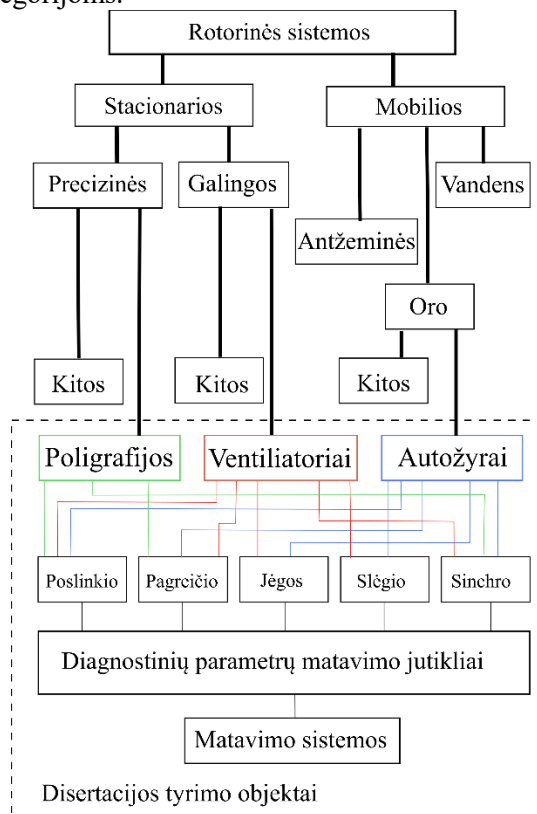
Pagrindinis diagnostikos tikslas – aptikti ankstyvus rotorinės sistemos darbo parametrų nuokrypius ir įvardyti, koku būdu jie gali būti pašalinami. Pagrindinė mašinos veikimo sutrikimo priežastis gali sukelti antrinius pažeidimus. Pavyzdžiui,

rotoriaus masės disbalansas sukelia greitesnį guolių dėvėjimąsi, todėl būtina identifikuoti ir pašalinti pagrindinę sutrikimo priežastį, nes kitaip sutrikimas pasikartos. Nuokrypiai turi būti aptinkami kuo anksčiau, nurodant pagrindinę blogo veikimo priežastį.

Pagrindiniai rotorinių sistemų darbo defektai: disbalansas, velenų nesutapdinimas, veleno linkimas, sukimosi guolių laisvumas, struktūros laisvumas, rezonansas, guolių pažeidimai, rotoriaus menčių mechaniniai pažeidimai, dujų ar skysčio srauto nevienalytiškumas, diržų sistemos defektai, pavarų gedimai, rotoriaus kontaktas su statoriumi, veleno įtrūkiai [2, 3], giroskopinis efektas [4]. Šie defektai sukelia ne tik sukimosi dažnio vibracijas, bet ir jų harmonikas.

Šie defektai yra aktualūs ir precizinėms specifinėms rotorinėms sistemoms. Preciziškumas šiose sistemose pasireiškia tuo, jog dėl specifinės konstrukcijos itin maži darbo parametrų pakeitimai gali sukelti pastebimus virpesių pokyčius. Tarkime, šiame darbe tirto malūnsparnio rotoriaus balansavimo metu menčių atakos kampas buvo keistas tik  $0,044^\circ$  kampo, tačiau tam tikro tipo virpesiai sumažėjo 44 %. Dėl specifinės tokių rotorinių sistemų konstrukcijos ir darbo režimo ypatumo tokių sistemų diagnostika reikalauja unikalių matavimo sprendimų.

Rotorines sistemas galima suskirstyti pagal jų mobilumą ir kitus parametrus (1 pav.). Pateiktas suskirstymas yra supaprastintas, nes kai kurias sistemas galima priskirti kelioms kategorijoms.



1 pav. Rotorinių sistemų klasifikacija ir sietis su darbo tyrimo objektais

Šiame darbe nagrinėjamos trys rotorinės sistemos. Šių sistemų diagnostiniams parametrams matuoti pasiūlytos specifinės matavimo sistemos.

### **Darbo tikslas ir uždaviniai**

Darbo tikslas – sukurti matavimo metodus ir priemones specifinių rotorinių sistemų diagnostiniams parametrams matuoti, įvertinti jų metrologines charakteristikas ir pritaikyti jas praktikoje.

Darbo uždaviniai:

- atlikti užsienyje ir Lietuvoje vykdytų susijusių tyrimų apžvalgą;
- sukurti matavimo sistemas, atitinkančias diagnostikos objektus;
- atlikti sukurtų matavimo sistemų metrologinių charakteristikų tyrimus;
- išmatuoti pasirinktų specifinių rotorinių sistemų diagnostikos parametrus;
- pasiūlyti naujus matavimo rezultatų apdorojimo algoritmus.

### **Mokslinis naujumas**

- Pasiūlytos matavimo sistemų struktūros specifinių rotorinių sistemų diagnostiniams parametrams matuoti ir atlikta jų metrologinių charakteristikų analizė.
- Pasiūlyti diagnostinių signalų apdorojimo algoritmai.
- Parodytos kompleksinio menčių balansavimo galimybės.
- Ištirta malūnsparnio menčių aerodinamikos įtaka antrai vibracijų harmonikai.

### **Praktinė nauda**

Įgyvendinant pasiūlytas struktūras ir signalų apdorojimo algoritmus, buvo sukurtos specifinės matavimo sistemos. Šios sistemos buvo naudojamos specifiniams objektams su rotorinėmis sistemomis tirti. Gauti tyrimų rezultatai pateikiami šiame darbe. Sukurta bevielė malūnsparnių rotoriaus disbalanso parametrų matavimo sistema naudojama UAB „Birdmanas“ malūnsparnių parke.

### **Tyrimo metodai ir priemonės**

Šiame darbe aprašytų pagrindinių fizinių eksperimentų matavimai buvo atliekami, jų rezultatai apdorojami ir analizuojami naudojant sukurtas specifines matavimo sistemas.

Kompleksinio balansavimo ir disbalanso matavimo sistemos valdymas ir duomenų apdorojimas buvo atliekamas naudojant „Matlab R2013a“ programavimo

aplinką. Aplinkoje buvo įgyvendintas pasiūlytas matavimų rezultatų apdorojimo algoritmas.

Kuriant malūnsparnio rotoriaus disbalanso matavimo sistemos vartotojo aplinką ir įgyvendinant duomenų valdymo bei pasiūlytus apdorojimo algoritmus, buvo naudojama „Matlab“ ir „Visual Studio C#“ programavimo aplinka. Matavimo sistemos mikroprocesoriams programuoti buvo naudojama „Eclipse studio“ aplinka ir C programavimo kalba.

### **Gynimui pateikiama**

1. Pasiūlytos matavimo sistemų struktūros ir duomenų apdorojimo algoritmai.
2. Su sukurtomis matavimo sistemomis gauti tyrimų rezultatai ir jų išvados.

### **Darbo aprobavimas**

Pagrindiniai darbo rezultatai aprobuoti penkiomis publikacijomis: dviem publikacijomis Mokslinės informacijos instituto (IS) patvirtintuose sąrašo leidiniuose, viena publikacija – Lietuvos mokslo tarybos patvirtinto sąrašo tarptautinėse duomenų bazėse referuojamuose leidiniuose ir dviem straipsniais – konferencijų straipsnių rinkiniuose. Darbo rezultatai pristatyti trijose tarptautinėse konferencijose Lietuvoje, Lenkijoje, Italijoje.

### **Disertacijos struktūra bei apimtis**

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai, bendrosios išvados, literatūros sąrašas, autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašas. Darbo apimtis – 92 puslapiai, kuriuose pateikiami 64 paveikslai, 26 lentelės, 24 matematinės išraiškos ir 89 pozicijų literatūros šaltinių sąrašas.



# 1. ROTORINIŲ SISTEMŲ IR JŲ DIAGNOSTIKOS PRIEMONIŲ BEI METODŲ APŽVALGA

## 1.1. Rotorinių sistemų diagnostika

Rotorinės sistemų diagnostika bei monitoringas atliekami įvairiais būdais. Rotorinių sistemų diagnostikoje taikomi šie metodai:

- akustinė emisija;
- deformacijų matavimas;
- termografija;
- virpesių diagnostika.

Akustinė emisija paremta reiškiniu, kurio metu medžiagos vidinėje struktūroje po staigaus energijos išleidimo sklinda akustinė banga. Tai atsitinka pasikeitus medžiagos vidinei struktūrai. Pasikeitimas gali būti įtrūkių plėtimasis, trintis, skaidulų lūžimas. Skleidžiamų akustinių garso ir ultragarso bangų dažnis, priklausomai nuo medžiagos, yra nuo 20 kHz iki 1 MHz. Kadangi akustines bangas skleidžia pati medžiaga, bandymų metu turi būti sukurtos tokios sąlygos, kad įvyktų anksčiau aprašyti įvykiai. Rotorinėse sistemose, diagnozuojant neleistiną rotoriaus ir statoriaus trintį, naudojama diagnostika, paremta akustine emisija, akustinės bangos skleidžiamos įvykstant kontaktui tarp rotoriaus ir statoriaus [5]. Akustinė emisija taip pat naudojama guolių ir pavarų diagnostikoje [6, 7], nes ji leidžia anksčiau nustatyti pažeidimus, nei taikant akustinį metodą. Akustinė emisija naudojama pažeidimams diagnozuoti vėjo jėginių turbinų mentėse. Testai naudojami ir tikrinant menčių kokybę bei stiprumą prieš imant juos eksploatuoti. Testų metu mentės paviršiuje išdėliojama akustinės emisijos keitiklių gardelė ir atliekamas apkrovų testas. Diagnostika gali būti atliekama ir menčių eksploatavimo metu, vykdant akustinės emisijos monitoringą [8] ir aptinkant neleistinus pasikeitimus menčių struktūroje.

Vėjo jėginių menčių deformacijos monitoringui naudojami įtempių keitikliai. Įtempių keitikliai paskirstomi vėjo jėginių menčių plote ir matavimai atliekami darbo metu. Įtempių matavimai atspindi menčių bei visos turbinos apkrovą ir gali apsaugoti nuo menčių pažeidimų, viršijus leidžiamąsias įtempių ribas. Nuolat renkami duomenys taip pat gali parodyti menčių nuovargį [9]. Įtempių keitikliai buvo plačiai naudojami ir turbinų menčių [10] diagnostikoje. Tačiau juos pakeitė kiti metodai, nes, matuojant įtempius mentėse, reikia perduoti signalus iš sukamosios dalies į stacionarią. Todėl naudojamas radijo ryšys arba slydimo žiedai, o tai apsunkina matavimo įgyvendinimą [11]. Yra patentuoti metodai, kuriais aprašomas įtempių matavimas [12], naudojamas sraigtasparnių pagrindinio rotoriaus menčių diagnostikai.

Diagnostika, naudojant termografiją, naudojama menčių struktūrai tirti [13], nes medžiagoje esantys netolygumai (defektai) trukdo sklisti šilumai ir infraraudonųjų spindulių vaizdo kameros fiksuoja ruožus su aukštesne ar žemesne temperatūra. Diagnostika gali būti tiek pasyvi, tiek aktyvi. Pasyvi yra tokia diagnostika, kai nenaudojamas dirbtinis šilumos šaltinis. Termografija atliekama, kai

mentės įkaista gamybos ar remonto metu. Pasyvi diagnostika taip pat atliekama, kai natūralus gamtos procesas, toks kaip saulės spinduliavimas, šildo mentes po šaltos nakties. Darbo metu, apkrovoms veikiant mentes, atsiranda skirtingos temperatūros zonos, kurios rodo, kad skirtingos menčių vietos patiria skirtingas apkrovas arba yra vidinių įtrūkių, kurie sukelia trintį. Aktyvi diagnostika yra tokia, kai naudojamas priverstinis kaitinimas dirbtiniu šaltiniu, atliekamas su mažais menčių pavyzdžiais.

Termografija naudojama ir rotorinių mašinų darbo analizei [14, 15]. Esant neefektyviam mašinų darbui, išsiskiria papildoma šiluma, kurią galima aptikti naudojant IR spindulių kameras. Termografija leidžia atlikti iškart visos rotorinės sistemos diagnostiką bekontaktiniu būdu, identifikuojant probleminius komponentus. Kitaip nei atliekant virpesių diagnostiką, nereikia montuoti keitiklių ties visais svarbiais sistemos komponentais. Diagnostika gali būti naudojama ir elektrinės rotorinių sistemų dalies apžiūrai. Atliekant diagnostiką, svarbu įvertinti aplinkos temperatūrą.

## **1.2. Diagnostika matuojant sistemos virpesius**

Virpesių diagnostika – efektyvus būdas, padedantis aptikti mechaninius defektus rotorinėse sistemose. Kadangi virpesių atsiranda tik besisukančiose sistemose, šio tipo diagnostika gali būti naudojama tik rotorinių sistemų darbo metu. Ji gali būti taikoma periodiškai arba nuolat – atliekant stebėseną. Šis metodas leidžia aptikti pažeistus pradinės stadijos komponentus, kol jie nekelia realios žalos. Galima aptikti rotoriaus disbalansą, velenų nesutapdinimą, defektuotus guolius, pavarus, laisvumus. Virpesių diagnostika grindžiama principu, kad defektuoti komponentai įneša papildomų virpesių, kurie pereina į įrenginių korpusus ir gali būti išmatuojami neardomuoju būdu.

Virpesių diagnostikos įrangą sudaro virpesių jutikliai, kurie tvirtai primontuojami prie rotorinės sistemos korpuso, pageidautina ties rotoriaus įvirtinimo vietomis (guoliais). Jeigu sistemą sudaro keli rotoriai, ties kiekviena rotoriaus įvirtinimo vieta montuojami jutikliai, kad visuose taškuose būtų matuojama vienu metu. Analizuojant centrinės rotoriaus ašies judėjimą dviejose plokštumose, naudojami du vibracijų keitikliai, kurie yra statmeni vienas kito atžvilgiu.

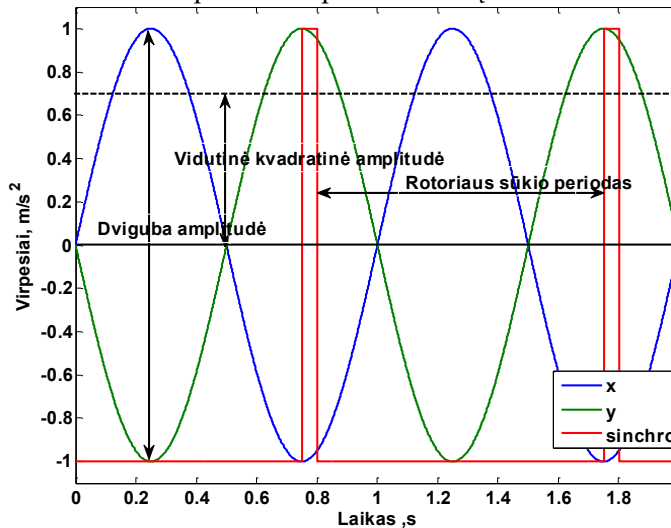
Vibracijų dydis gali būti įvertinamas, matuojant tris skirtingus fizikinius parametrus: poslinkį, greitį ir pagreitį. Yra naudojami atitinkamų fizikinių dydžių jutikliai. Rekomenduojama, esant žemiesiems dažniams, naudoti poslinkio jutiklius, esant vidutiniams, – greičio jutiklius, esant aukštiesiems dažniams, – pagreičio jutiklius, nes skirtingu fizikiniu principu veikiančių jutiklių jautrumas skirtingiems dažniams yra kitoks.

### **1.2.1. Diagnostikos parametrai ir jų matavimas**

Virpesiai – pasikartojantis kūno judėjimas apie tam tikrą poziciją. Primityviausi virpesiai yra tokie, kai kūnas juda pastoviuoju dažniu ir amplitude. Virpesiai gali būti įvertinami matuojant tris fizikinius parametrus: poslinkį, greitį ir pagreitį. Matuojamas dydis ir jutiklio veikimo principas pasirenkamas priklausomai

nuo reikalingo tikslumo, jautrumo, dažnių diapazono, priėjimo prie matuojamo objekto, aplinkos sąlygų (temperatūra, drėgmė, dulkės) ir ar matavimai atliekami periodiškai, ar atliekama nuolatinė stebėseną.

Poslinkis – tai matuojamo objekto padėties kitimas atskaitos taško atžvilgiu per vieną virpesio periodą. Jis gali būti išreikštas tiek dviguba amplitude, tiek vidutine kvadratine. Pavyzdiniai matavimo signalai pateikti 2 pav. Čia pavaizduoti virpesių signalai, kai matuojama dviem vienas kitam statmenais akcelerometrais. Trečiasis signalas, gautas iš magnetinio ar optinio apsukų jutiklio, savo periodiniu piku žymi sutartos rotoriaus apsisukimo pradžios vietą.



2 pav. Pavyzdinė rotoriaus virpesių matavimo signalų diagrama

Pagal ISO 10816 standartą [65], kuriame aprašomas rotorinių mašinų virpesių įvertinimas, dėmesys kreipiamas tik į du matuojamus parametrus:

- plataus dažnių intervalų virpesių greičio vidutinę kvadratinę amplitudę;
- virpesių amplitudės pokytį.

Pirmasis parametras matuojamas nusistovėjus rotorinės mašinos darbo režimui, jis įvertina virpesių žalą, daromą mašinai. ISO 10816 standarte nurodoma įvairių rotorinių mechanizmų virpesių intensyvumo sritys. Kaip pavyzdys, pateikta 1 lentelė, paimta iš ISO 10816-2 standarto, kuriame įvertinami garo turbinų ir generatorių virpesiai.

1 lentelė. Garo turbinos ir generatoriaus motorinės sistemos virpesių intensyvumo ribos

| Virpesių intensyvumo sričių ribos | Veleno sukimosi greitis, rpm                           |                |
|-----------------------------------|--|----------------|
|                                   | 1500 arba 1800   | 3000 arba 3600 |
|                                   | Išmatuotų virpesių vidutinis kvadratinis greitis, mm/s |                |
| A/B                               | 2,8  | 3,8            |
| B/C                               | 5,3  | 7,5            |
| C/D                               | 8,5  | 11,8           |

Į A sritį patenka įrenginiai, kurių virpesių intensyvumas mažiausias. Tai būdinga neseniai paleistiems naujiems įrenginiams. B srityje dirbančių įrenginių virpesių intensyvumas yra priimtinas ir jie gali veikti be papildomos diagnostikos ilguoju laikotarpiu. C srityje dirbančių įrenginių virpesių lygis yra nepriimtinas ilgajam laikotarpiui, tad turi būti suplanuoti įrenginio diagnostikos ir remonto darbai lygiui sumažinti. D srityje dirbančių įrenginių virpesių lygis yra pakankamas, kad kiltų žala įrenginiui. Rekomenduojama nedelsiant ieškoti būdų, kaip sumažinti virpesius arba stabdyti įrenginį.

Antrasis parametras, pagal kurį įvertinama rotorinės mašinos būklė, yra virpesių pokytis. Pagal ISO 10816 rekomendacijas staigus pokytis turi būti įvertintas, net jeigu ir sistemos virpesiai nepatenka į C sritį. Vertinant pokytį matavimas atliekamas sumontavus keitiklius tose pačiose vietose, o įrenginiui dirbant panašiais režimais. Staigiu pokyčiu laikoma, kai plataus dažnio intervalo virpesių greičio lygis pakinta dydžiu, lygiu 25 % B/C zonos ribinės vertės, nepriklausomai nuo to, ar tai buvo sumažėjimas, ar padidėjimas. Esant staigiam pokyčiui, rekomenduojama atlikti diagnostiką ir nustatyti jos priežastį.

Tolesnė mašinų diagnostika, atliekant sudėtingesnę analizę, nėra aprašoma ISO 10816 standarte.

### 1.2.2. Diagnostikoje naudojami jutikliai

**Sūkurinių srovių poslinkio jutikliai.** Sūkurinių srovių poslinkio jutikliai grindžiami fizikiniu principu, kad kintantis magnetinis laukas laidininkuose sukuria kintamąsias elektros sroves. Tokiu principu veikiančių jutiklių sudaro ritė, kuria teka aukštojo dažnio srovė iš generatoriaus. Sukuriamas kintantis magnetinis laukas, kuris tiriamoje medžiagoje indukuoja sūkurines sroves. Šios srovės indukuoja kintamąjį magnetinį lauką, šis yra priešingas ritės sukuriamam laukui ir jį slopina. Tokiu būdu pasikeičia ritės impedansas ir sumažėja generatoriaus amplitudė bei pasikeičia fazė. Kuo arčiau medžiagos bus jutiklis, tuo didesnis priešingas magnetinis laukas bus sukuriamas ir ritės impedanso pokyčiai bus didesni. Šie pokyčiai elektronine dalimi transformuojami į išmatuojamą poslinkį.

Sūkurinių srovių jutikliai gali matuoti poslinkius 0,25–15 mm diapazonu. Matavimo skiriamoji geba siekia 0,002–0,009 % nuo matavimo diapazono. Dažnių juosta – 0–100 kHz. Dažnių juostai augant, mažėja skiriamoji geba [66].

Didžiausias sūkurinių srovių jutiklių privalumas tas, kad jie gali dirbti nešvariose patalpose, nes yra atsparūs purvui ir dulkėms bei kitiems pašaliniais objektams (kol šie yra nelaidūs elektros srovei), tarp jų ir objektų, kurių poslinkis yra matuojamas. Dėl fizikinio matavimo principo matuojamo objekto skersmuo turi būti 2–3 kartus didesnis už jutiklio. Montuojant būtina įvertinti, ar kampas tarp matuojamo paviršiaus ir jutiklio yra didesnis negu 1–2°. Jie nėra tinkami naudoti kompaktiškose, mobiliose matavimo sistemose, naudojančiose akumulatorius, nes jie yra maitinami iš 12–24 V įtampos, o galia siekia 2,5 W.

**Talpiniai poslinkio jutikliai.** Talpinių poslinkio jutiklių veikimo principas grindžiamas kondensatoriaus veikimu. Jutiklio korpuso išorė veikia kaip vienas

kondensatoriaus elektrodas, objektas, kurio vibracijos matuojamos veikia kaip kitas elektrodas. Tam, kad kondensatoriaus grandinė būtų užbaigta, matuojamas objektas turi būti „įžemintas“, o jutiklio matavimo grandinė įžeminta į tą pačią „žemę“. Tokio kondensatoriaus talpa yra tiesiogiai proporcinga jutiklio elektrodo plotui, dielektriko (oro) dielektrinei skvarbai ir atvirkščiai proporcinga atstumui tarp elektrodų.

Su talpiniais poslinkio jutikliais matuojami itin maži poslinkiai. Matavimo diapazonas siekia 10  $\mu\text{m}$  – 15 mm. Matavimo skiriamoji geba – 0,002 % nuo skalės, matavimo atkartojamumas – 0,02 %. Jutiklių dažnių juosta siekia iki 1 MHz, tačiau jai augant krinta matavimo tikslumas [67].

Talpiniai poslinkio jutikliai pasižymi dideliu matavimo tikslumu, tačiau ir matavimo diapazonas yra mažas. Dėl to, matuojant virpesius, yra tikimybė, kad objektas priartės prie jutiklio ir pažeis jį. Taip pat keitikliai yra jautrūs dulkėms ir purvui, kuris daro įtaką elektrinį lauką. Matuojami objektai turi būti laidininkai ir gerai įžeminti.

**Lazeriniai poslinkio jutikliai.** Lazeriniai poslinkio jutikliai veikia naudojant trianguliacijos, interferometrijos principu. Trianguliacijos principu veikiančiuose jutikliuose lazerio spindulys nukreipiamas į matuojamą objektą. Atsispindėjęs nuo matuojamo objekto, jis grįžta į jutiklį, kur per lęšį sufokusuojamas ant fotodetektorių gardelės (CCD ar CMOS jutiklis). Matuojamam objektui keičiant poziciją, keičiasi ir lazerio taško pozicija jutiklyje. Pagal lazerio spindulio vietą gardelėje apskaičiuojamas atstumas iki tiriamo objekto.

Trianguliacijos principu veikiančių poslinkio jutiklių veikimo diapazonas, priklausomai nuo modelio, yra 2–1000 mm. Atliekant geodezinius matavimus naudojami modeliai, kurių matavimo diapazonas – 1000 m. Skiriamoji geba yra tiesiogiai susijusi su diapazonu ir yra nuo 2  $\mu\text{m}$  [68]. Matavimo dažnio diapazonas siekia iki 20 kHz. Keitikliai pasižymi iki 0,03 % nuo matavimo diapazono siekiančiu netiesiškumu. Siekiant pasiekti didesnę tikslumą, reikalingas kalibravimas.

**Pjezoelektrinis greičio jutiklis.** Pjezoelektriniai greičio jutikliai yra pjezoelektriniai akcelerometrai, kuriuose judanti masė veikia pjezoelementą, ir taip generuojamas elektros krūvis. Tačiau juose yra integravimo grandinė, kuri pagreitį konvertuoja į greitį. Toks keitiklis veikia 1,5–5000 Hz dažnių diapazonu [69]. Greičio matavimo diapazonas siekia iki 50 m/s.

**Lazerinis vibrometras.** Lazerinių greičio vibrometrų veikimo principas remiasi Doplerio efektu ir interferencija. Lazerio spindulys dalijamas į dvi dalis. Atraminis spindulys lieka nekeistas. Antrojo dažnis pakeičiamas žinomu dydžiu, nukreipiamas į tiriamą judantį objektą ir dėl Doplerio efekto grįžta nuo jo atsispindėjęs su pakitusiu bangos dažniu. Grįžęs spindulys ir atraminis spindulys yra optiškai sumaišomi ir atsiranda interferencija, kuri aptinkama optiniu jutikliu ir išskaičiuojamas objekto judėjimo greitis.

Doplerio principu veikiančių lazerinių greičio matuoklių greičio matavimo diapazonas siekia 10 m/s. Keitikliai veikia 0,5 Hz – 1,5 MHz dažnių diapazonu. Matavimo atkartojimas priklauso nuo dažnių juostos pločio. Matuojant žemųjų dažnių vibracijas iki 100 Hz, yra tik 2  $\mu\text{m/s}$  [70].

Lazeriniai vibrometrai pasižymi didele skiriamąja geba ir plačia dažnių juosta. Tačiau jie yra brangūs ir gremėzdiški, nes matavimo sistemą sudaro lazerio modulis,

valdiklis ir maitinimo šaltinis. Tokie vibrometrai yra parankūs atlikti aukštųjų dažnių vibracijų skenavimą objekte, nes, priklausomai nuo atstumo iki objekto, lazerio spindulio taško dydis yra keli  $\mu\text{m}$ .

**Pjezoelektriniai pagreičio jutikliai.** Jutiklis veikia pagal antrąjį Niutono dėsnį, kuris rodo, jog jėgos veikiamo kūno pagreitis yra tiesiogiai proporcingas veikiamai jėgai ir atvirkščiai proporcingas kūno masei. Pjezoelektrinių pagreičio keitiklių konstrukciją sudaro uždareme korpuse esantis pjezoelektrikas ir ant jo uždėta masė. Keitiklyje esanti masė konvertuoja pagreitį į jėgą, kuri veikia pjezoelektriką. Kai keitiklis yra veikiamas jėgos, seisminė masė spaudžia pjezoelektriką ir dėl pjezoelektrinio efekto yra generuojamas elektrostatinis krūvis. Jutiklio viduje esanti elektronika pakeičia krūvį į išėjimo įtampą, kuri yra proporcinga pagreičiui. Jutiklio jautrumas priklauso nuo seisminės masės ir pjezoelektriko dydžio. Tačiau, didinant jautrumą, dėl padidėjusios masės sumažėja jutiklio rezonansinis dažnis ir dažnių juostos plotis. Pasunkėjus jutikliui, taip pat padidėja įtaka matuojamam objektui [69].

Pjezoelektriniai pagreičio jutikliai pasižymi plačia matuojamų dažnių juosta, kuri siekia iki 40 kHz. Tačiau jie nėra tinkami statiniams matavimams atlikti, nes pjezoelektrikas generuoja krūvį tik dinamikoje. Todėl daugumos keitiklių apatinis dažnių diapazonas prasideda nuo 1–10 Hz. Pjezoelektriniai jutikliai turi didelį matavimo diapazoną ir gali matuoti pagreičius iki 50 000 g. Tokie keitikliai itin tinkami įvairiems smūgiams matuoti [71].

**MEMS.** MEMS (angl. *microelectromechanical*) akcelerometrai yra kompaktiški, tikslūs, mažai vartoja energijos. MEMS įrenginiai pagal apibrėžimą yra tokie, kuriuose komponentai yra 1–100  $\mu\text{m}$  dydžio ir šie komponentai yra tiek elektriniai, tiek mechaniniai. MEMS akcelerometras veikia kaip talpinis jutiklis. Jį sudaro šukų formos elektrodai. Vidiniai elektrodai priklauso seisminei masei ir yra įtvirtinti tarp spyruoklių. Išoriniai elektrodai yra statiniai. Kai jutiklis yra veikiamas jėgos, vidinis elektrodas keičia poziciją, keičiasi atstumas tarp šukų formos elektrodų ir keičiasi talpa. MEMS akcelerometrai turi ir elektroninę dalį, kuri matuoja talpą. Matavimo rezultatai pateikiami analoginiu ar skaitmeniniu signalu.

MEMS akcelerometrai pasižymi mažesniu nei pjezoelektrinių jutiklių matavimo diapazonu ir dažnių juosta. Keitiklių matavimo diapazonas siekia iki 400 g, o dažnių juosta – iki 20 kHz. Tačiau keitiklių dažnių diapazonas prasideda nuo 0 Hz ir jie yra tinkami statiniams ir labai žemų dažnių matavimams.

Analoginių MEMS akcelerometrų išėjime įtampa yra proporcinga pagreičiui. Skaitmeniniai akcelerometrai turi vidinį analoginį kodo keitiklį, kuris leidžia pateikti matavimo rezultatus skaitmeniniu formatu. Rinkoje esantys jutikliai siūlo 16 bitų skiriamosios gebos matavimus. Tokius jutiklius patogu naudoti su skaitmeninėmis sistemomis.

**Slėgio jutikliai.** Tiriant rotorinės sistemos su aerodinaminiais elementais charakteristikas, vienas iš svarbių matuojamų parametrų yra sistemos sukuriamas dinaminis slėgis. Jis tiesiogiai priklauso nuo sistemos aerodinaminių elementų kokybės ir konfigūracijos.

Vieni iš dažniausiai naudojamų dinaminio slėgio jutiklių yra kondensatoriniai mikrofonai su vidine ar išorine poliarizacija. Šiuose mikrofonuose konstrukciją

sudaro dvi lygiagrečios plokštelės. Viena yra stacionari, kitos, vadinamosios membranos, pozicija kinta nuo suteikiamo slėgio. Priklausomai nuo slėgio keičiasi atstumas tarp šių plokštelių ir kinta kondensatoriaus talpa. Elektrinis signalas iš mikrofono gaunamas tada, kai kondensatorius poliarizuojamas nuolatine įtampa, kuri siekia 200 V. Elektretiniam mikrofonui nereikalinga išorinė poliarizacijos įtampa, nes membrana yra padengta medžiaga, turinčia pastovų elektrinį krūvį, – elektretu. Pagal savo darbinės savybes kondensatoriniai ir elektretiniai mikrofonai yra panašūs. Tad, naudojant juos įprastomis aplinkos sąlygomis, rekomenduojama naudoti elektretinius mikrofonus, nes nereikia aukštosios įtampos maitinimo šaltinio. Mikrofonus su išorine poliarizacija rekomenduojama naudoti aukštoje 120–150 °C temperatūroje, nes jų charakteristikos yra stabilesnės.

Kondensatoriniai mikrofonai veikia plačiu dažnių diapazonu nuo 0,02 Hz iki 100 kHz. Garso stiprio diapazonas yra nuo 10 iki 180 dB [72].

**Sinchronizacija.** Atliekant įvairius rotorinių sistemų matavimus, naudinga turėti informaciją apie rotoriaus sukimosi poziciją ir susieti ją su kitais matuojamais parametrais. Beveik visada matuojama ne absoliuti rotoriaus pozicija, o fiksuojamas įvykis (laiko žymė), kai rotorius būna pasirinktoje pozicijoje. Kadangi, atliekant matavimus, rotorius sukasi fiksuotu ir stabiliu greičiu, turint laikinę informaciją apie poziciją tam tikrame taške, lengvai galima apskaičiuoti poziciją po tam tikro laiko.

Laiko žymės padeda sulygtinti rotoriaus poziciją su išmatuoto parametro laikine charakteristika. Tai leidžia, matuojant virpesius, nustatyti rotoriaus disbalanso vietą, matuojant besisukančių menčių slėgį, priskirti matavimus konkrečioms mentėms.

Laiko žymės taip pat suteikia galimybę suskaidyti matuojamų signalų įrašus į segmentus taip, kad kiekvienas segmentas reprezentuotų signalą vieno rotoriaus apsukimo metu. Vidurkinant tokius segmentus, galima sumažinti atsitiktines matavimo paklaidas.

Matuojami signalai ir rotoriaus sukimasis sinchronizuojamas naudojant magnetinio lauko, padėties ar optinius jutiklius.

Naudojant magnetinio lauko jutiklius, ant rotoriaus užklijuojamas magnetas. Statoriuje magnetinio lauko jutiklis įtvirtinamas taip, kad, rotoriumi sukantis, magnetas periodiškai būtų mažu atstumu (iki 1 cm) nuo jo. Magnetiniai jutikliai yra tiesiški arba veikia kaip raktai. Tiesiški jutikliai išėjime sukelia įtampą, kuri yra proporcinga magnetinio lauko stipriui. Jutikliai, veikiantys kaip raktai, išėjime sudaro aukštą lygį, kai magnetinio lauko stipris pasiekia tam tikrą atidarymo lygį, ir grįžta į žemą lygį, kai magnetinio lauko stipris nukrinta žemiau uždarymo įtampos. Atidarymo ir uždarymo lygiai nurodomi rakto specifikacijose ir nėra keičiami. Diskretinio išėjimo privalumas tas, kad signalą paprasčiau apdoroti.

Padėties jutikliai naudojami, kai rotoriaus dalis turi taisyklingo cilindro formą, bet vienoje vietoje turi išpjovą arba iškilimą, kuris periodiškai išsiskiria iš artumo jutiklio signalo ir gali būti panaudotas kaip laiko žymė. Artumo jutiklius patogiau naudoti, kai rotoriuje yra specialios išpjovos ar iškilimai. Kitu atveju ant rotoriaus būtina pritvirtinti pakankamo dydžio iškilimą, kurį būtų galima identifikuoti padėties jutiklio signale. Iškilimas turi būti pritvirtintas tvirtai, nes rotoriumi dirbant jį veiks didelė išcentrinė jėga.

Naudojant optinius jutiklius ant rotoriaus priklijuojama optinė žymė, kuri išsiskirtų iš rotoriaus vaizdo. Įprastai užklijuojamas šviesaus popieriaus lipdukas. Esant mažiems atstumams, naudojamas IR spindulių siųstuvas ir imtuvas. Kai sinchronizacijos žymė būna prie jutiklio, IR spindulys atsispindi nuo šviesaus popieriaus paviršiaus ir yra detektuojamas IR imtuvo. Dėl to, kad rotorijų paviršius dažnai būna blizgus, tokie jutikliai matuoja tik iš labai arti (iki 1 cm) arba paviršius turi būti nudažytas juodais dažais arba padengtas juoda plėvele dėl didesnio kontrasto tarp rotoriaus paviršiaus iš optinės žymės.

Optiniuose jutikliuose gali būti naudojamas ir lazerio spindulys. Dėl galingesnio ir kryptingo šviesos spindulio pailgėja atstumas iki matuojamo objekto, ir jis gali siekti kelis metrus. Tai suteikia papildomą laisvę renkantis jutiklio tvirtinimo vietą. Blizgančių paviršių problema sprendžiama naudojant optinius jutiklius su poliarizacijos filtru, tačiau tada kaip optinę žymę būtina naudoti specialius atšvaitus.

Renkantis sinchronizacijos keitiklį, būtina atsižvelgti į priėjimą prie rotoriaus ir galimą tvirtinimą. Taip pat būtina įvertinti keitiklio veikimo spartą ir reakcijos trukmę, kurie yra labai svarbūs, jeigu rotorinės sistemos sukimosi dažnis yra didelis, o laiko žymės plotas, patenkantis į keitiklio veikimo zoną, yra santykinai mažas, palyginus su rotoriaus skersmeniu.

**Belaidis perdavimas.** Matavimo sistemų komponentams tampant mažų matmenų ir mažėjant suvartojamos energijos kiekiui, yra patogų tarp sistemos keitiklių ir duomenų apdorojimo įrangos duomenis perduoti belaidžiu būdu. Tokiu atveju montuojant įrangą nereikia spręsti dėmesio kabelių tiesimo ir tvirtinimo klausimų, kabeliai neslopina matuojamų signalų ir nesukelia papildomų trukdžių.

Šiuo metu rinkoje duomenis perduoti siūloma trimis belaidžio ryšio technologijomis: *Wi-Fi*, *Bluetooth*, *ZigBee*.

*Wi-Fi* yra didžiausią greitį siūlanti technologija. Populiariausia atmaina – 802.11n standartas – leidžia pasiekti iki 600 Mb/s greitį. Kanalai yra tiek 2,4 GHz, tiek 5 GHz dažnių juostoje. Perdavimo atstumas siekia iki 100 m.

*Bluetooth* 3-ia ir 4-a versija leidžia pasiekti 24 Mb/s greitį. Siųstuvas ir imtuvas veikia 2,4 GHz dažnių juostoje. Perdavimo atstumas – iki 10 m.

*Zigbee* ryšio standarto didžiausias greitis standartiškai yra 256 kb/s, tačiau kai kurių radijo ryšio moduliai siūlo pasiekti 1 Mb/s greitį. Veikimo nuotolis – iki 100 m. Tačiau yra galimybė naudoti ne tik 2,4 GHz, bet ir 900 MHz dažnių juostą, o tai leidžia pasiekti didesnę atstumą dėl mažesnio radijo bangų slopinimo.

Kai nėra reikalinga perduoti itin didelius duomenų kiekius, paranku naudoti tiek *Bluetooth*, tiek *Zigbee* standartus dėl jų paprastumo ir dėl galimybės įrenginiams užmegzti tiesioginį ryšį. *Zigbee* protokolas leidžia sukurti iki 65 000 įrenginių tinklą, o *Bluetooth* – tik iki 7. *Zigbee* įrenginiuose įgyvendintas paprastesnis duomenų perdavimo protokolas. Tai leidžia veiksmingiau naudoti akumuliatorių energiją, turėti trumpesnę duomenų perdavimo laiką, reikalauja mažesnių radijo ryšio modulio valdymo resursų.



### 1.2.3. Virpesių signalų analizė

Pirminė virpesių signalo analizė atliekama pasitelkiant laikinę diagramą. Iš tokios diagramos matomas bendras vibracijų lygis, ar signale yra tik žemųjų dažnių ar ir aukštųjų dažnių komponentės. Dažniausiai signale matomas harmoninis atsikartojimas, kurio dažnis sutampa su rotorinės sistemos sukimosi dažniu. Pasikartojančių signalų analizė pagal amplitudę, formą ir dažnį gali padėti įvardyti defektus. Laikinė signalo diagramos analizė palengvinama, naudojant žemųjų dažnių filtrus, taip pat skaičiuojant signalų vidurkį. Tačiau tam reikalinga sinchronizacija, kuriai dažniausiai naudojamas signalas iš optinio ar magnetinio keitiklio. Jis fiksuoja rotorinės sistemos sūkius pagal ant rotoriaus nustatytą žymę.

Signalo analizė dažnių srityje atliekama transformuojant vibracijų signalą laiko ašyje į dažnio sritį, naudojant greitąją Furjė transformaciją. Skiriamoji dažnio geba priklausys nuo vibracijų matavimo trukmės ir diskretizacijos dažnio. Diskretizacijos dažnis parenkamas pagal Naikvisto teoremą taip, kad dažnis būtų bent dvigubai didesnis už signalo juostos plotį. Neišpildant šios sąlygos, prieš atliekant signalo diskretizaciją, būtina naudojant filtrą išskirti žemuosius dažnius. Matavimo trukmė turi būti parenkama optimali, atsižvelgiant į reikalingą dažnio skiriamąją gebą, pageidautiną signalų apdorojimo trukmę, matavimo sistemos atminties kiekį ir signalo triukšmingumo lygį.

Dažnio analizė parodo įvairių dažnių komponentių amplitudes. Esant tam tikriems defektams, sistemoje išauga tam tikro dažnio komponentių amplitudės, tad analizuojant spektrą pagal dėsniumus galima nustatyta defekto pobūdį. Tarkime, esant rotoriaus disbalansui, išauga sukimosi dažnio dedamoji. Esant defektuotoms mentėms, padidėja dažnio komponentė, kuri yra lygi sukimosi dažnio ir menčių skaičiaus sandaugai. Nusidėvėję guoliai dažnių spektre aptinkami pagal sukeliamus plačiajuosčius aukštadažnius virpesius. Atliekant virpesių diagnostiką, ypač jeigu patalpoje yra ir kitų veikiančių rotorinių sistemų, tikslinga, sustabdžius tiriamąją sistemą, įvertinti pašalinių virpesių šaltinių indėlių.

Jeigu, atliekant diagnostiką, naudojami du statmeni vienas kitam virpesių jutikliai, yra piešiamos orbitos, signalus iš abiejų kanalų atidedant ant skirtingų ašių. Kreivė vizualizuoja, kaip juda centrinis rotoriaus ašies taškas ir taip pat padeda rasti jos judėjimo kryptį, kuri nebūtinai turi sutapti su rotoriaus sukimosi kryptimi. Tokiose kreivėse pažymima apšukų pradžia.

### 1.3. Tyrimų apžvalga

Rotorinių sistemų diagnostikoje taikomi įprasti analizės metodai, tokie kaip orbitų portretai, signalų dažnio spektrai [16], kepstai, laikinė ir dažninė analizė [17].

Atliekant mašinų diagnostiką rotorinėse sistemose, dirbančiose esant skirtingiems darbiniams greičiams, rekomenduojama vietoje įprastos dažninio spektro analizės taikyti eilės sekimo metodą [18]. Jo esmė ta, jog Furjė transformacijos metu gauti signalai siejami ne su įprasta dažnio skale, o perskaičiuota pagal sukimosi dažnį. Tokiu būdu yra lengviau atlikti analizę esant skirtingiems sukimosi dažniams [19].

Velenų nesutapdinimas yra antras rotorinių sistemų darbo defektas po disbalanso. Jį gali lemti įvairios priežastys: surinkimo klaidos, netolygiai pasiskirsčiusios apkrovos. Nesutapdinimai diagnozuojami atliekant signalo dažninę Furjė transformaciją ir ieškant dvigubo sukimosi dažnio komponento, nors tyrimai rodo, kad šis komponentas nesuteikia visos reikalingos informacijos [20, 21].

JAV ir Kinijos mokslininkai tobulina rotorinių sistemų modelius, kuriais remiantis galima būtų nuspėti rotoriaus disbalansą pagal rotorinės sistemos gamybos parametrus. Modeliai parodė, kad dažnai pagrindinės disbalanso priežastys yra rotoriaus nuokrypiai nuo pagrindinės sukimosi ašies ir netolygus rotoriaus skersmuo [22]. Tokie modeliai [23], pritaikyti pagal rotoriaus gamybos technologiją ir veikimo aplinkybes, padėtų rasti itin svarbius gamybinius parametrus, juos būtų galima tobulinti, siekiant sumažinti pradinį rotoriaus disbalansą.

Mokslininkų tyrimai nukreipiami ir į aviacijoje veikiančias rotorines sistemas. Sraigatasparnio uodegoje esantis rotorius privalo funkcionuoti patikimai, nes jis sukelia atsvarą pagrindinio rotoriaus sukuriamam jėgos momentui. Dėl netinkamai funkcionuojančio rotoriaus sraigatasparnis gali tapti labai nestabilus, gali įvykti katastrofa. Oro pajėgų technologijų instituto (JAV) mokslininkai atliko tokio rotoriaus elastiškumo, veikiant aerodinaminėms jėgoms, analizę, taikant baigtinių elementų metodą ir simuliuojant stabilų skrydį į priekį. Tyrimai parodė, kad tokie rotoriaus menčių mechaniniai pažeidimai, kaip drėgmės įsisavinimas ar standumo pasikeitimas dėl struktūroje esančių įtrūkių, sukelia papildomas jėgas, kurios veikia rotorius. Šios jėgos virsta virpesiais rotoriuje [24]. Pietų Korėjos ir Indijos tyrėjų atlikta analizė parodė, kad tiek drėgmė, tiek pasikeitęs standumas sukuria unikalų virpesių spektrą, tad tokie pažeidimai gali būti atpažinti vykdant rotoriaus virpesių diagnostiką [25, 26].

Rotorinėse sistemose su tokiais aerodinaminiais elementais, kaip ventiliatoriai, yra svarbi ir rotoriaus menčių diagnostika. Kadangi ventiliatoriaus rotoriaus mentės darbinio režimu sukelia oro slėgio variacijas, vienas iš metodų aptikti pažeistą ventiliatorių yra sukeliama dinaminio slėgio pokyčių analizė [27, 28]. Prancūzijos mokslininkų atlikti tyrimai parodė, jog, atliekant ventiliatoriaus menčių sukeliama garso triukšmo analizę, galima nustatyti tokius ventiliatoriaus gedimus, kaip pažeista mentė ar jos nebuvimas, ventiliatoriaus oro įsiurbimo angos dalinis užsikimšimas. Šie defektai atsispindi tiek sukulto akustinio triukšmo dažnio spektre, tiek pasikeitusioje aplink ventiliatorių sukeliama oro slėgio kryptingumo diagramoje [29]. Ventiliatoriams tirti pasitelkiant metodus, kuriais analizuojamas sukuriamas slėgis, naudojami ne pavieniai mikrofonai, o mikrofonų fazinės gardelės [30]. Tai suteikia galimybę išskirti garso bangų slėgio intensyvumą tam tikrose ventiliatoriaus darbinio veikimo zonose ir identifikuoti pažeidas.

Vietoje įprastos Furjė dažninės transformacijos, naudojamos rotorinių sistemų diagnostinius signalų įrašams analizuoti, siūloma taikyti pastovios bangelių transformacijos metodą. Šio metodo privalumas tas, kad dažninė signalų analizė atliekama signalo įrašą suskaldžius į segmentus laiko požiūriu. Tokiu būdu analizuojant signalus, išryškėja nestacionarūs procesai. Saudo Arabijos ir Kinijos tyrėjai parodė [31, 32], kad, rotoriumi liečiantis su statoriumi (nestacionarus proceso pavyzdys) ir atlikus matavimo duomenų analizę, naudojant įprastą diskrečiąją Furjė

transformaciją, nepavyks aptikti šio defekto, nes sukuriamos vibracijos yra nykstamai mažos, palyginti su sukeltomis kitų šaltinių vibracijomis. Naudojant pastovios bangelių transformacijos metodą, matomos dažnio komponentės, kurios atspindi mentės nuosavųjų virpesių dažnius. Tyrimai taip pat rodo, kad, diagnozuojant velenų nesutapdinimą, bangelių transformacija yra jautresnė negu įprasta diskrečioji Furjė transformacija [33].

Vėjo jėgainių turbinose taip pat susiduriama su sistemų diagnostikos būtinybe. Turbinose aktuali ne tik generatoriaus, bet ir rotoriaus su masyviomis mentėmis diagnostika. Diagnostikoje atliekama virpesių analizė [34]. Priklausomai nuo matuojamo dažnio, naudojami poslinkio, greičio, pagreičio ir akustinės emisijos jutikliai [35]. Kaip buvo rašyta, gedimai rotorinėse sistemose pasireiškia ne tik papildomais virpesiais ar triukšmu, bet ir sumažėjusiu darbo efektyvumu ar pakitusia gaminių kokybe. Kinijos mokslininkai siūlo, sekant vėjo jėgainių turbinų efektyvumą, diagnozuoti jų pažeidimus. Tam naudojama galios kreivė, kurioje atvaizduojama priklausomybė tarp vėjo greičio ir generuojamos galios. Tyrimai rodo, kad, esant apledėjusioms rotoriaus mentėms, sumažėja jų aerodinaminiai rodikliai ir generuojama galia. Santykinis galios praradimas didėja, augant vėjo greičiui [36]. Susidaręs ledas ne tik veikia mentės aerodinamiką, bet jo svoris papildomai sukuria masių disbalansą, kuris padidina vibracijas. Darbo taško išėjimas iš normalios darbo kreivės gali reikšti ne tik menčių apledėjimą, bet ir kitus gedimus, tokius kaip purvą ant menčių, atakos kampo kontrolės sutrikimus, vėjo greičio matavimo sutrikimus. Pietų Korėjos mokslininkai pasiūlė metodą [37], kuriuo remiantis, vėjo jėgainei dirbant, kaupiami generuojamos galios ir vėjo greičio duomenys. Jais remiantis, atmetus nekorektiškus matavimo rezultatus, aproksimuojama galios kreivė bei apskaičiuojama mažiausioji ir didžiausioji tolerancijos juostos ribos. Dirbant vėjo jėgainei, jos parametrams išėjus už galios kreivės tolerancijos ribų, operatorius apie tai išspėjamas.

Lietuvoje su rotorinėmis sistemomis susijusius tyrimus atlieka KTU mokslininkai, V. Barzdaitis [4, 38–48], V. Volkovas [49–53], R. Jonušas [41, 54–61], E. Juzėnas, K. Juzėnas [58–61]; KU mokslininkai: P. Mažeika [4, 42, 46–48], M. Vosylius [4, 46, 47], R. Didžiokas [4, 41, 42, 46].

Prof. V. Barzdaitis yra keliolikos straipsnių apie rotorinių sistemų diagnostiką autorius ir bendraautoris. Jo darbuose buvo tiriamos įvairios rotorinės mašinos bei jų diagnostinės sistemos – turbinos [39, 41–44] ir jų pavaros [48] bei kitos rotorinės sistemos [40, 47]. Rotorinių sistemų su turbinomis diagnostiniams parametrams įvertinti taikomi klasikiniai metodai, tokie kaip virpesių spektro, trendo, polinių diagramų ir orbitų analizė. Papildomai sukuriama tiriamos rotorinės sistemos modelis ir atliekama vibracijų parametrų simuliacija, kuri patvirtina jėgas, veikiančias sistemos komponentus, ir suteikia apie jas papildomos informacijos.

Prof. V. Volkovas pasiūlė metodus [52] rotorinių sistemų periodinės diagnostikos periodiškumui nustatyti atsižvelgiant į jų būklę. Periodiškumas parenkamas pagal esamų virpesių lygį, konkrečius gedimus signalizuojančių dažnio spektro komponentių lygius ir vibracijų lygio tendencijas, dėvintis komponentams konkrečioje rotorinėje sistemoje. Darbuose taip pat buvo nagrinėta diagnostikos sistemų neapibrėžties įtaka, priimant sprendimus dėl rotorinės sistemos stabdymo,

remontui [51]. Parodyta, kad neapibrėžties įtaka priimtam sprendimui priklauso nuo santykio tarp vidutinės išmatuotos vertės ir neapibrėžties bei nuo matavimo duomenų kiekio [50]. Pasiūlytas ir žemųjų dažnių vibracijų matavimo įrenginys, gebantis matuoti 0–15 Hz dažnių diapazonu, kai tiesiškumas pakankamas [53].

Prof. R. Jonušo, E. Juzėno, K. Juzėno darbuose parodoma, kad atliktų rotorinių sistemų diagnostinių matavimų rezultatams interpretuoti yra naudinga sukurti rotorinės sistemos modelį ir atlikti virpesių simuliaciją [45, 58, 59, 61] baigtinių elementų metodu. Tokiu būdu galima atlikti įvairių sudėtingų defektų simuliaciją ir apskaičiuotas vibracijas sulyginti su realiais matavimo rezultatais. Tačiau, esant sudėtingai rotorinei sistemai, modelį sudaryti [56] yra sudėtingas uždavinys. Pradinių duomenų gali neužtekti adekvačiam modeliui sudaryti, jis turi būti taisomas atsižvelgus į virpesių matavimo rezultatus [60].

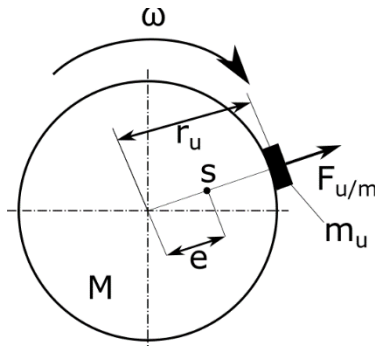
Rotorinės sistemos, kaip jau buvo rašyta, paplitusios ne tik pramonėje, bet ir karinėje bei civilinėje aviacijoje. Šiose srityse dėmesys kreipiamas į rotorius su aerodinaminiais elementais, kurie orlaiviuose sukuria varomąją, keliamąją jėgą ir keičia judėjimo kryptį. Rotoriniuose orlaiviuose, tokiuose kaip sraigtasparniai ir malūnsparniai, keliamoji jėga sukurama naudojant rotorius su mentėmis. Šie yra didžiausi žemojo dažnių vibracijų šaltiniai. Vibracijos orlaiviuose sukelia papildomą apkrovą komponentams, taip skatina jų dėvėjimąsi ir mažina jų darbo resursus. Tai sukelia skrydžio saugumo problemų, nes rotoriumi priklausantys ir aplinkui esantys komponentai, nuolat veikiami vibracijų, gali sudilti, deformuotis prieš atliekant jų periodinę apžiūrą ir taip sukelti avariją skrydžio metu. Sustiprėjusios vibracijos perduodamos į kabiną, kur veikia joje esančius keleivius ir sukelia diskomfortą, o šis per ilgą laiką gali sukelti sveikatos sutrikimų [62].

Kaip minėta įvada, rotorinių sistemų defektai gali lemti ne tik padidėjusius sistemos triukšmus, vibracijas, mazgų temperatūrą, kritusį sistemos našumą, bet ir gaminių defektus. Vieni iš tokių sistemų pavyzdžių – poligrafijos įmonėse naudojamos rotorinės mašinos. Dėl rotorių disbalansų ne tik padidėja virpesiai, bet kenčia ir popierinių gaminių kokybė [63, 64]. Atsižvelgiant į įrenginio tipą, gali atsirasti įvairaus gamybos broko, pvz., einantys per spausdinimo mašinas popieriniai gaminiai gali susilamdyti, o popieriaus lankstymo mašinos gali padaryti lenkimo linijos nuokrypio defektų.

#### **1.4. Disbalansas**

Disbalansas – vienas dažniausiai pasitaikančių rotorinių sistemų defektų. Rotoriaus masės disbalansas yra reiškinys, kai rotoriaus inercijos ašis nesutampa su rotoriaus sukimosi ašimi. Sukimosi metu masės disbalansas sukuria išcentrinę jėgą, kuri stumia rotorių iš vietos savo veikimo kryptimi. Tai sukelia virpesius, kurie perduodami guoliams. Kiekvienas iš guolio taškų yra veikiamas šios jėgos kartą per apsisukimą.

Disbalansą gali sukelti įvairios priežastys: rotoriaus gamyboje naudotos nehomogeniškos medžiagos, gamybos nuokrypiai, nesimetriškos konstrukcijos. Rotoriaus darbo metu disbalansas gali atsirasti dėl konstrukcijos deformacijų, atitrūkimų, dulkių ar purvo.



3 pav. Statinis disbalansas

Statinis disbalansas (3 pav.) susidaro tada, kai rotoriaus inercijos ašis yra lygiagreti su geometrijos ašimi, tačiau nesutampa su ja. Esant nesubalansuotam rotoriumi,  $M$  masės centras nesutampa su geometrinio centro ir jo pozicija yra taške  $s$ . Atstumas tarp rotoriaus geometrinio ir masės centro vadinamas ekscentricitetu –  $e$ . Tokiam nesubalansuotam rotoriumi sukantis pastoviuoju greičiu  $\omega$  ir masės centrui nesutampant su geometrinio centru, sukuriama išcentrinė jėga  $F_m$ :

$$F_m = M \cdot e \cdot \omega^2. \quad (1)$$

$M$  masės rotorius sukasi pastoviuoju greičiu –  $\omega$ . Disbalansą sukuria disbalanso masė  $m_u$ , kuri yra nutolusi nuo geometrinio rotoriaus centro atstumu  $r_u$ . Sukantis rotoriumi, ši sukuria išcentrinę jėgą  $F_u$ :

$$F_u = m_u \cdot r_u \cdot \omega^2. \quad (2)$$

Rotoriumi sukantis, išcentrinė jėga periodiškai veikia rotoriaus įtvirtinimo taškus, sukeldama dinaminę apkrovą. Dėl šių dinaminių apkrovų pasikeičia guolių standumas ir rotoriaus sukimosi ašies padėtis, atsiranda rotoriaus poslinkiai. Išcentrinės jėgos sukuriama guolių virpesiai perduodami rotorinės mašinos korpusui, kur jie gali būti aptinkami naudojant kontaktinius virpesių jutiklius.

Dinaminis disbalansas yra toks, kai rotoriaus inercijos ašis nėra lygiagreti su geometrine ašimi, tačiau sutampa viename taške. Porinis disbalansas sujungia prieš tai minėtus disbalansus ir čia inercijos ašis nesutampa su geometrijos ašimis bei nėra lygiagreti su jomis. Pirmajam disbalansui aptikti pakanka tik vieno vibracijų keitiklio, likusiems – dviejų [65].

Disbalansas šalinimas taip: rotorius balansuojamas nustatant disbalanso masės poziciją (kampą nuo pasirinktos apskukų pradžios) ir pridendant balansinį svorį priešingoje ( $180^\circ$ ) rotoriaus pusėje. Nustačius likusio disbalanso dydį ir poziciją, patikslinimas balansinės masės dydis ir pozicija [38]. Taip disbalansas sumažinamas iki leidžiamojo dydžio.

## 1.5. Apibendrinimas

Rotorinių sistemų apžvalga atskleidė, kad rotorinės sistemos yra svarbios įvairiose srityse – nuo pramonės iki aviacijos. Šios sistemos svarbios pramonėje,

užtikrinant saugų ir efektyvų vienos rūšies energijos konvertavimą į kitą. Šių sistemų diagnostika apsaugo nuo avarijų, kurios dėl sistemoje esančio didelio energijos kiekio gali turėti katastrofiškų padarinių. Aviacijoje diagnostika užtikrina ne tik komfortišką, bet ir saugų skrydį keleiviams bei pilotui, nes sudaro galimybių aptikti defektus anksti ir apsaugoti nuo spartesnio komponentų dėvėjimosi. Kitose srityse, pvz., poligrafijos industrija, rotorinių sistemų defektai gali turėti įtakos gaminių kokybei.

Rotorinės sistemos su aerodinaminiais elementais yra veikiamos virpesių tiek dėl masių, tiek dėl aerodinaminio disbalanso. Tačiau, kaip rodo atlikta taikomų metodų, priemonių ir tyrimų apžvalga, nėra pasiūlyta kompleksinių sprendimų abiejų tipų disbalansams aptikti.

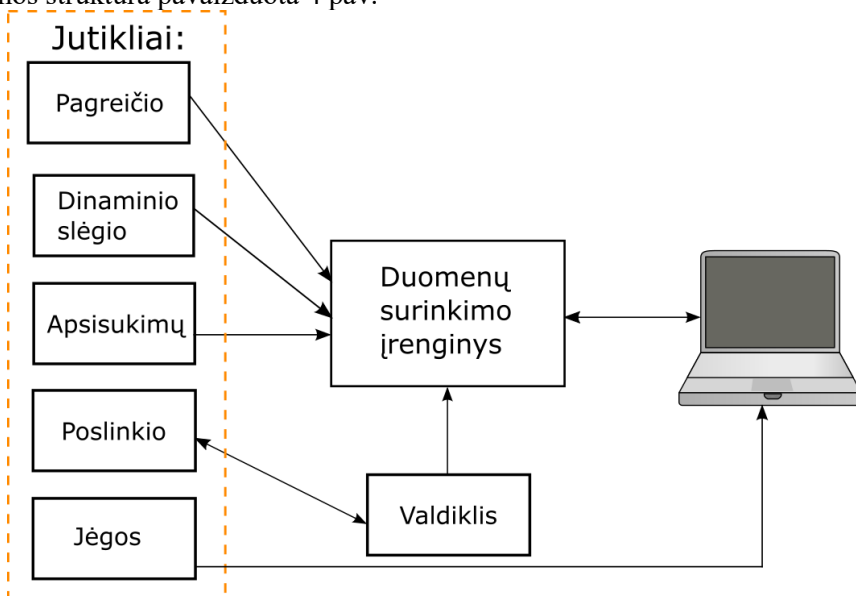
## 2. KOMPLEKSNIO BALANSAVIMO IR DISBALANSO PARAMETRŲ MATAVIMO SISTEMA

Kaip minėta įvade, pagrindinis rotorinių sistemų defektas yra disbalansas, kai rotoriaus inercijos ašis nesutampa su geometrine ašimi. Tačiau sistemose su aerodinaminiais elementais, tokiais kaip ventiliatoriai, turbinos, propeleriai, pompos, darbo metu sukuriant slėgį gali atsirasti aerodinaminis disbalansas. Tai toks disbalansas, kai dėl netinkamo sistemos elementų sureguliuavimo ar defektų joje simetriškai turintys veikti aerodinaminiai elementai, pvz., mentės, turi nevienodas charakteristikas, ir, aptekant oro srautui, šie elementai sukuria nevienodas aerodinamines jėgas (keliamosios jėgos ir oro pasipriešinimo), kurios sukelia nepageidaujamas sistemos virpesius. Masių ir aerodinaminiams disbalansams tirti buvo sukurta kompleksinio balansavimo ir disbalanso parametrų matavimo sistema.

### 2.1. Matavimo sistema

Sukurta sistema leidžia saugiai kontroliuoti masių ir aerodinaminį disbalansą laboratorijos sąlygomis bei matuoti įvairius parametrus, kurie atspindi šių disbalansų įtaką.

Sistemą sudaro rėme įmontuotas dvejų simetriškų menčių ventiliatorius su įvairių fizikinių dydžių jutikliais, duomenų surinkimo sistema ir asmeniniu kompiuteriu su programine įranga duomenims apdoroti bei vizualizuoti. Matavimo sistemos struktūra pavaizduota 4 pav.



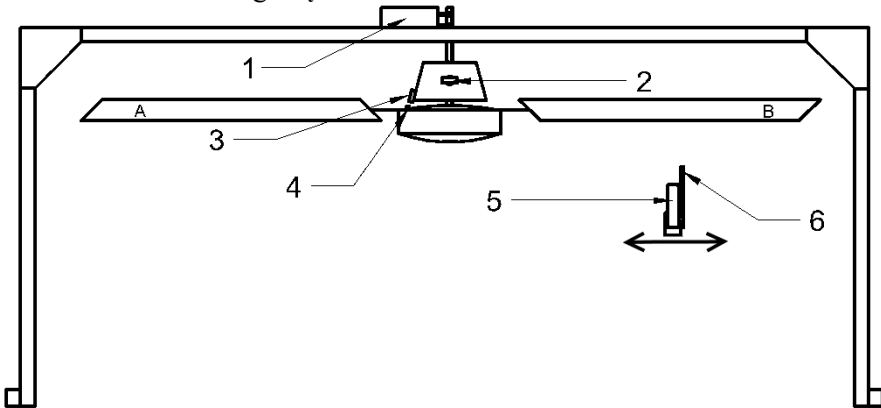
4 pav. Matavimo sistemos, naudotos darbui su ventiliatoriumi, struktūra

Dvi mentės turintis ventiliatorius (5 pav.) yra varomas elektros variklio. Menčių ilgis – 680 mm. Ventiliatoriaus sukimosi greitis gali būti parenkamas iš trijų gamintojo numatytų: 2, 3, 4 Hz. Ventiliatorius masė be laikančiosios konstrukcijos –

8 kg. Keliamoji jėga, esant didžiausiajam numatytam sukimosi greičiui, sudaro 1/10 ventiliatoriaus svorio.

Sukurta matavimo sistema turi galimybes matuoti įvairius besisukančių menčių parametrus:

- menčių sukuriamą keliamąją jėgą;
- ventiliatoriaus virpesius;
- menčių sukuriamą dinaminį slėgį;
- menčių geometrinį profilį;
- sukimosi greitį.



**5 pav.** Matavimo sistema: 1 – jėgos (keliamosios) jutiklis; 2 – dviejų ašių pagreičio jutiklis; 3 – magnetinio lauko jutiklis; 4 – magnetas; 5 – bekontaktis atstumo jutiklis; 6 – dinaminio slėgio jutiklis

Matavimo įrangą sudaro:

- keliamosios jėgos jutiklis PW20i [73];
- dviejų ašių pagreičio jutiklis ADXL203 [74];
- magnetinio lauko jutiklis DRV5023AJQLPG [75];
- trikampinis lazerinis poslinkio jutiklis LTC 200-100 [68];
- dinaminio slėgio jutiklis „Type 4193“ [76].

Ventiliatorius įtvirtintas į laikančiąją konstrukciją jėgos jutikliu taip, kad šis matuoja ventiliatoriaus svorį. Svorio jėgos pokytis stacionariu režimu ir sukantis mentei yra lygus sukuriamai keliamajai jėgai.

Ventiliatoriaus virpesiai matuojami dviejų ašių akcelerometru, pritvirtintu ant nejudančios dalies. Mikrofonas su kalibravimo duomenimis naudojamas dinaminio slėgio matavimams. Lazerinis trikampinis jutiklis naudojamas menčių profiliui skenuoti.

Menčių sukimosi greičiui matuoti naudojamas magnetinio lauko jutiklis ir žymė – 5×5×5 mm matmenų neodimio magnetas. Kita šių elementų poros nauda – tai sutartos apsisukimo pradžios sinchronizacija su kitais matavimo kanalais. Ši informacija yra svarbi išgaunant virpesių fazės informaciją, priskiriant atskiroms mentėms slėgio ir profilio matavimo rezultatus.

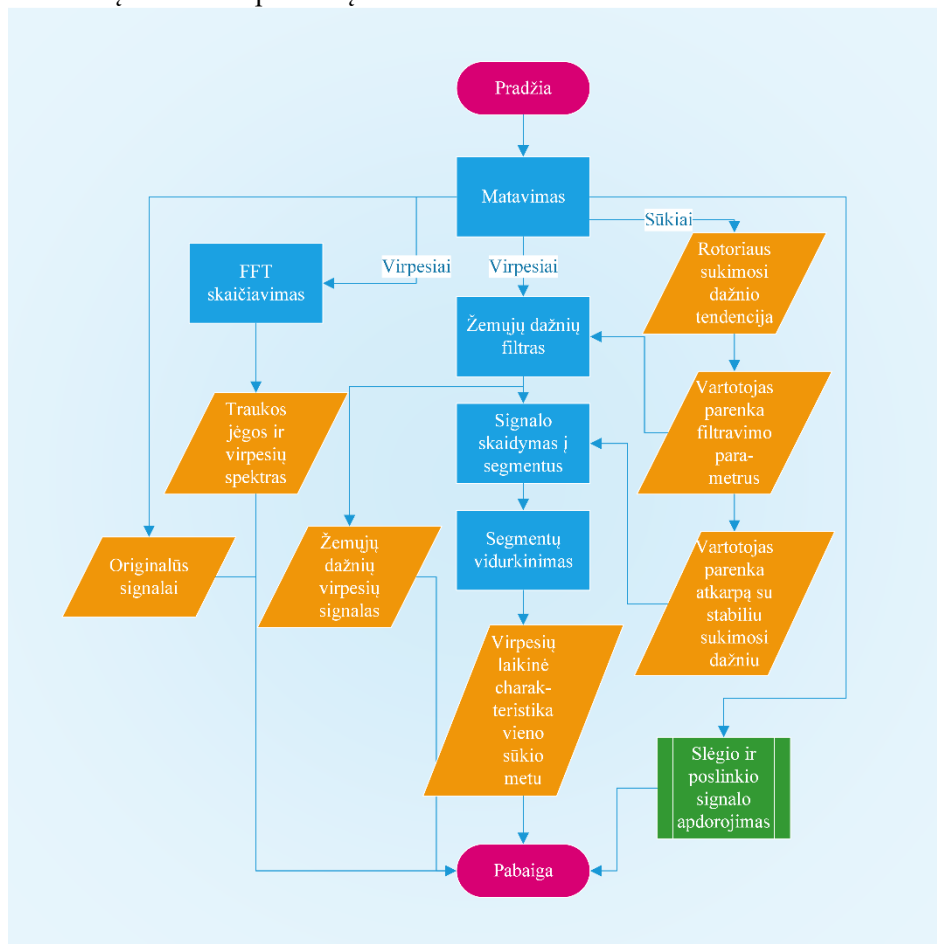


Atlikus matavimus, sukaupti įvairių matavimo keitiklių duomenys buvo apdoroti naudojant programinės įrangos paketą „Matlab 2013b“. Supaprastintas duomenų apdorojimo algoritmas pateiktas 6 ir 7 pav.

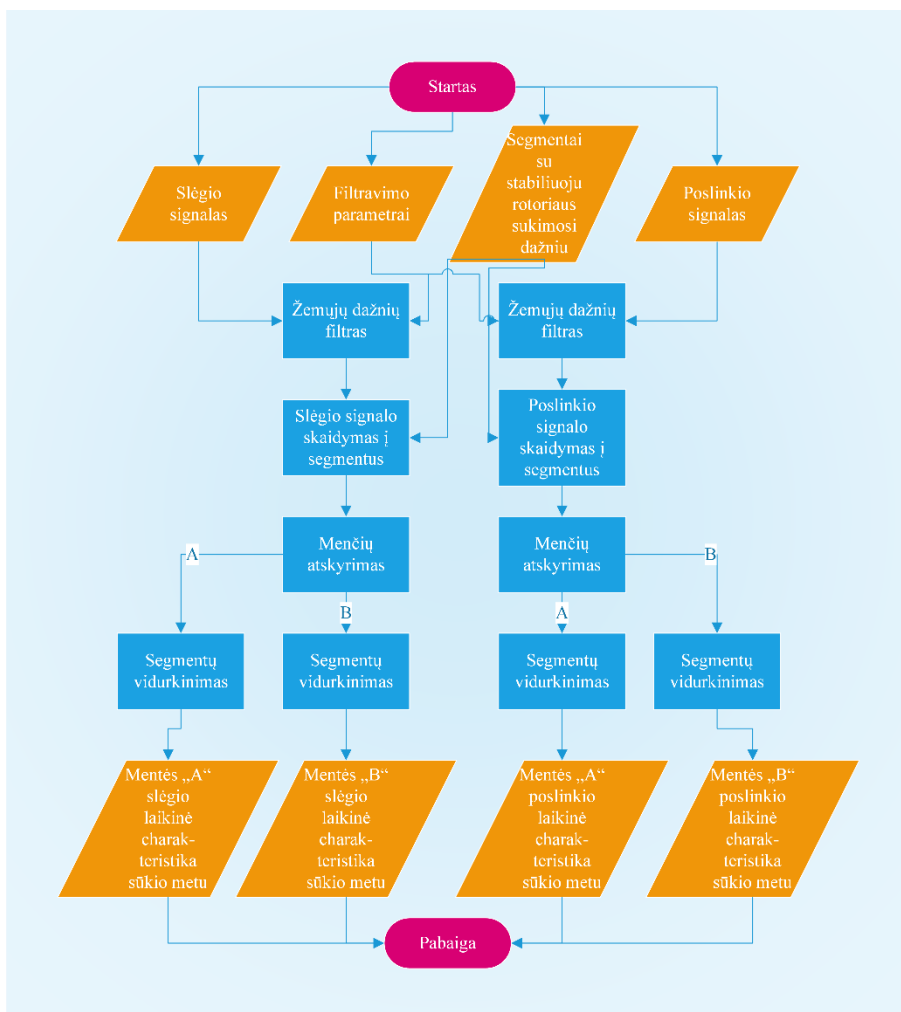
Po matavimo atliekama neapdorotų signalų analizė. Ji parodo, ar visi matuoti parametrai yra išsaugoti ir jų pobūdis atitinka laukiamąjį. Esant teigiamam rezultatui, matavimo rezultatai apdorojami toliau.

Atliekama keliamosios jėgos ir virpesių FFT analizė, kuri rodo vyraujančias dažnio dedamąsias.

Naudojantis informacija apie ventiliatoriaus sūkių dažnio kitimą, pasirenkamas intervalas su stabiliu dažniu. Šiame intervale nustatomi individualių ventiliatoriaus sūkių intervalai. Virpesių signalas yra filtruojamas žemųjų dažnių filtru išskiriant dažnį, kuris atitinka ventiliatoriaus sukimosi dažnį. Šis dažnio komponentas suteikia informaciją apie masių disbalansą. Turint žemųjų dažnių signalą, šis pagal sūkių intervalus yra suskaidomas į segmentus, priskiriant juos individualiems sūkiams. Segmentai suvidurkinami tarpusavyje, taip sumažinant atsitiktinę matavimo paklaidą.



6 pav. Ventiliatoriaus matavimo sistemos supaprastintas duomenų apdorojimo algoritmas



7 pav. Slėgio ir poslinkio signalų apdorojimo algoritmas

Atstumo ir slėgio matavimų duomenys apdorojami panašiai. Tačiau papildomai priskiriami rezultatai ne tik individualiems sūkiams, bet ir individualioms ventiliatoriaus mentėms.

## 2.2. Diagnostinių parametų matavimo neapibrėžčių įvertinimas

Norint įvertinti pasiūlytos matavimo sistemos matavimų tikslumą, atliekama visų matuojamų dydžių neapibrėžčių analizė. Šioje matavimo sistemoje matuojamieji fizikiniai dydžiai jutikliuose pakeičiami į analoginį įtampos signalą. Signalai duomenų surinkimo modulyje skaitmeninami ir perduodami į asmeninį kompiuterį, kur, naudojant „Matlab 2013b“ programinę įrangą, apdorojami.

Pasinaudojus gamintojo pateikiamomis specifikacijomis, įvertinamos visų keturių matuojamųjų dydžių matavimo sistemos paklaidos. Neapibrėžtys

skaičiuojamos remiantis NASA metodologija [77], nes ji pritaikyta matavimo grandinėms iš kelių komponentų, kuriose matavimo rezultatas ir neapibrėžtis perduodama nuosekliai. Nustačius tikimybinį jų pasiskirstymą, apskaičiuojamos standartinės neapibrėžtys. Sudaromos matematinis sistemos modelis, pagal kurį gaunami įėjimo dydžių įtakos koeficientai. Paskutiniame etape suskaičiuojama suminė neapibrėžtis. Ji naudojama kaip įėjimo dydis, įvertinant kito matavimo sistemos komponento suminę neapibrėžtį

**Atstumo matavimo paklaidų analizė.** Matavimo grandinę sudaro lazerinis atstumo jutiklis LTC 200-100 [78], duomenų surinkimo sistema DT9816 [79] ir programinė įranga asmeniniame kompiuteryje.

Sistemos dalis, kurią sudaro atstumo jutiklis ir duomenų surinkimo sistema, buvo įvertinta eksperimentiškai, atliekant matavimus. Buvo atliekami atstumo iki stacionaraus objekto matavimai. Kadangi atstumo jutiklis turi analoginį išėjimą, šioje sistemos grandyje gauti matavimo rezultatai pateikti įtampa. Gauti rezultatai, kur  $\bar{x} = 816 \text{ mV}$ ,  $S_x = 1,6 \text{ mV}$ ,  $n = 3200$ . Standartinė neapibrėžtis [77]:

$$u(x) = \frac{S_x}{\sqrt{n}}; \quad (3)$$

iš čia  $u(x) = 28,3 \cdot 10^{-3} \text{ mV}$ .

Toliau įvertinamos neapibrėžtys, kurias sukelia programinė įranga kompiuteryje (2 lentelė). Skaičiuojant programinės įrangos neapibrėžtį, įvertinami neapibrėžčių šaltiniai: matavimo rezultato vienetų perskaiciavimas ir rezultato pateikimas.

**2 lentelė.** Programinės įrangos parametrai

| Specifikacija                          | Vertė                 | Matavimo vienetai |
|--|-----------------------|-------------------|
| Keitimo koeficientas                   | $1,250 \cdot 10^{-2}$ | mV/mm             |
| Matavimo rezultato apvalinimo paklaida | $10^{-3}$             | mm                |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (3 lentelė). Įėjimo įtampos neapibrėžtis sukeliama iš duomenų surinkimo įrenginio. Tariaama, kad keitimo koeficiento paklaida yra lygi pusei mažiausio reikšminio skaičiaus, o tikimybinis pasiskirstymas stačiakampis. Taip pat įvertinama paklaida dėl apvalinimo, nes programinė įranga vartotojui pateikia ribotą skaitmenų skaičių.

**3 lentelė.** Programinės įrangos neapibrėžties sandai

| Dydis                |           | Vidutinė vertė                      | Standartinė neapibrėžtis                           |
|----------------------|-----------|-------------------------------------|--|
| Įėjimo įtampa        | $V_{DAQ}$ | 816 mV                              | $u(V_{DAQ}) = 28,3 \cdot 10^{-3} \text{ mV}$       |
| Keitimo koeficientas | $K_s$     | $1,250 \cdot 10^{-2} \text{ mV/mm}$ | $u(K_s) = \frac{10^{-6}}{2\sqrt{3}} \text{ mV/mm}$ |

| Dydis                   |    | Vidutinė vertė | Standartinė neapibrėžtis               |
|-------------------------|----|----------------|--|
| Paklaida dėl apvalinimo | Pk | 0 mV           | $u(Pk) = \frac{10^{-4}}{2\sqrt{3}}$ mV |

Sudaroma programinės įrangos perdavimo funkcija:

$$X_G = V_{DAQ} \cdot K_S + P_k. \quad (4)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio įeinančiam nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$W_{V_{DAQ}} = \frac{\partial X_G}{\partial V_{DAQ}} = K_S = 1,25 \cdot 10^{-2} \frac{\text{mV}}{\text{mm}}; \quad u(V_{DAQ}) = 2,830 \cdot 10^{-2} \text{mV};$$

$$W_{K_S} = \frac{\partial X_G}{\partial V_{K_S}} = V_{DAQ} = 816 \text{ mV}; \quad u(K_S) = 2,887 \cdot 10^{-6} \text{ mV/mm};$$

$$W_{P_k} = \frac{\partial X_G}{\partial V_{P_k}} = 1; \quad u(P_k) = 2,887 \cdot 10^{-5} \text{ mV}.$$

Suminė programinės įrangos neapibrėžtis:

$$u(X_g)_\Sigma = \sqrt{(1,25 \cdot 10^{-2} \cdot 2,830 \cdot 10^{-2})^2 + (816 \cdot 2,887 \cdot 10^{-6})^2 + (1 \cdot 2,887 \cdot 10^{-5})^2} = 2,25 \mu\text{m}.$$

Išplėstinė poslinkio matavimo neapibrėžtis, kai pasiklivimo lygmuo p = 95 %:

$$U = 2 \cdot \pm 2,35 = \pm 4,7 \mu\text{m}.$$

**Pagreičio matavimo paklaidų analizė.** Pagreitis matuojamas su MEMS tipo jutikliais, kurie pagreitį keičia į proporcingą įtampos vertę išėjime. Gautas signalas skaitmenizuojamas ir matavimo rezultatas pateikiamas asmeniniame kompiuteryje.

Pagreičiui matuoti naudojamas keitiklis ADXL203 [74]. Jo charakteristikos, sukeliančios paklaidas, pateikiamos 4 lentelėje.

4 lentelė. Pagreičio keitiklio parametrai

| Specifikacija                     | Vertė | Matavimo vienetai |
|-----------------------------------|-------|-------------------|
| Matavimo diapazonas               | ±1,7  | g                 |
| Netiesiškumas                     | ±0,2  | %                 |
| Perdavimo koeficientas            | 1000  | mV/g              |
| Perdavimo koeficiento temp. įtaka | ±0,3  | %                 |
| „0“ atitinkanti įtampa            | 2,5   | V                 |
| „0“ postūmis dėl temperatūros     | ±0,1  | mg/°C             |
| Triukšmas                         | 110   | μg/√Hz            |

% – nuo visos skalės.

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (5 lentelė). Matavimo standartinė neapibrėžtis perskaičiuojama iš pakartotinių matavimų rezultatų standartinio nuokrypio, kur  $\bar{x} = 1,5 \text{ g}$ ,  $S_x = 4 \cdot 10^{-4} \text{ g}$ ,  $n = 8000$ . Imamas normalusis tikimybinis pasiskirstymas.

Netiesiškumas, nulio dreifas dėl temperatūros ir perdavimo koeficiento temperatūrinis nestabilumas įvertinamas kaip turintis stačiakampį tikimybinį pasiskirstymą, nes daugiau duomenų gamintojas nepateikia.

Norint įvertinti prietaiso nestabilumą dėl temperatūros įtakos, tariama, kad jis dirba  $25 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$  temperatūroje.

Triukšmo dydis skaičiuojamas pagal gamintojo pateiktą formulę [80]  $Tr (\mu\text{g}) = 110 \cdot \sqrt{1,6 \cdot f_\Delta}$ , juostos plotis –100 Hz.

Kadangi „0“ įtampos ir perdavimo koeficiento paklaidos nėra žinomos, tariama, kad jos yra lygios pusei reikšminio skaičiaus.

**5 lentelė.** Pagreičio keitiklio neapibrėžties sandai

| Dydis                                       |      | Vidutinė reikšmė | Standartinė neapibrėžtis                                  |
|---|------|------------------|---|
| Pagreitis                                   | $x$  | 1,5 g            | $u(x) = \frac{0,04}{\sqrt{8000}} \text{ g}$               |
| Netiesiškumas                               | $Nt$ | 0 g              | $u(Nt) = \frac{3,4 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{3}} \text{ g}$    |
| Perdavimo koeficientas                      | $Pk$ | 1000 mV/g        | $u(Pk) = \frac{1}{2\sqrt{3}} \text{ mV/g}$                |
| „0“ atitinkanti įtampa                      | $V0$ | 2500 mV          | $u(V0) = \frac{1}{2\sqrt{3}} \text{ mV}$                  |
| Perdavimo koeficiento temp. įtaka           | $Tp$ | 0 g              | $u(Tp) = \frac{0,003}{\sqrt{3}} \text{ }^\circ\text{C}$   |
| „0“ postūmis dėl temperatūros               | $T0$ | 0 g/°C           | $u(T0) = \frac{0,001}{\sqrt{3}} \text{ g/}^\circ\text{C}$ |
| Nuokrypis nuo darbinės (25 °C) temperatūros | $Td$ | 0 °C             | $u(Td) = \frac{5}{\sqrt{3}} \text{ }^\circ\text{C}$       |
| Savitas triukšmas                           | $Tr$ | 0 g              | $u(Tr) = \frac{1,39 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{3}} \text{ g}$   |

Pagreičio jutiklio perdavimo funkcija:

$$V_p = (x + T_0 \cdot T_d + T_r + Nt + Tp) \cdot Pk \cdot (1 + Tp \cdot Td) + V_0, \quad (5)$$

čia  $V_p$  – įtampa įrenginio išėjime.

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio įeinančiam nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$\begin{aligned}
W_x &= \frac{\partial V_p}{\partial x} = Pk(Tp + 1) = 1000 \text{ mV/g} & u(x) &= 4,447 \cdot 10^{-4} \text{ g} \\
W_{T0} &= \frac{\partial V_p}{\partial T_0} = Pk \cdot Td(Tp + 1) = 0 & u(T0) &= 5,77 \cdot 10^{-4} \text{ g/}^\circ\text{C} \\
W_{Td} &= \frac{\partial V_p}{\partial T_d} = Pk \cdot T0 + (Tp + 1) = 0 & u(Td) &= 2,89 \text{ }^\circ\text{C} \\
W_{Tr} &= \frac{\partial V_p}{\partial Tr} = Pk(Tp + 1) = 1000 \text{ mV/g} & u(Tr) &= 8,03 \cdot 10^{-4} \text{ g} \\
W_{Pk} &= \frac{\partial V_p}{\partial Pk} = (Tp + 1)(Nt + Tp + Tr + x + T0 \cdot Td) = 1,5 \text{ g} & u(Pk) &= 2,89 \cdot 10^{-1} \text{ mV/g} \\
W_{Tp} &= \frac{\partial V_p}{\partial Tp} = Pk(Nt + Tp + Tr + x + T0 + Td) + Pk(Tp + 1) = 2500 \text{ mV} & u(Tp) &= 1,73 \cdot 10^{-5} \text{ g} \\
W_{V0} &= \frac{\partial V_p}{\partial V0} = 1 & u(V0) &= 2,89 \cdot 10^{-1} \text{ g} \\
W_{Nt} &= \frac{\partial V_p}{\partial Nt} = Pk(Tp + 1) = 1000 \text{ mV/g} & u(Nt) &= 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ g}
\end{aligned}$$

Suminė pagreičio jutiklio neapibrėžtis:

$$u(V_p)_\Sigma = \sqrt{(1000 \cdot 4,45 \cdot 10^{-4})^2 + (1000 \cdot 8,03 \cdot 10^{-4})^2 + (1,5 \cdot 0,289)^2 + (2500 \cdot 1,73 \cdot 10^{-5})^2 + (1 \cdot 0,289)^2 + (1000 \cdot 1,96 \cdot 10^{-3})^2} = 2,23 \text{ mV.}$$

Duomenims surinkti, skaitmenizuojant analoginius signalus iš jutiklių, naudojamas įrenginys DT9816. Įrenginio charakteristikos pateikiamos 6 lentelėje.

**6 lentelė.** Įrenginio DT9816 parametrai

| Specifikacija                   | Vertė  | Matavimo vienetai |
|---------------------------------|--------|-------------------|
| Skiriamoji geba                 | 16     | bitai             |
| Paklaida                        | ±1     | mV                |
| Netiesiškumas                   | 0,015  | %                 |
| Nulio postūmis dėl temperatūros | ±0,025 | mV/°C             |

Pagal šiuos parametrus skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (7 lentelė). Įėjimo įtampos neapibrėžtis lygi pagreičio jutiklio suminei neapibrėžčiai. Įrenginio paklaida, nulio postūmis dėl temperatūros ir netiesiškumas įvertinami kaip turintys stačiakampį tikimybinį pasiskirstymą. Netiesiškumas ir paklaida dėl skiriamosios gebos įvertinti turėtų, kad matavimai bus atliekami 10 V diapazone.

Norint įvertinti prietaiso nestabilumą dėl temperatūros įtakos, tariama, jog jis veikia 25±5 °C temperatūroje.

**7 lentelė.** Įrenginio DT9816 matavimo neapibrėžties sandai

| Dydis         |    | Vidutinė vertė | Standartinė neapibrėžtis  |
|---------------|----|----------------|---------------------------|
| Įėjimo įtampa | Vl | 4000 mV        | $u(Vl) = 2,23 \text{ mV}$ |

| Dydis                                       |       | Vidutinė vertė | Standartinė neapibrėžtis                     |
|---|-------|----------------|--|
| Skiriamoji geba                             | $G_s$ | 0 mV           | $u(G_s) = \frac{10^4/10^{16}}{2\sqrt{3}}$ mV |
| Paklaida                                    | $P_k$ | 0 mV           | $u(P_k) = \frac{1}{\sqrt{3}}$ mV             |
| Netiesiškumas                               | $N_t$ | 0 mV           | $u(N_t) = \frac{1,5}{\sqrt{3}}$ mV           |
| Nulio postūmis dėl temperatūros             | $Z_d$ | 0 mV/°C        | $u(Z_d) = \frac{0,025}{\sqrt{3}}$ mV/°C      |
| Nuokrypis nuo darbinės temperatūros (25 °C) | $T_d$ | 0 °C           | $u(T_d) = \frac{5}{\sqrt{3}}$ °C             |

Duomenų surinkimo įrenginio perdavimo funkcija:

$$V_{DAQ} = V_l + G_s + P_k + N_t + Z_d + T_d. \quad (6)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio įeinančiam nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$\begin{aligned} W_{V_l} &= \frac{\partial V_{DAQ}}{\partial V_l} = 1 & u(V_l) &= 2,23 \text{ mV} \\ W_{G_s} &= \frac{\partial V_{DAQ}}{\partial G_s} = 1 & u(G_s) &= \frac{10^4/10^{16}}{2\sqrt{3}} = 4,4 \cdot 10^{-2} \text{ mV} \\ W_{P_k} &= \frac{\partial V_{DAQ}}{\partial P_k} = 1 & u(P_k) &= 0,58 \text{ mV} \\ W_{N_t} &= \frac{\partial V_{DAQ}}{\partial N_t} = 1 & u(N_t) &= 0,866 \text{ mV} \\ W_{Z_d} &= \frac{\partial V_{DAQ}}{\partial Z_d} = T_d = 0 & u(Z_d) &= 0,0144 \text{ mV} \\ W_{T_d} &= \frac{\partial V_{DAQ}}{\partial T_d} = Z_d = 0 & u(T_d) &= 2,89 \text{ °C} \end{aligned}$$

Suminė standartinė duomenų surinkimo įrenginio neapibrėžtis:

$$u(V_{DAQ})_{\Sigma} = \sqrt{(1 \cdot 2,23)^2 + (1 \cdot 4,4 \cdot 10^{-2})^2 + (1 \cdot 0,58)^2 + (1 \cdot 0,866)^2} = 2,57 \text{ mV}.$$

Skaičiuojant programinės įrangos neapibrėžtį, įvertinami neapibrėžčių šaltiniai: matavimo rezultato vienetų perskaičiavimas bei rezultato pateikimas. Programinės įrangos parametrai pateikti 8 lentelėje.

**8 lentelė.** Programinės įrangos parametrai

| Specifikacija                          | Vertė  | Matavimo vienetai |
|--|--------|-------------------|
| Keitimo koeficientas 1                 | 1000   | mV/g              |
| Keitimo koeficientas 2                 | 2500   | mV                |
| Matavimo rezultato apvalinimo paklaida | 0,0001 | mm                |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (9 lentelė). Įėjimo įtampos neapibrėžtis įnešama iš duomenų surinkimo įrenginio. Tariaama, kad keitimo koeficientų paklaida lygi pusei mažiausiojo reikšminio skaičiaus, o tikimybinis pasiskirstymas yra stačiakampis. Taip pat įvertinama paklaida dėl apvalinimo, nes programinė įranga vartotojui pateikia matavimo rezultatus su ribotu skaitmenų skaičiumi.

9 lentelė. Programinės įrangos neapibrėžties sandai

| Dydis                   |           | Įvertis   | Standartinė neapibrėžtis                                |
|-------------------------|-----------|-----------|---|
| Įėjimo įtampa           | $V_{DAQ}$ | 4000 mV   | $u(V_{DAQ}) = 2,47 \text{ mV}$                          |
| Keitimo koeficientas 1  | $K_{S1}$  | 1000 mV/g | $u(K_{S1}) = \frac{1}{2\sqrt{3}} \text{ mV/g}$          |
| Keitimo koeficientas 2  | $K_{S2}$  | 2500 mV   | $u(K_{S2}) = \frac{1}{2\sqrt{3}} \text{ mV}$            |
| Paklaida dėl apvalinimo | $P_k$     | 0 mV      | $u(P_k) = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{2\sqrt{3}} \text{ mV}$ |

Programinės įrangos perdavimo funkcija:

$$X_G = \frac{V_{DAQ} - K_{S2}}{K_{S1}}. \quad (7)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$\begin{aligned} W_{V_{DAQ}} &= \frac{\partial X_G}{\partial V_{DAQ}} = \frac{1}{K_{S1}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ g/mV} & u(V_{DAQ}) &= 2,47 \text{ mV} \\ W_{K_{S1}} &= \frac{\partial X_G}{\partial K_{S1}} = \frac{K_{S2} - V_{DAQ}}{K_{S1}^2} = -1,5 \cdot 10^{-3} \text{ g}^2/\text{mV} & u(K_{S1}) &= 0,289 \text{ mV/g} \\ W_{K_{S2}} &= \frac{\partial X_G}{\partial K_{S2}} = -\frac{1}{K_{S1}} = -1 \cdot 10^{-3} \text{ g/mV} & u(K_{S2}) &= 0,289 \text{ mV} \\ W_{P_k} &= \frac{\partial X_G}{\partial P_k} = 1 & u(P_k) &= 2,887 \cdot 10^{-5} \text{ mV} \end{aligned}$$

Suminė programinės įrangos neapibrėžtis:

$$u(X_G)_\Sigma =$$

$$\sqrt{(1 \cdot 10^{-3} \cdot 2,47)^2 + (1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,289)^2 + (-1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,289)^2 + (1 \cdot 2,887 \cdot 10^{-3})^2} = 2,57 \text{ mV}.$$

Išplėstinė pagreičio matavimo neapibrėžtis, kai pasiklivimo lygmuo  $p = 95\%$ :

$$U = 2 \cdot \pm 2,5 \cdot 10^{-3} = \pm 5 \cdot 10^{-3} \text{ g}.$$

Didžiausią įtaką neapibrėžčiai turi pagreičio jutiklio netiesiškumas ir savitieji triukšmai. Šių įtaką galima sumažinti kalibruojant jutiklį ir vidurkinant matavimus.



**Slėgio matavimo paklaidų analizė.** Slėgis matuojamas su dinaminio slėgio jutikliu [81], kurio perdavimo koeficientas yra žinomas. Dinaminis slėgis keičiamas įtampa, kuri skaitmenizuojama duomenų surinkimo sistemoje ir perduodama į asmeninį kompiuterį duomenims apdoroti ir pateikti.

Gamintojo matavimo keitiklio specifikacijos pateikiamos 10 lentelėje.

**10 lentelė.** Matavimo įrenginio parametrai

| Specifikacija | Vertė | Matavimo vienetai |
|---------------|-------|-------------------|
| Jautrumas     | 0,030 | V/Pa              |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (11 lentelė). Matavimo standartinė neapibrėžtis perskaičiuojama iš pakartotinių matavimų rezultatų standartinio nuokrypio, kai  $\bar{x} = 10,1 \text{ Pa}$ ,  $S_x = 0,005 \text{ Pa}$ ,  $n = 8000$ . Imamas normalusis tikimybinis pasiskirstymas. Kadangi perdavimo koeficiento paklaida nėra duota, tariama, kad ji lygi pusei mažiausiojo reikšminio skaičiaus, o tikimybinio pasiskirstymo dėsnis yra stačiakampis.

**11 lentelė.** Neapibrėžties sandai

| Dydis     |      | Įvertis  | Standartinė neapibrėžtis                     |
|-----------|------|----------|--|
| Slėgis    | $x$  | 10,1 Pa  | $u(x) = \frac{0,05}{\sqrt{8000}} \text{ Pa}$ |
| Jautrumas | $Pk$ | 30 mV/Pa | $u(Pk) = \frac{1}{2\sqrt{3}} \text{ mV/Pa}$  |

Slėgio jutiklio perdavimo funkcija:

$$V_s = x \cdot Pk. \quad (8)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$W_x = \frac{\partial V_s}{\partial x} = Pk = 30 \text{ mV/Pa} \quad u(x) = \frac{0,05}{\sqrt{8000}} = 5,59 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}$$

$$W_{Pk} = \frac{\partial V_s}{\partial Pk} = x = 10,1 \text{ Pa} \quad u(Pk) = \frac{1}{2\sqrt{3}} = 0,289 \text{ mV/Pa}$$

Suminė slėgio jutiklio neapibrėžtis:

$$u(V_s)_\Sigma = \sqrt{(30 \cdot 5,59 \cdot 10^{-4})^2 + (10,1 \cdot 0,289)^2} = 2,919 \text{ mV.}$$

Įvertinant duomenų surinkimo sistemos daromas paklaidas pasinaudojama jau suskaičiuotais duomenis analizuojant pagreičio matavimą.

Gauname suminę neapibrėžtį:

$$u(V_{DAQ})_{\Sigma} = \sqrt{(1 \cdot 2,919)^2 + (1 \cdot 4,4 \cdot 10^{-2})^2 + (1 \cdot 0,58)^2 + (1 \cdot 0,866)^2} = 3,1 \text{ mV.}$$

Skaičiuojant programinės įrangos neapibrėžtį, įvertinami neapibrėžčių šaltiniai: matavimo rezultato vienetų perskaičiavimas ir rezultato pateikimas. Programinės įrangos parametrai pateikti 12 lentelėje.

**12 lentelė.** Programinės įrangos parametrai

| Specifikacija                          | Vertė             | Matavimo vienetai |
|--|-------------------|-------------------|
| Keitimo koeficientas                   | 30                | mV/Pa             |
| Matavimo rezultato apvalinimo paklaida | $1 \cdot 10^{-4}$ | Pa                |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (13 lentelė). Įėjimo įtampos neapibrėžtis įnešama iš duomenų surinkimo įrenginio. Tariama, kad keitimo koeficiento paklaida lygi pusei mažiausiojo reikšminio skaičiaus, o tikimybinis pasiskirstymas – stačiakampis. Taip pat įvertinama paklaida dėl apvalinimo, nes programinė įranga pateikia ribotą skaitmenų skaičių.

**13 lentelė.** Programinės įrangos neapibrėžties sandai

| Dydis                   |           | Įvertis  | Standartinė neapibrėžtis                                |
|-------------------------|-----------|----------|---|
| Įėjimo įtampa           | $V_{DAQ}$ | 303 mV   | $u(V_{DAQ}) = 3,1 \text{ mV}$                           |
| Keitimo koeficientas    | $K_S$     | 30 mV/Pa | $u(K_S) = \frac{1}{2\sqrt{3}} \text{ mV/Pa}$            |
| Paklaida dėl apvalinimo | $P_k$     | 0 mV     | $u(K_S) = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{2\sqrt{3}} \text{ mV}$ |

Programinės įrangos perdavimo funkcija:

$$X_G = \frac{V_{DAQ}}{K_S} + P_k. \quad (9)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam į matematinį modelį įeinančiam nariui, skaičiuojant dalines išvestines:

$$W_{V_{DAQ}} = \frac{\partial X_G}{\partial V_{DAQ}} = \frac{1}{K_S} = 0,0333 \text{ Pa/mV} \quad u(V_{DAQ}) = 3,1 \text{ mV}$$

$$W_{K_S} = \frac{\partial X_G}{\partial K_S} = \frac{V_{DAQ}}{K_S^2} = 0,337 \text{ Pa}^2/\text{mV} \quad u(K_S) = 0,289 \text{ mV/Pa}$$

$$W_{P_k} = \frac{\partial X_G}{\partial P_k} = 1 \quad u(K_S) = 2,89 \cdot 10^{-5} \text{ mV}$$

Suminės programinės įrangos neapibrėžtis:

$$u(X_G)_\Sigma = \sqrt{(0,0333 \cdot 3,1)^2 + (0,337 \cdot 0,289)^2 + (1 \cdot 2,887 \cdot 10^{-5})^2} = 0,142 \text{ Pa}$$

Išplėstinė slėgio matavimo neapibrėžtis, kai pasiklovimo lygmuo  $p = 95 \%$ :  
 $U = 2 \cdot \pm 0,142 = \pm 0,284 \text{ Pa}$ .

Didžiausius neapibrėžties sandus matuojant slėgį padaro jutiklio perdavimo koeficientas, pateiktas gamintojo be neapibrėžties. Tad skaičiuojant vertės buvo imtos su didele atsarga.

**Keliamosios jėgos matavimo paklaidų analizė.** Keliamoji jėga matuojama su jėgos keitikliu PW20i [73]. Šio keitiklio parametrai, kurie turi įtakos matavimo atkartojimui, pateikti 14 lentelėje.

**14 lentelė.** Jėgos keitiklio parametrai

| Specifikacija                             | Vertė                 | Matavimo vienetai |
|---|-----------------------|-------------------|
| Temperatūros įtaka perdavimo koeficientui | $\pm 5 \cdot 10^{-3}$ | N/°C              |
| Netiesiškumas                             | $\pm 0,0332$          | N                 |
| Perdavimo koeficientas                    | $9,538 \cdot 10^{-5}$ | N/bit             |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (15 lentelė). Matavimo standartinė neapibrėžtis apskaičiuojama iš pakartotinių matavimo rezultatų standartinio nuokrypio, kai  $\bar{x} = 90,974 \text{ N}$ ,  $S_x = 0,0258 \text{ N}$ ,  $n = 2000$ . Gamintojas nepateikė informacijos apie netiesiškumo paklaidos pasiskirstymo dėsnį. Tad tariama, kad jis yra stačiakampis. Kadangi nebuvo rasta informacijos apie perdavimo koeficiento ir temperatūros įtakos perdavimo koeficientui paklaidas, tariama, jog jos yra lygios pusei mažiausio reikšminio skaičiaus.

**15 lentelė.** Neapibrėžties sandai

| Dydis                                     |      | Vidutinė reikšmė | Standartinė neapibrėžtis                                |
|---|------|------------------|---|
| Keliamoji jėga                            | $x$  | 90,974 N         | $u(x) = \frac{0,0258}{\sqrt{2000}} \text{ N}$           |
| Temperatūros įtaka perdavimo koeficientui | $Tp$ | 0 N/°C           | $u(Tp) = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{3}} \text{ N/°C}$ |
| Netiesiškumas                             | $Nt$ | 0 N              | $u(Nt) = 0,0332/\sqrt{3} \text{ N}$                     |

| Dydis                                       |      | Vidutinė reikšmė            | Standartinė neapibrėžtis                  |
|---|------|-----------------------------|---|
| Perdavimo koeficientas                      | $Pk$ | $9,538 \cdot 10^{-5}$ N/bit | $u(Pk) = \frac{10^{-8}}{2\sqrt{3}}$ N/bit |
| Nuokrypis nuo darbinės (25 °C) temperatūros | $Td$ | 0 °C                        | $u(Td) = \frac{5}{\sqrt{3}}$ °C           |

Sudaroma jėgos jutiklio perdavimo funkcija:

$$B_s = \frac{x \cdot + (Td \cdot Tp) + Nt}{Pk} \quad (10)$$

Suskaičiuojami įtakos koeficientai:

$$W_x = \frac{\partial B_s}{\partial x} = \frac{1}{Pk} = 1,05 \cdot 10^4 \text{ b/N}$$

$$u(x) = 5,77 \cdot 10^{-4} \text{ N}$$

$$W_{Nt} = \frac{\partial B_s}{\partial Nt} = \frac{1}{Pk} = 1,05 \cdot 10^4 \text{ b/N}$$

$$u(Nt) = 0,0192 \text{ N}$$

$$W_{Pk} = \frac{\partial B_s}{\partial Pk} = \frac{x + Nt + Td \cdot Tp}{Pk^2} = 1,00 \cdot 10^{10} \text{ bit}^2/\text{N}$$

$$u(Pk) = 2,887 \cdot 10^{-9} \text{ N/bit}$$

$$W_{Td} = \frac{\partial B_s}{\partial Td} = \frac{Tp}{Pk} = 0$$

$$u(Td) = 2,887 \text{ °C}$$

$$W_{Tp} = \frac{\partial B_s}{\partial Tp} = \frac{Td}{Pk} = 0$$

$$u(Tp) = 2,887 \cdot 10^{-3} \text{ N/°C}$$

Suminė jėgos jutiklio neapibrėžtis:

$$u(B_s)_\Sigma =$$

$$\sqrt{(1,05 \cdot 10^4 \cdot 5,77 \cdot 10^{-4})^2 + (1,05 \cdot 10^4 \cdot 0,0192)^2 + (1,00 \cdot 10^{10} \cdot 2,887 \cdot 10^{-9})^2} = 203,7b.$$

Skaičiuojant programinės įrangos neapibrėžtį, įvertinami neapibrėžčių šaltiniai: matavimo rezultato vienetų perskaičiavimas ir rezultato apvalinimas. Programinės įrangos parametrai pateikti 16 lentelėje.

**16 lentelė.** Programinės įrangos parametrai

| Specifikacija                          | Vertė                 | Matavimo vienetai |
|--|-----------------------|-------------------|
| Keitimo koeficientas                   | $9,538 \cdot 10^{-5}$ | N/bit             |
| Matavimo rezultato apvalinimo paklaida | $1 \cdot 10^{-4}$     | N                 |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (17 lentelė). Įėjimo įtampos neapibrėžtis įnešama iš duomenų surinkimo įrenginio. Tariama, kad keitimo koeficiento paklaida yra lygi pusei mažiausiojo reikšminio skaičiaus, o tikimybinis pasiskirstymas stačiakampis. Taip pat įvertinama paklaida dėl apvalinimo, nes programinė įranga vartotojui pateikia ribotą skaitmenų skaičių.

**17 lentelė.** Programinės įrangos neapibrėžties sandai

| Dydis                   |       | Įvertis               | Standartinė neapibrėžtis                               |
|-------------------------|-------|-----------------------|--|
| Įėjimo dydis            | $B_s$ | 953806 b              | $u(B_s) = 203,7b$                                      |
| Keitimo koeficientas    | $K_s$ | 95,38 $\mu\text{N/b}$ | $u(K_s) = \frac{0,01}{2\sqrt{3}} \mu\text{N/b}$        |
| Paklaida dėl apvalinimo | $P_k$ | 0 mV                  | $u(P_k) = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{2\sqrt{3}} \text{mV}$ |

Sudaroma programinės įrangos perdavimo funkcija:

$$Y_s = B_s \cdot K_s + P_k. \quad (11)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$W_{B_s} = \frac{\partial Y_s}{\partial B_s} = K_s = 95,38 \cdot 10^{-6} \text{N/bit} \quad u(B_s) = 203,7b$$

$$W_{K_s} = \frac{\partial Y_s}{\partial K_s} = B_s = 953806 \text{ bit} \quad u(K_s) = 2,887 \cdot 10^{-9} \text{n/bit}$$

$$W_{P_k} = \frac{\partial Y_s}{\partial P_k} = 1 \quad u(P_k) = 28,87 \cdot 10^{-6} \text{mV}$$

Standartinė neapibrėžtis:

$$u(Y_s)_\Sigma = \sqrt{(95,38 \cdot 10^{-6} \cdot 203,7)^2 + (953806 \cdot 2,887 \cdot 10^{-9})^2 + (1 \cdot 28,87 \cdot 10^{-6})^2} = 0,0196 \text{ N.}$$

Išplėstinė neapibrėžtis, kai pasiklovimo lygmuo  $p = 95 \%$ :

$$U = 2 \cdot \pm 0,0196 = \pm 0,0392 \text{ N.}$$

Didžiausią įtaką slėgio matavimo neapibrėžčiai turi gamintojo nurodytas jėgos jutiklio netiesiškumas. Neapibrėžties įtaka gali būti sumažinta sukalybavus jutiklį. Atlikus visų matavimo sistemos kanalų neapibrėžties analizę, pateikiama neapibrėžčių suvestinė (18 lentelė).

18 lentelė. Kompleksinio disbalanso matavimo sistemos neapibrėžčių suvestinė

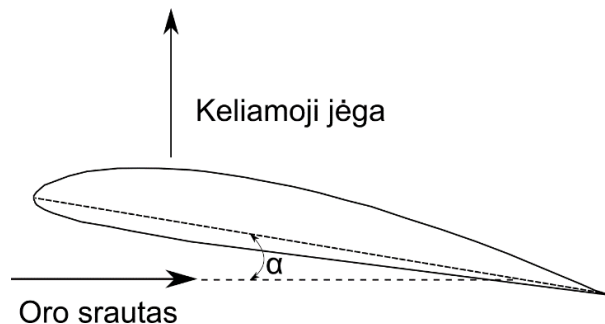
| Matuojamas dydis  | Matavimo diapazonas   | Išplėstinė neapibrėžtis | Neapibrėžties tipas |
|-------------------|-----------------------|-------------------------|---------------------|
| Poslinkis, m      | $0-3 \cdot 10^{-2}$   | $4,7 \cdot 10^{-6}$     | A                   |
| Pagreitis, g      | $0-3,5 \cdot 10^{-2}$ | $5 \cdot 10^{-3}$       | B                   |
| Slėgis, Pa        | 0–12                  | 0,284                   | B                   |
| Keliamoji jėga, N | 0–10                  | 0,0392                  | B                   |

Atlikta neapibrėžčių skaičiavimo analizė parodė, kad geriausiu tikslumu pasižymi poslinkio matavimo kanalas, mažiausiu – pagreičio matavimo kanalas.

### 2.3. Ventiliatoriaus keliamosios jėgos matavimas

Aerodinaminėse rotorinėse sistemose sukuriama keliamoji galia yra viena pagrindinių tokių sistemų charakteristikų. Keliamoji galia nusako aerodinaminę jėgą, kuri sukuriama, kai mente apteka oro srautas. Dėl menčių geometrinės formos tekantis oro srautas mentės viršuje ir apačioje įveikia skirtingo ilgio atkarpas, dėl to keliauja skirtingu greičiu. Pagal Bernulio lygtį tam tikri tekančio skysčio parametrai yra susieti per konstantą [82]. Kitiems dydžiams išliekant pastoviesiems, bet pakitus skysčio tekėjimo greičiui, keičiasi slėgis. Dėl skirtingo skysčių tekėjimo greičio skirtingas slėgis sukuriamas mentės viršuje ir apačioje. Dėl slėgių skirtumų atsiranda keliamoji jėga.

Menčių keliamoji jėga yra tiesiogiai proporcinga oro srauto tankiui, jo greičio kvadratui, mentės plotui ir keliamosios jėgos koeficientui, kuris priklauso nuo mentės geometrijos atžvilgio oro srautui. Vienas pagrindinių aerodinaminių terminų, nusakantių mentės keliamąją jėgą, yra atakos kampas. Tai kampas tarp oro srauto ir atraminės linijos mentės profilyje. Įprastai ši linija vadinama stygos linija ir sujungia pradinį ir galinį mentės kraštus (8 pav.).



8 pav. Mentės profilis ir atakos kampo sąvoka. Punktyrine linija pažymėta virtuali styga, kuri sujungia priekinį ir galinį mentės kraštus

Menčių keliamoji jėga gali būti apskaičiuojama pagal toliau pateiktas formules. (13) formulėje keliamosios jėgos koeficientas skaičiuojamas, kai mentės profilis yra lygus lakštas. Kitu atveju koeficientas nustatomas eksperimentiškai arba modeliuojant [83]:

$$F_l = \frac{1}{2} C_l \rho A v^2; \quad (12)$$

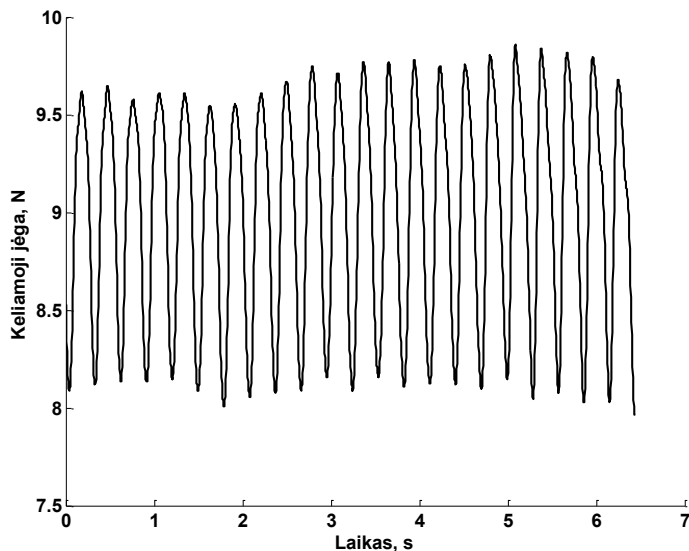
čia  $F_l$  – keliamoji jėga;  $C_l$  – keliamosios jėgos koeficientas, kuris priklauso nuo mentės geometrijos;  $\rho$  – oro srauto tankis;  $A$  – mentės plotas;  $v$  – oro srauto greitis.

$$C_l = 2\pi\alpha; \quad (13)$$

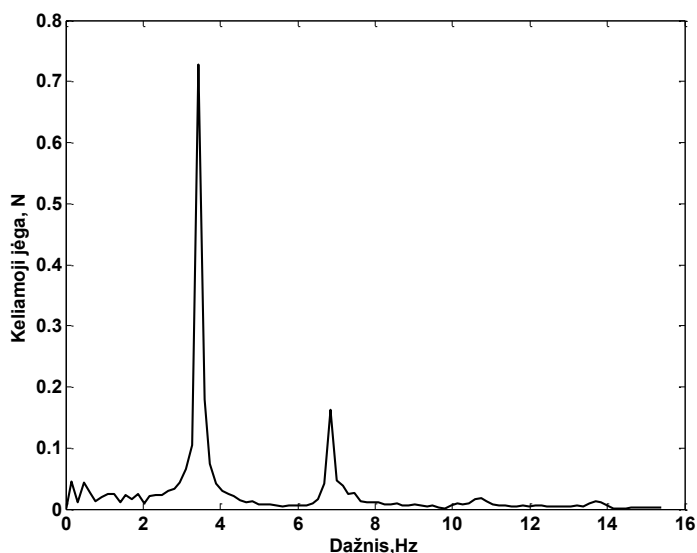
čia  $\alpha$  – atakos kampas.

Menčių sukuriama keliamoji jėga tiesiogiai priklauso nuo menčių aerodinaminių savybių, todėl ją išmatuoti yra aktualu. Sukurtoje matavimo sistemoje menčių keliamoji jėga buvo matuojama tenzorezistiniu jutikliu. Ventilatorius buvo įtvirtintas taip, kad jis visu savo svoriu veikė jutiklį. Ventilatoriui dirbant, atsiranda keliamoji jėga, kurios kryptis yra priešinga Žemės gravitacijos traukai. Tad pagal jutiklio rodmenis ventilatorius tampa lengvesnis.

9 ir 10 paveiksluose pavaizduota išmatuotoji ventilatoriaus keliamoji jėga. Ji pavaizduota tiek laiko, tiek dažnių ašyje. Iš paveikslo matyti, jog keliamoji jėga ventilatoriui dirbant nėra pastovi. Ji pasižymi harmoninio pobūdžio svyravimais. Dažnių spektro analizė rodo, kad vyrauja vieno dažnio dedamoji, kurios dažnis sutampa su ventilatoriaus sukimosi dažniu (3,8 Hz).



9 pav. Keliamosios jėgos priklausomybė nuo laiko



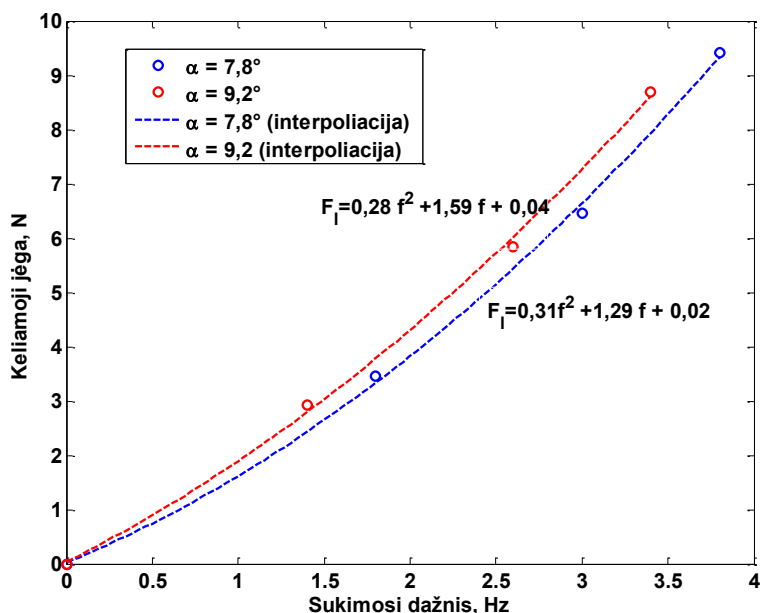
**10 pav.** Keliamosios jėgos dažnių spektras

Eksperimentas parodė, kaip kinta ventiliatoriaus keliamoji jėga priklausomai nuo sukimosi greičio (11 pav.). Keliamoji jėga yra tiesiogiai proporcinga ventiliatoriaus sukimosi greičiui ir gali būti aprašyta kvadratine funkcija.

Ventiliatoriui sukantis didžiausiu greičiu (3,8 Hz), vidutinė keliamoji jėga siekia 9,4 N. Pakeitus ventiliatoriaus menčių atakos kampus, pagerėja menčių geometrinės savybės, leidžiančios sukurti didesnę keliamąją jėgą. Tokiu būdu, esant vienodam sukimosi dažniui su padidintu atakos kampų, keliamoji galia yra didesnė 15 %.

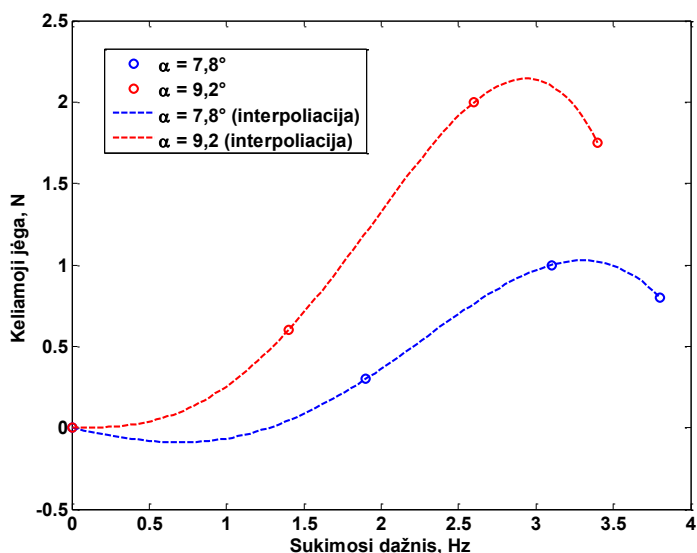
Esant didesniam atakos kampui, padidėja menčių aerodinaminio pasipriešinimo jėga ir variklis patiria didesnes apkrovas. Variklis su didesniu atakos kampų negali pasiekti didesnio sukimosi greičio. Todėl nustačius didžiausią sukimosi greitį, esant padidintiems menčių atakos kampams, jis siekė 3,4 vietoje 3,8 Hz. Tai lėmė, kad didžiausioji keliamoji jėga buvo pasiekta su standartiniu atakos kampų.





11 pav. Vidutinės keliamosios jėgos priklausomybė nuo sukimosi greičio ir atakos kampo

12 pav. pateiktos traukos jėgos pulsacijų dydžio priklausomybės nuo sukimosi dažnio. Iš pateiktos diagramos galima matyti, jog pulsacijų dydis, esant didžiausioms apsuksoms ir standartinėms mentėms, yra apie 1 N, o kai menčių atakos kampas didesnis – apie 2 N. Padidinus atakos kampą, traukos jėga pasižymi didesnėmis pulsacijomis, kurios sukelia didesnius virpesius.

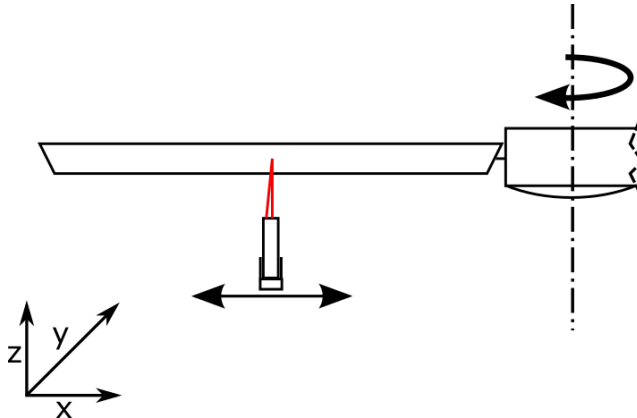


12 pav. Keliamosios jėgos pulsacijų dydžio priklausomybė nuo sukimosi greičio ir atakos kampo

## 2.4. Menčių profilio skenavimas

Menčių profilis skenuojamas norint gauti informaciją apie dirbančių menčių geometrines charakteristikas. Atliekant bandymus, buvo svarbu stebėti, kaip keičiasi dirbančių menčių atakos kampas, keičiantis sukimosi greičiui. Taip pat svarbu iširti, ar abi ventiliatoriaus mentės pasižymi vienodomis charakteristikomis ir kaip jos skiriasi keičiantis sukimosi greičiui.

Matavimai buvo atliekami naudojant trianguliacinį poslinkio jutiklį, kurio lazerio spindulys buvo nukreipiamas į menčių apačią (13 pav.). Poslinkio jutiklis buvo įtaisytas vežimėlyje, kurio pozicija buvo valdoma. Mentys buvo skenuojamos jutiklio poziciją keičiant išilgai  $x$  ašies nuo mentės galo iki centro su 50 mm žingsniu.  $y$  ašis atspindi mentės plotį,  $z$  rodo atstumą nuo jos paviršiaus iki poslinkio keitiklio.



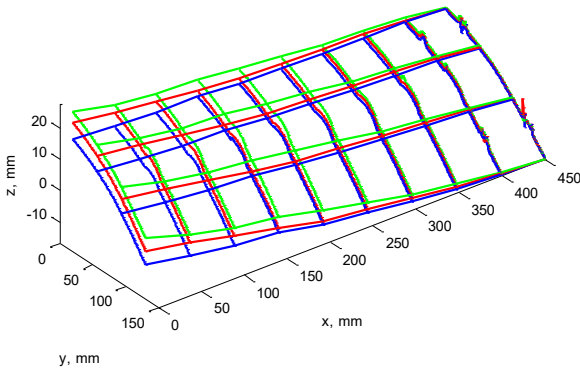
13 pav. Matavimo įrangos išdėstymas, skenuojant menčių profilį

10 matavimo taškų išilgai  $x$  ašies buvo išmatuoti, esant trimis skirtingiems menčių sukimosi greičiams: 2, 3, 4 Hz. Matavimai buvo atliekami ir duomenys iš jutiklių įrašomi per keliolika apskų. Surinkti matavimo rezultatai buvo apdoroti ir vizualizuoti:

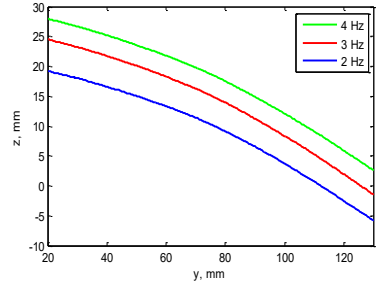
- 1) sukuriant laiko segmentus pagal sinchronizacijos signalą;
- 2) rezultatų laiko segmentuose suvidurkinimas, siekiant pašalinti atsitiktinių matavimo paklaidų įtaką;
- 3) rezultatų priskyrimas A ir B mentėms;
- 4) matavimo rezultatų pateikimas 3D formatu.

Dėl geresnio vizualinio palyginimo profilio matavimo rezultatai buvo pateikti, naudojant 3D linijų tinklą. Dvimatės diagramos atspindi menčių paviršiaus skenavimą taške, esančiame toliausiai nuo centro. Šiame taške labiausiai atsispindi menčių geometrijos pokyčiai keičiantis sukimosi greičiui.

14–17 paveiksluose pavaizduoti menčių profiliai, kai sukimosi greitis yra 2, 3, 4 Hz. Galima pastebėti, jog mentės A ir B tendencingai lenkiasi į viršų, kai sukimosi greitis didėja, nes veikia keliamoji jėga.

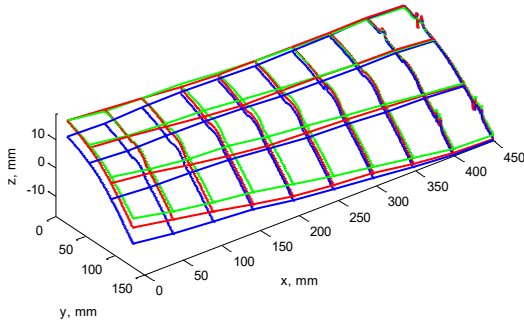


a)

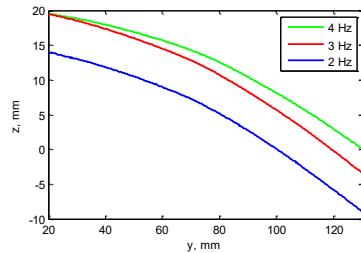


b)

**14 pav.** a) A mentės profilio skenavimo rezultatai, esant trims greičiams: 2, 3, 4 Hz; b) Vaizdas iš kairės, profilio pjūvis, kai  $x = 0$  mm.



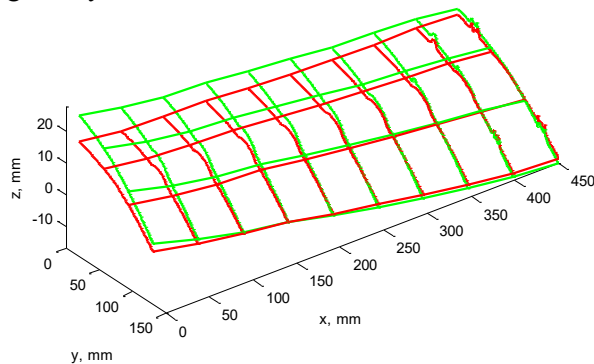
a)



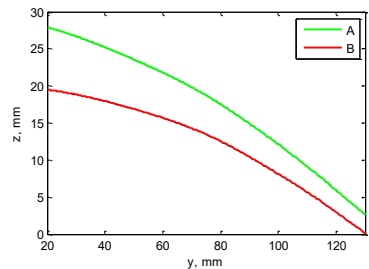
b)

**15 pav.** a) A mentės profilio skenavimo rezultatai esant trims greičiams: 2, 3, 4 Hz; b) Vaizdas iš kairės, profilio pjūvis, kai  $x = 0$  mm

16 ir 17 paveiksluose rodomi menčių A ir B profilių skirtumai, kai sukimosi greitis yra 2 ir 4 Hz.

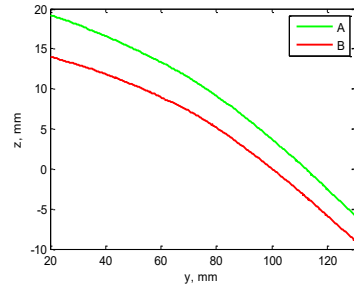
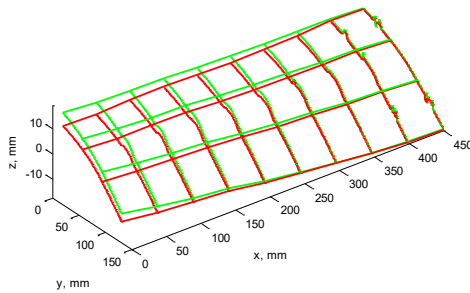


a)



b)

**16 pav.** a) Menčių profilio skenavimo rezultatai, kai sukimosi greitis yra 4 Hz; b) Vaizdas iš kairės, profilio pjūvis, kai  $x = 0$  mm



a)

b)

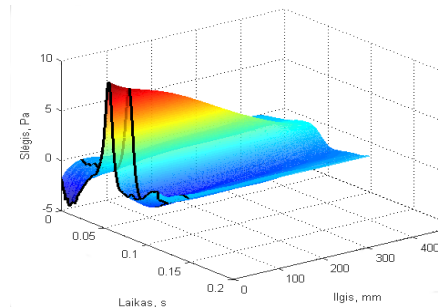
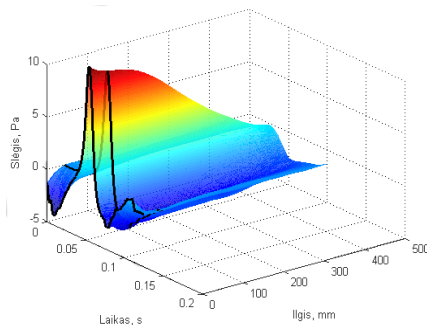
**17 pav.** a) Menčių profilio skenavimo rezultatai, kai sukimosi greitis yra 2 Hz; b) Vaizdas iš kairės, profilio pjūvis, kai  $x = 0$  mm

Rezultatai rodo, kad mentės yra ne tik geometriškai skirtingos, bet ir skiriasi jų bei jas laikančių elementų standumas, nes didėjant sukimosi greičiui abiejų menčių atakos kampas didėja nevienodu tempu. Net esant mažiausiam sukimosi greičiui mentės A atakos kampas yra didesnis negu mentės B ir šis aerodinaminis skirtumas tarp menčių sukelia aerodinaminį disbalansą.

## 2.5. Menčių sukuriama slėgio lauko matavimai

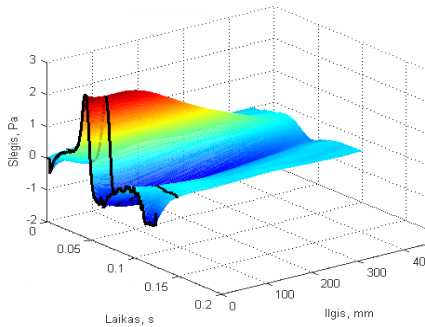
Šių matavimų tikslas – rasti ryšį tarp menčių profilio ir jų sukuriama dinaminio slėgio. Slėgis buvo skenuotas išilgai  $x$  ašies su 50 mm žingsniu nuo mentės išorės iki centro esant skirtingiems sukimosi greičiams: 2, 3, 4 Hz. Menčių sukuriamas slėgis gali būti matuojamas, naudojant dinaminio slėgio jutiklį ir norint nustatyti menčių aerodinaminį disbalansą [84].

Kiekvienos mentės sukuriama slėgio skenavimo rezultatai, esant skirtingiems greičiams, pateikti 18 pav. Slėgio amplitudė auga, didėjant greičiui, tačiau mentės A amplitudė yra didesnė negu mentės B, esant visiems greičiams, dėl didesnio atakos kampo.

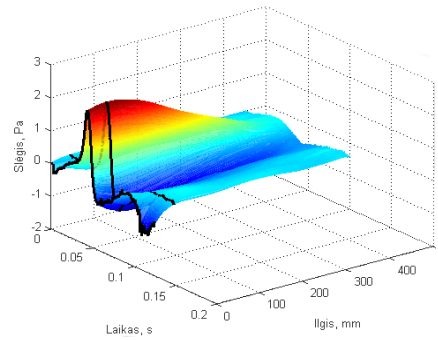


a)

b)



c)

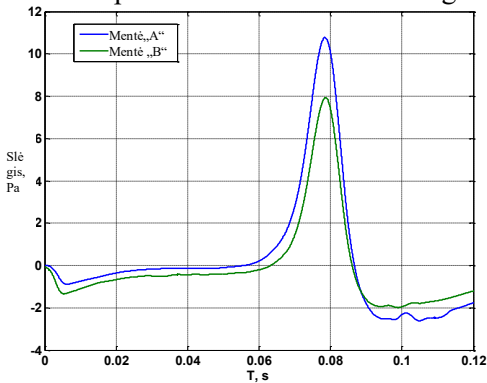


d)

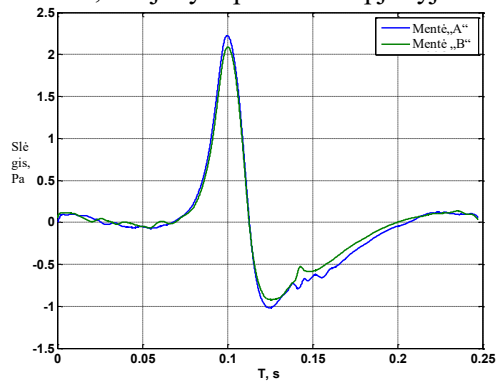
**18 pav.** Menčių slėgio skenavimo rezultatai: a)  $f = 4$  Hz, mentė A; b)  $f = 4$  Hz, mentė B; c)  $f = 2$  Hz, mentė A; d)  $f = 2$  Hz, mentė B

Šie matavimo rezultatai buvo gauti, apdorojant duomenis panašiai kaip matuojant mentės profilį: apsisukant keliolikai menčių įrašyti matavimo duomenys buvo priskirti individualiems apsisukimams ir suvidurkinti, siekiant sumažinti atsitiktinę paklaidą; 3D slėgio diagrama sudaryta naudojant matavimo rezultatus iš atskirų matavimo taškų, galutinė diagrama pateikta po glotninimo, kuris buvo atliktas naudojant interpoliaciją  $x$  ašyje.

19 paveiksle labiau matomi slėgio skirtumai, kai jie yra pateikiami pjūvyje.



a)

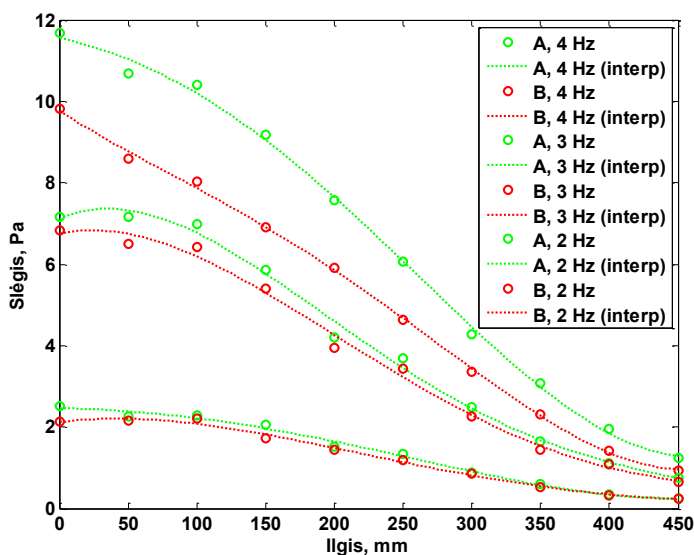


b)

**19 pav.** Slėgio skenavimo pjūvis, kai  $x = 50$  mm: a)  $f = 4$  Hz; b)  $f = 2$  Hz

Slėgio skirtumas viršutinėje ir apatinėje mentės dalyje sukuria keliamąją jėgą. Skirtumas tarp nevienodų menčių slėgių rodo, kad mentės sukuria nevienodą keliamąją jėgą ir dėl to atsiranda aerodinaminis disbalansas.

20 paveiksle pavaizduoti didžiausiojo slėgio taškai, išmatuoti išilgai mentės ilgio. Šiame paveiksle pateikti matavimo rezultatai, matuojant abiejų menčių slėgį esant skirtingiems sukimosi dažniams.



20 pav. Menčių sukuriamo slėgio maksimumai išilgai mentės

Rezultatai rodo, kad slėgis didėja tolstant nuo rotoriaus centro į išorę. Taip yra dėl to, jog tolstant didėja linijinis mentę aptakančio oro srauto greitis ir dėl to susidaro didesni slėgio pokyčiai.

## 2.6. Masių ir aerodinaminio disbalanso sąveika

Masių ir aerodinaminiai disbalansai sukuria nepageidaujamus jėgos momentus, kurie sukelia rotoriaus virpesius. Iš to daroma prielaida, jog šių disbalansų sukelti jėgų momentai su priešingos krypties vektoriais turėtų atsverti vienas kitą ir tai sumažintų bendrus virpesius. Sąlyga mažiausiems virpesiams:

$$M_1 = M_2; \quad (14)$$

čia  $M_1$  – jėgos momentas, sukeltas aerodinaminio disbalanso;  $M_2$  – jėgos momentas, sukeltas masių disbalanso.

Keliamųjų jėgų skirtumas tarp pirmos ir antros mentės sukuria jėgos momentą  $M_1$ . Papildomas svoris sukelia jėgos momentą  $M_2$ . Jėgos momentai veikia apie ventiliatoriaus įtvirtinimo tašką. Jėgos yra išreikštos toliau ir vizualizuotos 21 paveiksle.

$$M_1 = F_l \cdot R_l; \quad (15)$$

čia  $F_l$  – skirtumas tarp mentės A ir mentės B sukuriamos keliamosios jėgos;  $R_l$  – atstumams nuo keliamosios jėgos centro iki ventiliatoriaus centro.

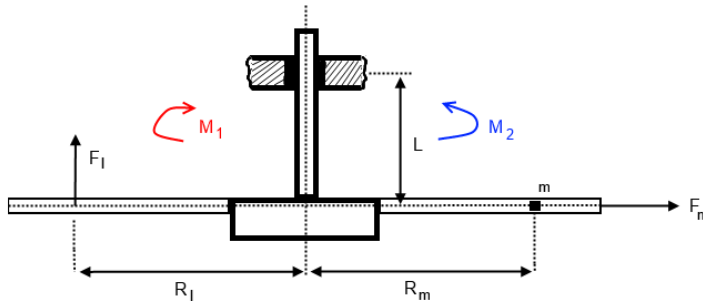
$F_l$  yra gauta eksperimentiškai, naudojant jėgos keitiklį.  $F_l = 0,84$  N prie  $f = 3,8$  Hz;  $F_l = 0,37$  N, kai  $f = 3,2$  Hz. Tariama, kad keliamosios jėgos geometrinis centras yra ties 75 % mentės ilgio [85]. Naudojamam ventiliatoriui  $R_l = 0,51$  m.

$$M_2 = F_m \cdot L, \quad (16)$$

$$F_m = m \cdot (2\pi f)^2 \cdot R_m; \quad (17)$$

čia  $F_m$  – išcentrinė jėga, sukuriama papildomos masės  $m$ ;  $L$  – atstumams tarp ventiliatoriaus įtvirtinimo ir išcentrinės jėgos vektoriaus;  $f$  – menčių sukimosi dažnis;  $R_m$  – atstumas tarp papildomo svorio ir rotoriaus centro.

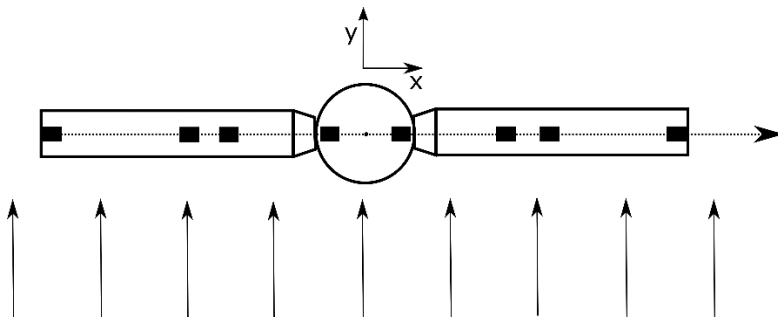
Ekspimento metu naudojama masė sudarė 0,014 kg,  $L = 0,2$  m,  $R_m$  kito nuo –0,68 iki 0,68 m.



21 pav. Mechaninis sistemos modelis

Pagal (14)-(17) formules teorinis modelis buvo sudarytas ir atlikti skaičiavimai (23 pav., a). Jie patvirtino prielaidas, kad jėgos momentai, sukurti masių ir aerodinaminio disbalanso, tam tikromis sąlygomis kompensuoja vienas kitą. Todėl buvo nuspręsta atlikti matavimo eksperimentą.

Papildomos masės vieta buvo keičiama ją pernešant nuo vieno mentės galo iki kito. Jis buvo įtvirtintas aštuoniose (22 pav.) vietose, esančiose mentėse ir rotoriuje. Vietos buvo pasirinktos, atspindint charakteringus ventiliatoriaus struktūros taškus.

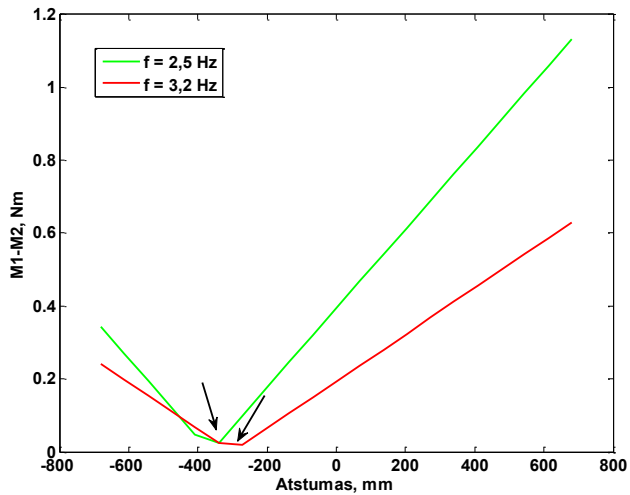


22 pav. Masės, kuri sukuria papildomą disbalansą, pozicijos

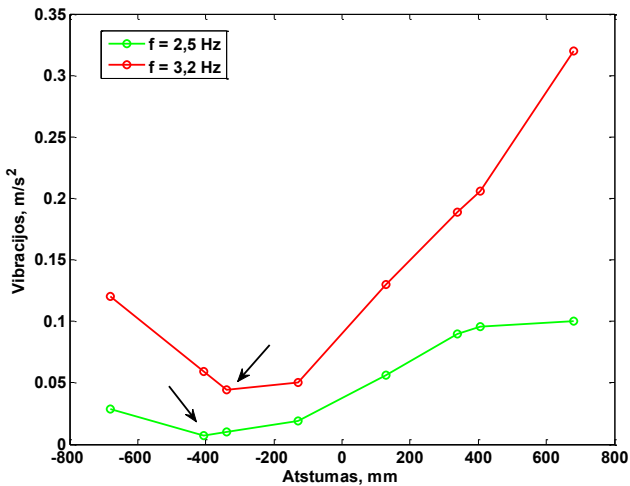
Matavimai buvo atliekami visose svorio buvimo vietose esant dviem skirtingiems greičiams. Rezultatai rodo, kad yra masės pozicija, kuriai esant

vibracijos yra mažiausios. Tačiau ši pozicija yra skirtinga esant skirtingiems greičiams.

Matavimo rezultatai (23 pav., b) buvo palyginti su teoriniais skaičiavimais (23 pav., a). Galima matyti, jog jėgos momentų skirtumo minimumas yra ties ta pačia pozicija kaip eksperimento metu.



a)



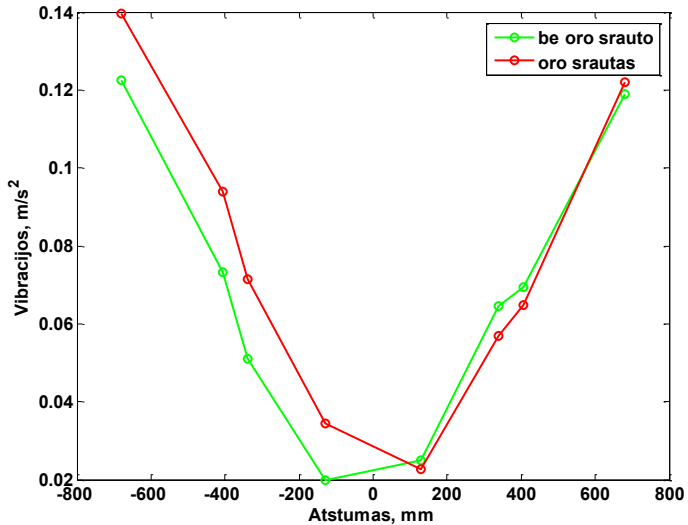
b)

**23 pav.** a) Keliamosios jėgos skirtumo priklausomybė nuo papildomos masės pozicijos (modelis); b) Vibracijų lygio priklausomybė nuo papildomos masės pozicijos. Rodyklės rodo minimumo poziciją

Disbalanso eksperimentas buvo pakartotas, naudojant naują faktorių, kuris daro įtaką ventiliatoriaus balansui – vėją. Šis oro srautas turėtų padidinti aerodinaminį disbalansą, kuris sukeliamas nevienodos menčių geometrijos.

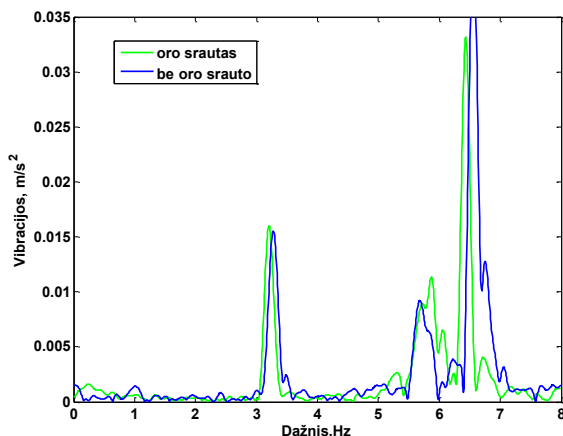


22 paveikslas rodo oro srauto kryptį. 24 paveiksle pateikti matavimo rezultatai rodo, kad išorinis oro srautas turi įtaką masės pozicijai, kurioje vibracijos yra minimalios. Esant išoriniam oro srautui, vietos, kurioje yra mažiausios vibracijos pozicija, pasikeitė per vieną žingsnį.

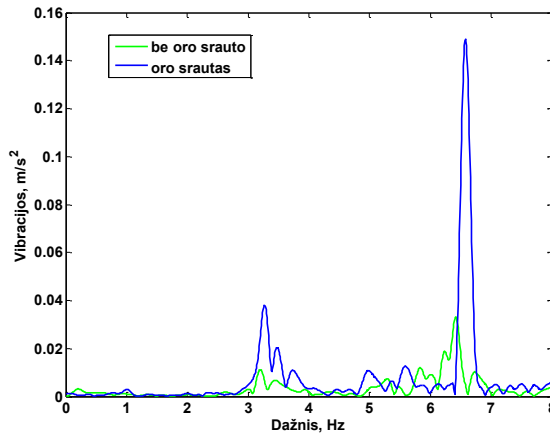


**24 pav.** Vibracijų lygio priklausomybė nuo masės pozicijos, kai yra išorinis oro srautas. Rodyklės rodo poziciją su mažiausiomis vibracijomis

Matuotų vibracijų dažnio spektras pateiktas 25 paveiksle, kur ventiliatoriaus sukimosi dažnis yra 3,2 Hz. Matyti, kad spektro komponentės, kuri atitinka dvigubą sukimosi dažnį, amplitudė išauga daugiau negu komponentės, kurios dažnis lygus sukimosi dažniui, kai yra išorinis oro srautas. Vibracijos  $y$  kryptimi yra labiau jautrios oro srauto įtakai dėl jo krypties ventiliatoriaus ir keitiklio atžvilgiu.



a)



b)

25 pav. Vibracijų dažnio spektras: a) x kryptimi; b) y kryptimi

## 2.7. Išvados

Menčių profilio geometrijos matavimo rezultatų palyginimas, esant skirtingiems sukimosi greičiams, parodo, kad, esant nepakankamai menčių ar jas palaikančių komponentų kokybei, skirtingų menčių geometrija skiriasi. Geometrijos skirtumams įtaką turi menčių sukimosi greitis. Jam didėjant geometrija skiriasi labiau.

Sukeltas masių disbalansas gali kompensuoti aerodinaminį disbalansą ir sumažinti sistemos vibracijas. Tačiau pozicija, kurioje dedamas papildomas svoris, kinta dėl sukimosi greičio ir išorinio oro srauto. Tad šis aerodinaminio balansavimo kompensavimo būdas tinkamas tik sistemoms, kurios veikia vienodomis sąlygomis.

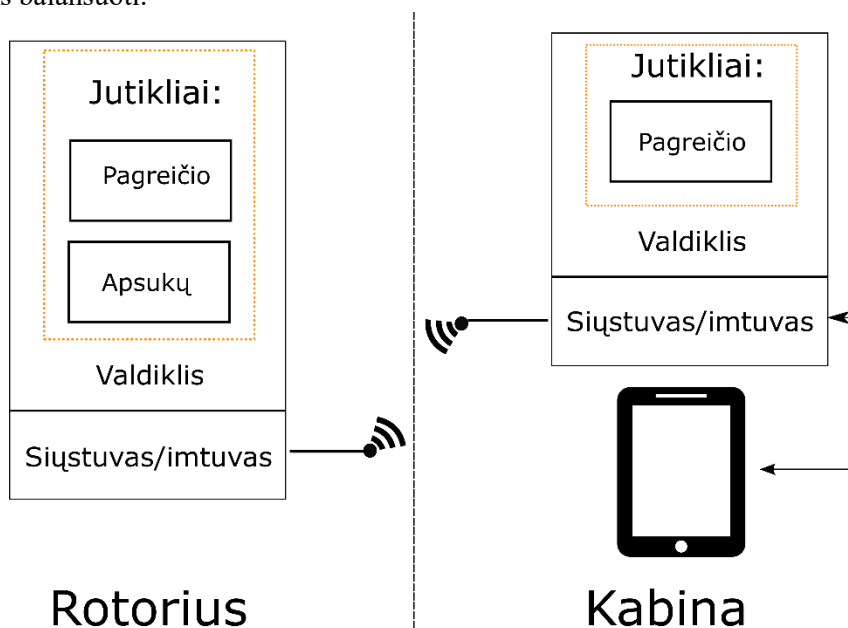
Vibracijų spektro dvigubo sukimosi dažnio komponentas yra jautrus aerodinaminėms jėgoms, kurios atsiranda, kai ventiliatorius yra veikiamas išorinio oro srauto.

### 3. MALŪNSPARNIO ROTORIAUS DISBALANSO PARAMETRŲ MATAVIMO SISTEMA

Malūnsparnio rotoriaus disbalansui matuoti skrydžio metu buvo sukurta bevielė matavimo sistema (26 pav.). Šiame skyriuje pristatomi pagrindiniai šios sistemos komponentai, matavimo signalų apdorojimo metodika ir su šia sistema gauti matavimo rezultatai.

#### 3.1. Matavimo sistema ir matavimo duomenų apdorojimas

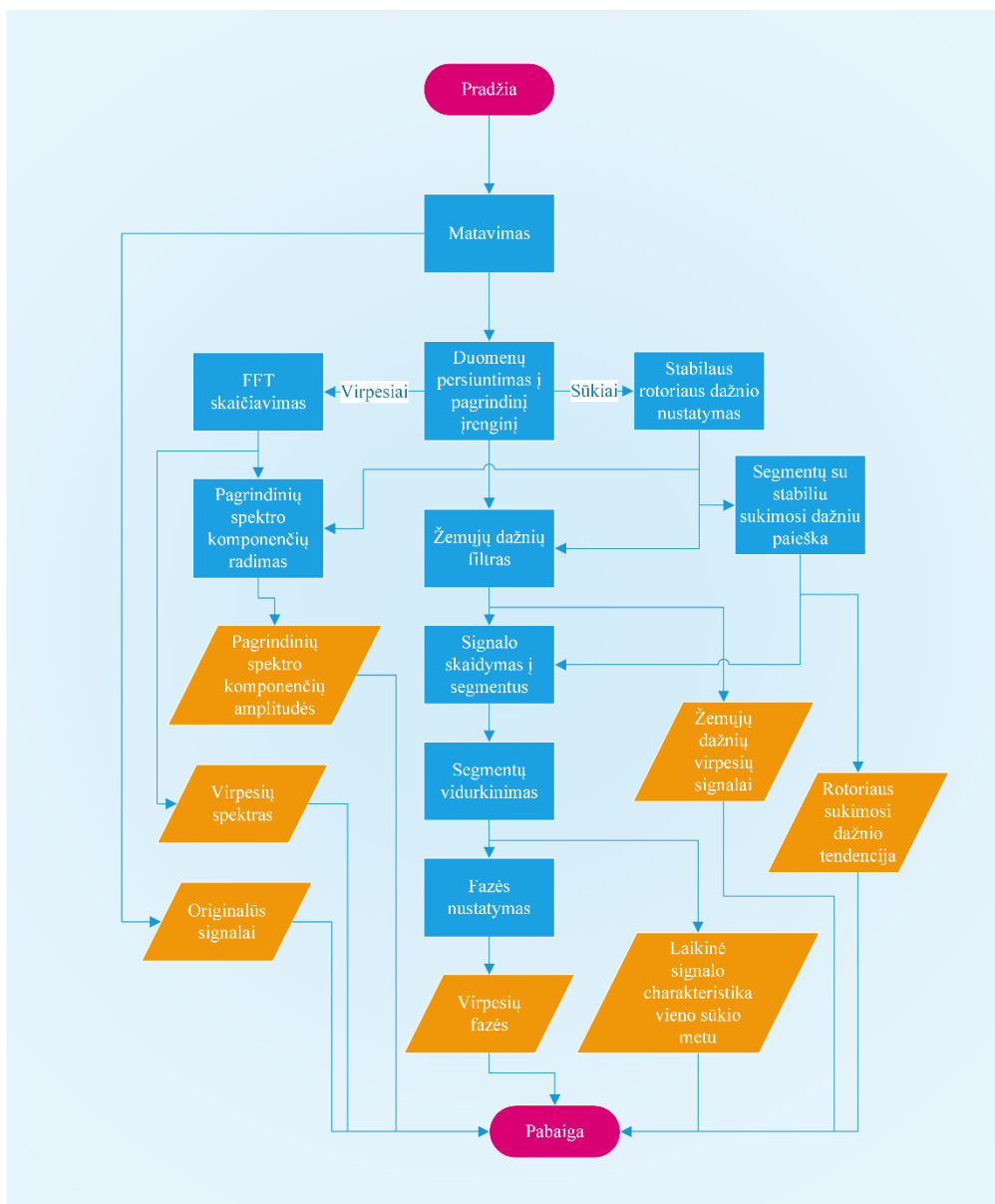
Matavimo sistema buvo naudojama malūnsparnių „Calidus“ ir „MTOsport“ rotoriams balansuoti.



26 pav. Bevielė malūnsparnio vibracijų matavimo sistema

Malūnsparnio disbalanso matavimo sistemos darbą sudaro virpesių ir apsisukimo signalų įrašymas, persiuntimas į pagrindinį įrenginį, gautų matavimo rezultatų apdorojimas (27 pav.) ir vizualizavimas.

Rotoriaus ir kabinos vibracijos matuojamos dviem MEMS technologijos trijų ašių akcelerometrais „LIS3DSH“ [86], kurie turi didžiausią 1600 Hz diskretizacijos dažnį ir 16 bitų skiriamąją gebą. Šio modelio akcelerometrų jautrumas yra programuojamas ir darbo diapazonas pasirenkamas  $\pm 2, 4, 8, 16$  g. Yra integruotas žemojo dažnio filtras: 50, 200, 400, 800 Hz. Matavimams buvo naudojamas 1600 Hz diskretizacijos dažnis, 800 Hz filtras ir  $\pm 8$  g diapazonas. Akcelerometro ir mikroprocesoriaus komunikacija vyksta greitąja SPI sąsaja.

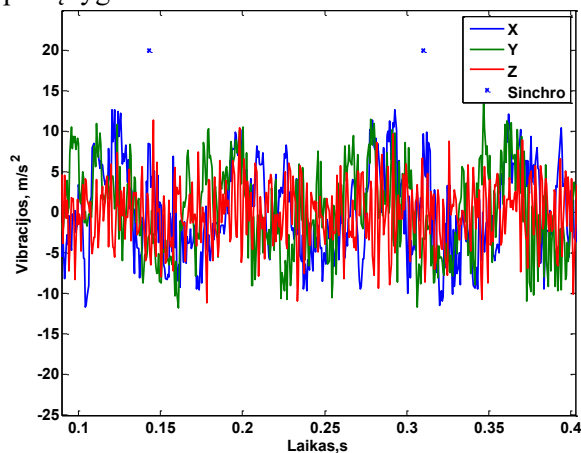


27 pav. Matavimo sistemos supaprastintas veikimo algoritmas

Rotoriaus sūkiai buvo matuojami lazeriniu atšvaito detektoriumi PRKL318. Šio diskretizacijos dažnis – 5 kHz, atsako laikas – 0,1 ms. Veikimo atstumas – 10–15 m. Detektorius montuojamas ant stacionarių malūnsparnio komponentų taip, kad lazerio spindulys periodiškai atsispindėtų nuo atšvaito, esančio ant rotoriaus. Detektorius turi diskretinio lygio išėjimą, kuris yra pajungtas prie mikroprocesoriaus 32 bitų laikmačio prievado. Atšvaito aptikimo laikas fiksuojamas laikmačiui veikiant pertraukties režimu.

Paleidęs programinę įrangą, vartotojas gali pasirinkti tokius nustatymus, kaip matavimo trukmė, akcelerometro diskretizacijos dažnis, diapazonas, vidinio filtro vertė. Davus startą, matavimo komanda radijo ryšiu siunčiama į prie rotoriaus įtaisytą matavimo modulį, kuris pradeda matuoti ir renka duomenis. Praėjus nustatytam matavimo laikui, duomenys atsiunčiami į pagrindinį modulį ir pasiekia vartotojo sąsają. Toliau duomenys apdorojami automatiškai, be vartotojo įsikišimo, nes sistema buvo kurta rezultatams, kurie būtų tinkami naudoti rotoriumi balansuoti, pateikti.

Rotorinių sistemų, taip pat ir malūnsparnių rotorai balansuojami pagal virpesių komponentę, kurios dažnis sutampa su rotoriaus sukimosi dažniu. Pirminiai neapdoroti virpesių signalai (28 pav.) nesuteikia tiesioginės informacijos, reikalingos balansuoti. Jie tinkami tik įsitikinti, ar matavimas įvyko sėkmingai ir koks yra bendras virpesių lygis.



28 pav. Neapdorotas virpesių signalas

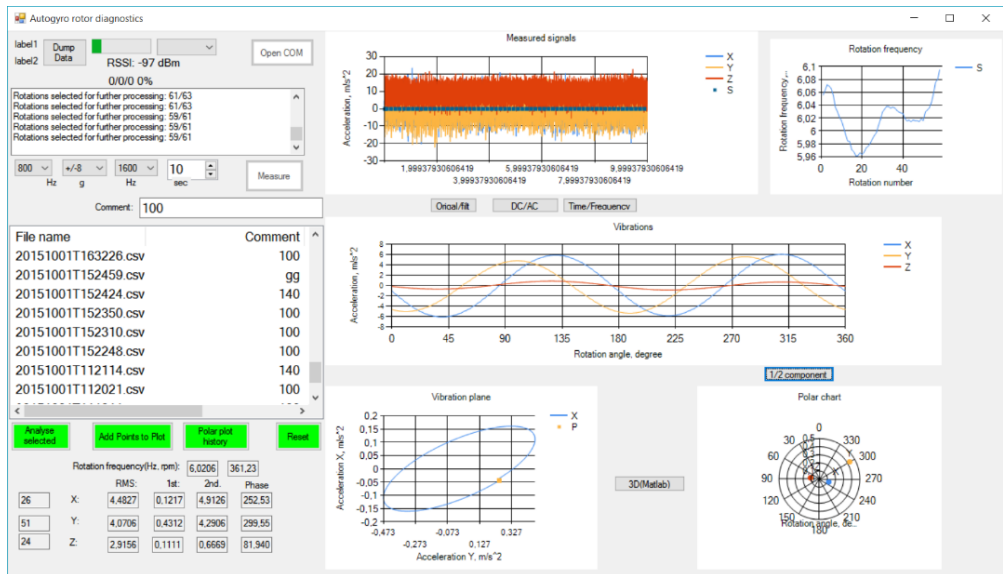
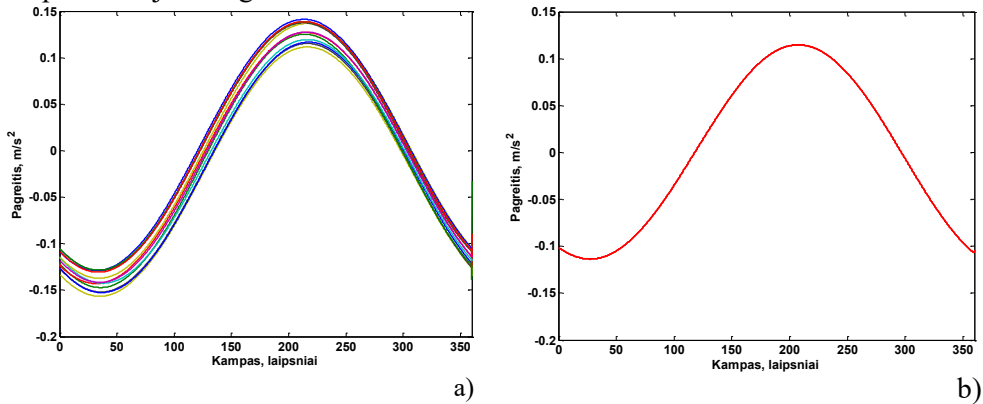
Matavimo metu, į atšvaitą nukreiptus lazerio spindulius aptinkančiam detektoriumi periodiškai sukeliama laikmačio pertrauktis, suformuojamas duomenų masyvas su laiko atskaitomis, nurodančiomis vieno rotoriaus apsisukimo pradžios ir pabaigos įvykius. Apskaičiuojama apsisukimų dažnio tendencija matavimo periodo metu. Statistiškai apskaičiuojamas vyraujantis sukimosi dažnis ir išskiriami intervalai kuriuose sukimosi dažnis lygus vyraujančiam dažniui su 5 % paklaida. Tokiu būdu gaunami laiko intervalai su stabilium rotoriaus sukimosi dažniu. Sukimosi dažnio stabilumas yra svarbus tolesniems apdorojimo veiksmams. Vartotojui pateikiama informacija apie malūnsparnio rotoriaus sukimosi dažnio kitimą.

FFT atliekama su neapdorotais virpesių signalais. Rotoriaus sūkių matavimas suteikia informaciją apie sukimosi dažnį. Tai leidžia iš virpesių dažnio spektro automatiškai aptikti sukimosi ir dvigubo sukimosi dažnio dedamąsias ir gauti informaciją apie jų amplitudes. Ši informacija, virpesių signalų dažnių spektras ir signalų vidutinės kvadratinės vertės yra pateikiamos vartotojui.

Išmatuoti virpesių signalai yra apdorojami, naudojant žemųjų dažnių filtrą. Žemojo dažnio filtro parametrai yra susieti su sukimosi dažniu. Tokiu būdu net ir esant skirtingam sukimosi dažniui, filtro charakteristika sukimosi dažnio atžvilgiu

yra vienoda. Esant rotoriaus sukimosi dažniui, kuris yra lygus  $f$ , ir siekiant išskirti signalą, kuris atspindi sukimosi dažnio vibracijas, naudojama filtro perdavimo juosta yra  $1,1f$ , užtvaros juosta prasideda ties  $1,5f$ . Siekiant išskirti dvigubo sukimosi dažnio virpesius, filtro perdavimo juosta yra  $2,2f$ , užtvaros juosta prasideda ties  $3,0f$ . Filtruoti virpesių signalai pateikiami vartotojui.

Paskutiniame etape filtruoti virpesių signalai padalijami į laiko segmentus, kurie atitinka rotoriaus apsisukimo periodą. Šių segmentų pradžia ir pabaiga parenkama pagal anksčiau apskaičiuotus laiko intervalus. Virpesių signalų segmentai, kurie tiek savo faze, tiek amplitudė skiriasi nuo daugumos, yra atmetami. Segmentai perklojami ir suvidurkinami amplitudžių ašyje, taip sumažinant atsitiktinę matavimo paklaidą. Gautas signalas pateikiamas vartotojui (29 ir 30 pav.) ir apskaičiuojama signalo fazė.



### 3.2. Pagreičio matavimo neapibrėžties įvertinimas

Matuojant virpesius, naudojamas skaitmeninis akcelerometras LIS3DSH, nes jis turi skaitmeninį išėjimą, nėra neapibrėžčių šaltinių tarp jutiklio ir programinės įrangos, atvaizduojančios duomenis.

Pagrindinės akcelerometro charakteristikos pagal gamintojo nurodytus duomenis pateiktos 19 lentelėje.

19 lentelė. LIS3DSH parametrai

| Specifikacija                             | Vertė     | Matavimo vienetai |
|---|-----------|-------------------|
| Nulinio lygio postūmis                    | ± 40      | mg                |
| Perdavimo koeficientas                    | 0,24      | mg/bit            |
| Perdavimo koeficiento temperatūrinė įtaka | 0,01      | %/°C              |
| Nulinio lygio postūmis dėl temperatūros   | ± 0,5     | mg/°C             |
| Triukšmas                                 | 150       | μg/√Hz            |
| Temperatūrinis darbo diapazonas           | -40...+85 | °C                |

Pagal pateiktus parametrus skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (20 lentelė). Matavimo standartinė neapibrėžtis perskaičiuojama iš pakartotinių matavimų rezultatų standartinio nuokrypio, čia  $\bar{x} = 0,97314 \text{ g}$ ,  $S_x = 0,01604 \text{ g}$ ,  $n = 8048$ . Imamas standartinis tikimybinis pasiskirstymas.

Nulio dreifas, jo nestabilumas dėl temperatūros, ir perdavimo koeficiento temperatūrinis nestabilumas įvertinamas kaip turintis stačiakampį tikimybinį pasiskirstymą, nes daugiau duomenų gamintojas nepateikia.

Norint įvertinti prietaiso nestabilumą dėl temperatūros įtakos, tariama, kad jutiklis dirba  $25 \pm 10 \text{ °C}$  temperatūroje.

Triukšmo dydis skaičiuojamas pagal gamintojo pateiktą formulę  $Tr(\mu\text{g}) = 150 \cdot \sqrt{1.6 \cdot f_{\Delta}}$ , juostos plotis 800 Hz. Dydis iš efektyvios reikšmės perskaičiuojamas į pikinę, padauginus iš rekomenduojamo koeficiento [80].

Kadangi nulinio lygio ir perdavimo koeficiento paklaidos nėra žinomos, tariama, kad jos yra lygios pusei reikšminio skaičiaus.

20 lentelė. Matavimo jutiklio LIS3DSH neapibrėžties sandai

| Dydis                                     |       | Vidutinė reikšmė | Standartinė neapibrėžtis                                 |
|---|-------|------------------|--|
| Pagreitis                                 | $x$   | 0,97314 g        | $u(x) = \frac{0,01604}{\sqrt{8048}} \text{ g}$           |
| Perdavimo koeficientas                    | $Pk$  | 4096,0 bit/g     | $u(Pk) = \frac{0,1}{2\sqrt{3}} \text{ bit/g}$            |
| Perdavimo koeficiento temperatūrinė įtaka | $Tp$  | 0 %/°C           | $u(Tp) = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{3}} / \text{°C}$   |
| Nulinio lygio postūmis                    | $Np$  | 0 g              | $u(Np) = \frac{4 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{3}} \text{ g}$     |
| Nulinio lygio postūmis dėl temperatūros   | $T_0$ | 0 g/°C           | $u(T_0) = \frac{5 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{3}} \text{ g/°C}$ |

| Dydis                                       |      | Vidutinė<br>reikšmė | Standartinė<br>neapibrėžtis                             |
|---|------|---------------------|---|
| Triukšmas                                   | $Tr$ | 0 g                 | $u(Tr) = \frac{2,15 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{3}} \text{ g}$ |
| Nuokrypis nuo darbinės (25 °C) temperatūros | $Td$ | 0 °C                | $u(Td) = \frac{10}{\sqrt{3}} \text{ °C}$                |

Sudaromas matematinis pagreičio jutiklio modelis:

$$B_p = (x + T_0 \cdot Td + Tr + Np) \cdot (Pk + Tp \cdot Td). \quad (18)$$

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio įeinančiam nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$W_x = \frac{\partial B_p}{\partial x} = Pk + Td \cdot Tp = 4096 \text{ bit/g} \quad u(x) = 1,79 \cdot 10^{-4} \text{ g}$$

$$W_{T_0} = \frac{\partial B_p}{\partial T_0} = Td(Pk + Td \cdot Tp) = 0 \quad u(T_0) = 0,289 \cdot 10^{-3} \text{ g/°C}$$

$$W_{Tr} = \frac{\partial B_p}{\partial Tr} = Pk + Td \cdot Tp = 4096 \text{ bit/g} \quad u(Tr) = 27,713 \cdot 10^{-3} \text{ g}$$

$$W_{Np} = \frac{\partial B_p}{\partial Np} = Pk + Td \cdot Tp = 4096 \text{ bit/g} \quad u(Np) = 23,09 \cdot 10^{-3} \text{ g}$$

$$W_{Pk} = \frac{\partial B_p}{\partial Pk} = Np + Tr + x + T_0 \cdot Td = 0,97314 \text{ g} \quad u(Pk) = 0,2887 \text{ bit/g}$$

$$W_{Tp} = \frac{\partial B_p}{\partial Tp} = Td \cdot (Np + Tr + x + T_0 \cdot Td) = 0 \quad u(Tp) = 0,577 \cdot 10^{-3} \text{ /°C}$$

$$W_{Td} = \frac{\partial B_p}{\partial Td} = Tp(Np + Tr + x + T_0 \cdot Td) + T_0(Pk + Td \cdot Tp) = 0 \quad u(Td) = 1,155 \text{ °C}$$

Suminė neapibrėžtis:

$$u(B_p)_\Sigma = \sqrt{(4166,7 \cdot 1,79 \cdot 10^{-4})^2 + (4166,7 \cdot 27,713 \cdot 10^{-3})^2 + (4166,7 \cdot 23,09 \cdot 10^{-3})^2 + (0,97314 \cdot 0,2887)^2}$$

$$= 150 \text{ bitų.}$$



Toliau skaičiuojama programinės įrangos įtaka matavimo rezultatų atvaizdavimo neapibrėžčiai (21 lentelė).

**21 lentelė.** Programinės įrangos parametrai

| Specifikacija                          | Vertė              | Matavimo vienetai |
|--|--------------------|-------------------|
| Keitimo koeficientas 1                 | 0,24               | mg/bit            |
| Matavimo rezultato apvalinimo paklaida | $1 \cdot 10^{-16}$ | g                 |

Skaičiuojama standartinė neapibrėžtis (22 lentelė).

**22 lentelė.** Programinės įrangos neapibrėžties sandai

| Dydis                   |       | Įvertis      | Standartinė neapibrėžtis                        |
|-------------------------|-------|--------------|---|
| Įėjimo vertė            | $B_p$ | 4055         | $u(B_p) = 150$ bit                              |
| Keitimo koeficientas    | $K_s$ | 4096,0 bit/g | $u(K_s) = \frac{0,1}{2\sqrt{3}}$ bit/g          |
| Paklaida dėl apvalinimo | $P_k$ | 0 g          | $u(P_k) = \frac{1 \cdot 10^{-16}}{2\sqrt{3}}$ g |

Sudaromas programinės įrangos matematinis modelis:

$$Y_G = \frac{B_p}{K_s} + P_k. \quad (19)$$

Programinės įrangos įėjimo vertės neapibrėžtį sudaro suminė akcelerometro neapibrėžtis. Priimama, kad keitimo koeficientų paklaida yra lygi pusei mažiausio reikšminio skaičiaus, o tikimybinis pasiskirstymas stačiakampis. Taip pat įvertinama paklaida dėl apvalinimo, nes programinė įranga vartotojui pateikia ribotą kiekį skaitmenų.

Įtakos koeficientai skaičiuojami kiekvienam matematinio modelio įeinančiam nariui, skaičiuojant dalines išvestines.

$$W_{B_p} = \frac{\partial Y_G}{\partial B_p} = \frac{1}{K_s} = 24 \cdot 10^{-6} \text{ g/b} \quad u(B_p) = 150 \text{ g}$$

$$W_{K_s} = \frac{\partial Y_G}{\partial K_s} = -\frac{B_p}{K_s^2} = 233,2 \cdot 10^{-6} \text{ g}^2/\text{b} \quad u(K_s) = 0,2887 \text{ g/bit}$$

$$W_{P_k} = \frac{\partial Y_G}{\partial P_k} = -1 \quad u(P_k) = 2,887 \cdot 10^{-17} \text{ g}$$

Suminė neapibrėžtis:

$$u(Y_G)_\Sigma = \sqrt{(24 \cdot 10^{-6} \cdot 150)^2 + (233,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2887)^2 + (-1 \cdot 2,887 \cdot 10^{-17})^2} = 0,0036 \text{ g}$$

Išplėstinė neapibrėžtis, kai pasiklovimo lygmuo  $p = 95$  %:

$$U = 2 \cdot \pm 0,0036 = \pm 0,0072g.$$

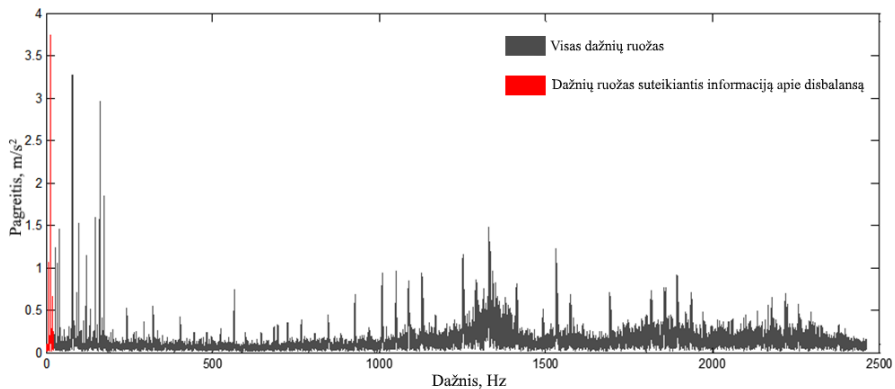
Didžiausią indėlį į neapibrėžties skaičiavimą įnešė savitas jutiklio elektrinis triukšmas. Jo įtaka matavimo rezultatams gali būti sumažinta, vidurkinant matavimo rezultatus arba mažinant viršutinę žemųjų dažnių filtro dažnio ribą.

### 3.3. Malūnsparnio rotoriaus disbalanso parametrų matavimo sistemos fazinės dažninės charakteristikos tyrimas

Malūnsparnio rotorius balansuojamas pagal rotoriaus virpesių, kurių dažnis yra lygus sukimosi dažniui, amplitudę ir fazę. Amplitudė suteikia informaciją apie disbalanso masės dydį, o fazė – apie jos poziciją rotoriuje pasirinkto atskaitos taško atžvilgiu. Pagal fazės suteiktą informaciją apskaičiuojama rotoriaus balansavimo svarelis pozicija. Tad fazės matavimo tikslumas leidžia kokybiškiau subalansuoti rotorių.

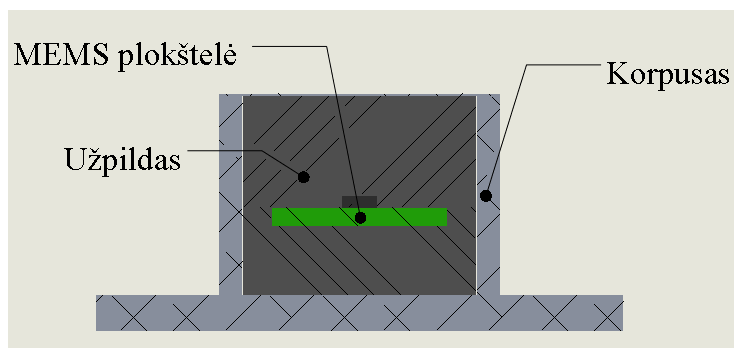
Kadangi darbinis malūnsparnio menčių sukimosi dažnis skrydžio metu yra apie 6 Hz, pagreičio keitiklio apatinė dažnių riba turi būti kelis kartus mažesnė ir siekti Hz dalis. Keitiklio apatinė dažnių riba turi įtakos amplitudžių matavimui, o kas svarbiausia, dar didesnė jos įtaka pasireiškia matuojant fazes. Dėl šios priežasties matavimo sistemoje nėra naudojama pjezoelektrinis jutiklis, nes šios tipo jutiklių apatinė dažnių matavimo riba yra keli Hz.

MEMS tipo pagreičio jutiklių apatinė dažnių matavimo riba yra 0 Hz, rezonansinis dažnis siekia kelis kHz, tačiau jų trūkumas yra mažas dinaminis diapazonas. Malūnsparnio rotorius skleidžia ir virpesius, kurių dažnis yra keli kilohercai (31 pav.). Šie virpesiai gali sukelti jutiklio perkrovą ir jų filtravimas išėjime elektriniu ar programiniu būdu yra beprasmis.



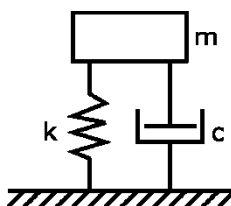
31 pav. Malūnsparnio rotoriaus virpesių spektras

Šiame darbe buvo pasiūlyta virpesių matavimo modulio konstrukcija, kurioje spausdintinė plokštė su MEMS jutikliu yra įrengta korpuse (32 pav.), kuris užpildytas korėtos medžiagos. Medžiaga apriboja jutikliui perduodamų virpesių dažnių diapazoną iki kelių šimtų Hz.



32 pav. Pagreičio jutiklio modulio konstrukcija

Pagal konstrukciją sudarytas mechaninis modelis pateiktas 33 pav.



33 pav. Pagreičio jutiklio mechaninis modelis:  $m$  – spausdintinės plokštės su MEMS jutikliu masė;  $k$  – užpildo sąlygojamas standumas;  $c$  – slopinimo koeficientas

Tokio modelio fazinė dažnio charakteristika aprašoma lygtimi [87]:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{-2c\Omega}{\omega_0^2 - \Omega^2}, \quad (20)$$

čia  $\Omega$  – kintamasis kampinis dažnis;  $\omega_0$  – rezonansinis dažnis, kuris priklauso nuo sistemos standumo bei masės:

$$\omega_0 = \sqrt{k/m}. \quad (21)$$

Slopinimo koeficientas aprašomas:

$$c = \frac{\omega_0}{2Q}, \quad (22)$$

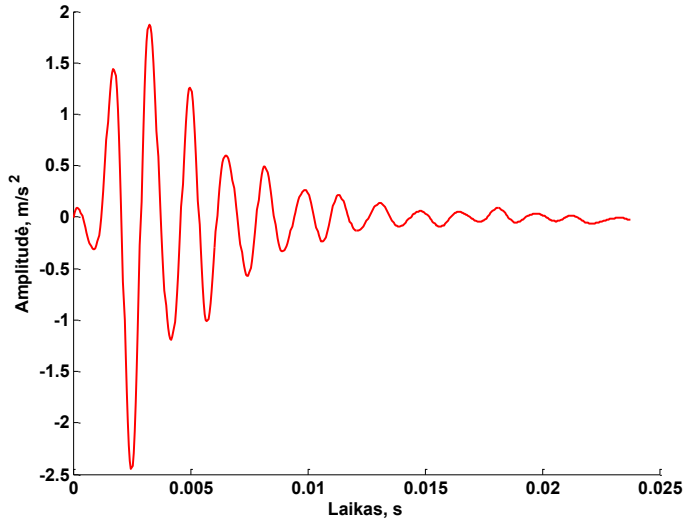
čia  $Q$  – kokybė, kuri gali būti randama eksperimentiškai iš jutiklio amplitudinės dažnio charakteristikos.

I (20) įstatę  $c$  išraišką (21) ir įvertinę, kad  $\omega_0^2 \gg \Omega^2$  gauname:

$$\operatorname{tg} \varphi = -\frac{\Omega}{Q\omega_0}, \quad (23)$$

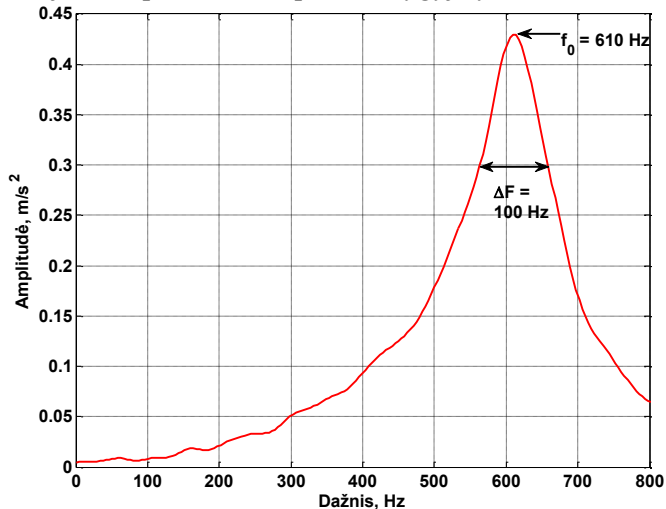
$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(-\frac{\Omega}{Q\omega_0}\right).$$

Pagal pateiktą išvedimą, norint rasti fazės poslinkį, reikia eksperimentiniu būdu gauti matavimo jutiklio modulio rezonansinį dažnį ir jo kokybę. Tam atliekamas eksperimentas, kurio metu jutiklio modulis sužadinas vienetiniu impulsu. Gaunama impulsinė charakteristika laiko ašyje, kuri pateikta 34 pav.



34 pav. Pagreičio jutiklio modulio impulsinė laikinė charakteristika

Iš šios impulsinės charakteristikos apskaičiuojamas dažnių spektras, kuris pateiktas 35 pav. Apskaičiuotas spektras atskleidžia, kad modulio rezonansinis dažnis yra 610 Hz, o juostos plotis 0,7 amplitudės lygyje yra 100 Hz.



35 pav. Pagreičio matavimo jutiklio modulio impulsinės perdavimo charakteristikos spektras

Apskaičiuojama kokybė:

$$Q = \frac{f_0}{\Delta F} = \frac{610}{100} = 6,1. \quad (24)$$

Pagal (23) skaičiuojamas fazės poslinkis esant 12 Hz dažniui:

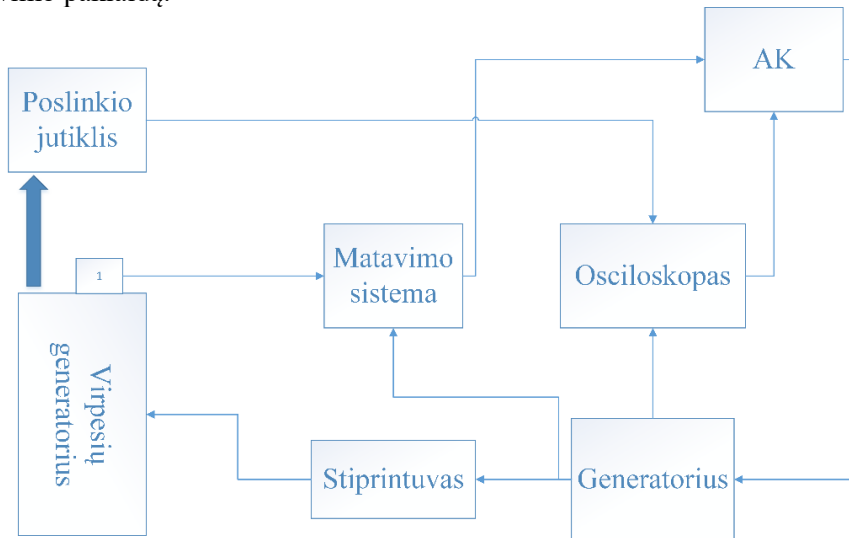
$$\varphi = \arctg\left(-\frac{2\pi \cdot 12}{6,1 \cdot (2\pi \cdot 610)}\right) = 0,19^\circ.$$

Apskaičiuotas fazės poslinkis yra nereikšmingas ir neturintis įtakos fazės matavimams. Tačiau taip buvo įvertinta tik paties pagreičio jutiklio modulio sukeltas fazės poslinkis.

Norint įvertinti visos sukurtos matavimo sistemos virpesių matavimo fazės dažninę charakteristiką buvo atliktas tyrimas naudojant toliau pateiktą įrangą:

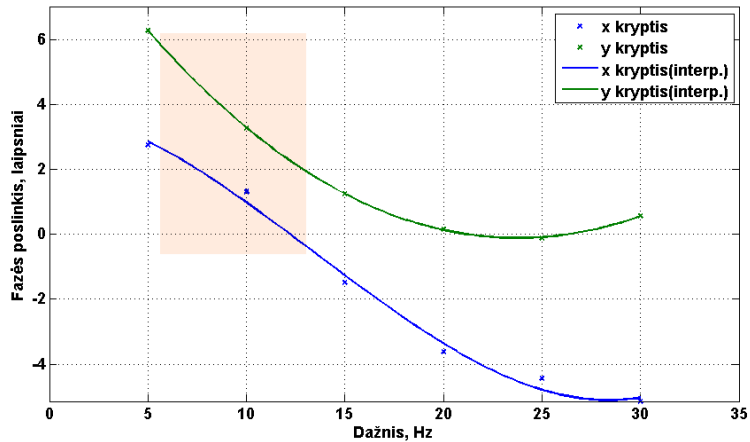
- tiriamą matavimo sistemą;
- virpesių generatorius TIRA TV 52110 ir stiprintuvas BAA 120 [88];
- signalų generatorius „Tektronix“ AFG3021 [89];
- osciloskopas „Rigol“ DS2072A [90];
- lazerinis poslinkio jutiklis LTC200-100 [68].

Tyrimo metu žinomo dažnio harmoninis signalas iš generatoriaus siunčiamas į stiprintuvą, iš kurio – į virpesių generatorių (36 pav.). Įrenginių sinchronizacijai naudojamas sinchronizacijos signalas iš generatoriaus, kuris pasiekia tiek osciloskopą, tiek tiriamą matavimo sistemą. Ant vibrostendo yra įtvirtintas tiriamos matavimo sistemos akcelerometras. Matavimo sistemos išmatuota virpesių signalo fazė yra palyginama su išmatuota, naudojant lazerinį poslinkio jutiklį. Lyginant įvertinama, kad pagreitis yra antroji poslinkio išvestinė. Palyginimas atliekamas kompiuteryje. Išmatuotų fazių skirtumas parodo tiriamos matavimo sistemos fazės matavimo paklaidą.



36 pav. Tyrimo įrangos išdėstymo schema

Gauti fazės dažninės charakteristikos rezultatai pateikti 37 pav. Rezultatai rodo, kad augant dažniui fazės poslinkis didėja.



37 pav. Matavimo sistemos fazinė dažninė charakteristika. Paženklinta zona (6–12 Hz), kurioje dirbama tiriant malūnsparnio rotoriaus charakteristikas

Tiriant malūnsparnio rotoriaus virpesius, nagrinėjami viengubo ir dvigubo sukimosi dažnio virpesiai. Esant įprastam malūnsparnio skrydžio režimui, šie virpesiai yra 6 ir 12 Hz dažnio. Kaip rodo gauta matavimo sistemos fazinė charakteristika, iki 20 Hz fazės poslinkis, lyginant su atraminiu poslinkiu, yra iki 6° laipsnių. Šis fazės poslinkis nėra reikšmingas malūnsparnio matavimo sistemoje, nes pagal matavimo rezultatus, vykdant rotoriaus balansavimą su išorine mase, ši dėl rotoriaus konstrukcijos gali būti dedama tik dviuose pozicijoje, kurios atskirtos 180° kampu.

Viso matavimo sistemos trakto fazinės charakteristikos tyrimas taip pat leidžia sukurti fazės pataisų lentelę, dėl kurios fazės matavimo rezultatas būtų patikslinamas.

### 3.4. Malūnsparnio rotoriaus balansavimo kokybės tyrimas

Malūnsparnio rotoriaus balansavimo procedūra prasideda atliekant reguliarias aptarnavimo procedūras – rotoriaus ir menčių apžiūrą, kurios metu tikrinama, ar nėra rotoriaus sistemos komponentų pažeidimo ir nusidėvėjimo. Malūnsparnio „Calidus“ (38 pav.) rotoriaus galvos ir stebulės konstrukcija parodyta 39 pav. [91]. Praėjus tam tikram numatytam skrydžio valandų skaičiui, mentės su rotoriaus stebule nuimamos nuo rotoriaus galvos. Kituose etapuose centrinė menčių ašis sulyginama su rotoriaus stebule, vienkartinio naudojimo komponentai pakeičiami naujais.



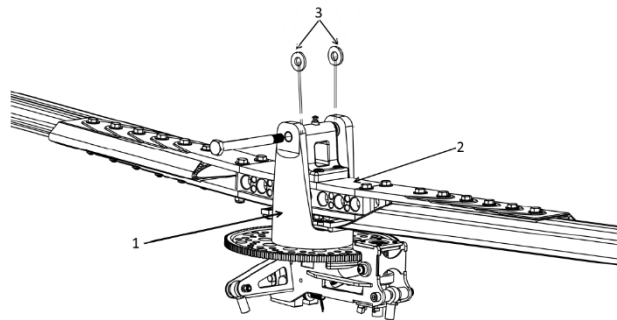
**38 pav.** Malūnsparnis „Calidus“ ir matuojant naudojamų jutiklių išdėstymo vietas

Malūnsparnio masių ir aerodinaminis balansavimas atliekamas trimis metodais:

- pridėtinės masės mentei suteikimas;
- atakos kampo keitimas abiem mentėms;
- rotoriaus stebulės pozicijos keitimas rotoriaus galvos atžvilgiu.

Kitaip negu dauguma sraigatarnių, malūnsparnis turi tik dvi mentes vietoje keturių. Todėl yra tik dvi galimos balansavimo masės pozicijos. Tai sumažina masės svorio ir pozicijos kombinacijas, kurias prieinamos rotoriumi balansuoti.

Balansuojant malūnsparnių rotorijų pridėtinės masės mentims balansuoti buvo dedamos į mentės vidų. Dėl išcentrinės jėgos balansavimo masė atsidurdavo išoriniame mentės gale. Per atliktus balansavimo eksperimentus buvo naudojami poveržlės, kurių masė – 0,7–1,4 g. „Calidus“ menčių ilgis – 4,22 m. Skrydžio metu jos sukasi 360 rpm greičiu. Esant šiam menčių ilgiui ir sukimosi greičiui, bet kuris mentės gale esantis svoris yra veikiamas 611 g pagrečiu. Tuo atveju, jeigu poveržlė sveria 1 g ir jai esant išoriniame mentės gale, skrydžio metu sukuriama papildoma 6,0 N išcentrinė jėga. Tad net ir mažas balansinis svoris gali sukelti didelę įtaką rotoriaus virpesiams.



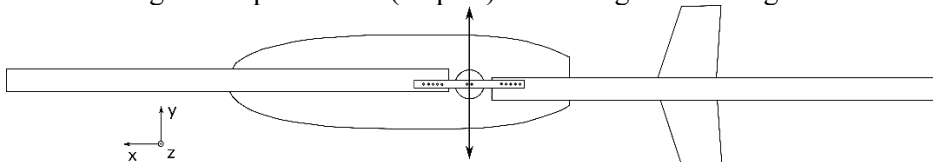
**39 pav.** Rotoriaus stebulės ir galvos konstrukcija: 1 – rotoriaus galva; 2 – rotoriaus stebulė; 3 – poveržlės

Kiekvienai mentei nepriklausomą atakos kampą nustatyti neįmanoma dėl specifinės malūnsparnio menčių ir rotoriaus konstrukcijos. Atakos kampo keitimo metodas padidina vienos mentės atakos kampą, tačiau sumažina kitos mentės atakos kampą. Atakos kampas keičiamas nuėmus rotoriaus stebulę ir mentes nuo rotoriaus galvos. Metalo folija įdedama tarp viršutinės rotoriaus stebulės dalies ir likusios konstrukcijos, kaip parodyta 40 paveiksle.



**40 pav.** Metalo folija (50  $\mu\text{m}$ ) tarp viršutinės rotoriaus stebulės dalies ir likusios konstrukcijos. Tokiu būdu pakeičiamas mentės atakos kampas

Metalo folijos lakštas, kurio storis yra 50  $\mu\text{m}$ , pakeičia abiejų menčių atakos kampą  $0,044^\circ$  laipsniais. Šis nežymus atakos kampo pokytis pagal (12) ir (13) formules, įvertinus malūnsparnio menčių geometriją bei profilį [92] ir 6 Hz sukimosi dažnį, suteikia papildomą 14 N keliamąją jėgą. Paskutinis rotoriumi balansuoti taikomas metodas yra rotoriaus stebulės paslinkimas rotoriaus galvos atžvilgiu. Rotoriaus stebulė gali būti perstatoma (41 pav.) rotoriaus galvos atžvilgiu.



**41 pav.** Rotoriaus stebulės pernešimo kryptis bei akcelerometrų kryptys

Šis perstatymas atliekamas parenkant poveržlių, esančių tarp rotoriaus galvos ir stebulės, storį (39 pav.). Malūnsparnio rotoriaus balansavimo eksperimento metu rotorius perstatytas 0,1 mm.

### 3.4.1. Eksperimentas ir rezultatai

Buvo atlikti trijų malūnsparnių virpesių matavimai: „Calidus“ (LY-BAR, LY-BBG) ir „MTO Sport“ (LY-MTO). Vibracijos matuotos skrendant tiesia trajektorija, pastoviuoju 100 km/h greičiu. Šių matavimų tikslas – gauti virpesių amplitudžių ir fazių informaciją, atliekant įvairius rotoriaus pakeitimus. Rezultatai pateikiami kaip virpesių amplitudės ir fazės lentelėse bei polinėse diagramose.

Sukaupți virpesių įrašai buvo atskirti pagal atskirus rotoriaus apsisukimus. Signalai buvo suvidurkinti laiko požiūriu ir išfiltruoti žemųjų dažnių filtru. Virpesių amplitudės buvo gautos pagal dažnių spektrą, fazės iš suvidurkinto ir filtruoto signalo.



Rotoriaus stebulė ir galvos elementai buvo derinami atsižvelgiant į matavimo rezultatus bei piloto patirtį, įgytą atliekant ankstesnes balansavimo procedūras.

Matavimai buvo atliekami per pradinį skrydį ir po įvairių derinimų:

- 1) pradinis skrydis (pradinė stebulės pozicija);
- 2) rotoriaus stebulė pastumta per 0,1 mm į kairę (pradinės pozicijos atžvilgiu);
- 3) 1,7 g svoris įdėtas į antrą mentę;
- 4) svoris pašalintas, rotoriaus stebulė perstumta per 0,05 mm į kairę (pradinės pozicijos atžvilgiu);
- 5) 1,7 g svoris įdėtas į pirmą mentę;
- 6) svoris pašalintas, rotoriaus stebulė perstumta per 0,1 mm į kairę (pradinės pozicijos atžvilgiu);

Matavimo rezultatai pateikti 23 lentelėje. Akcelerometrų ašių kryptys parodytos 41 paveiksle.

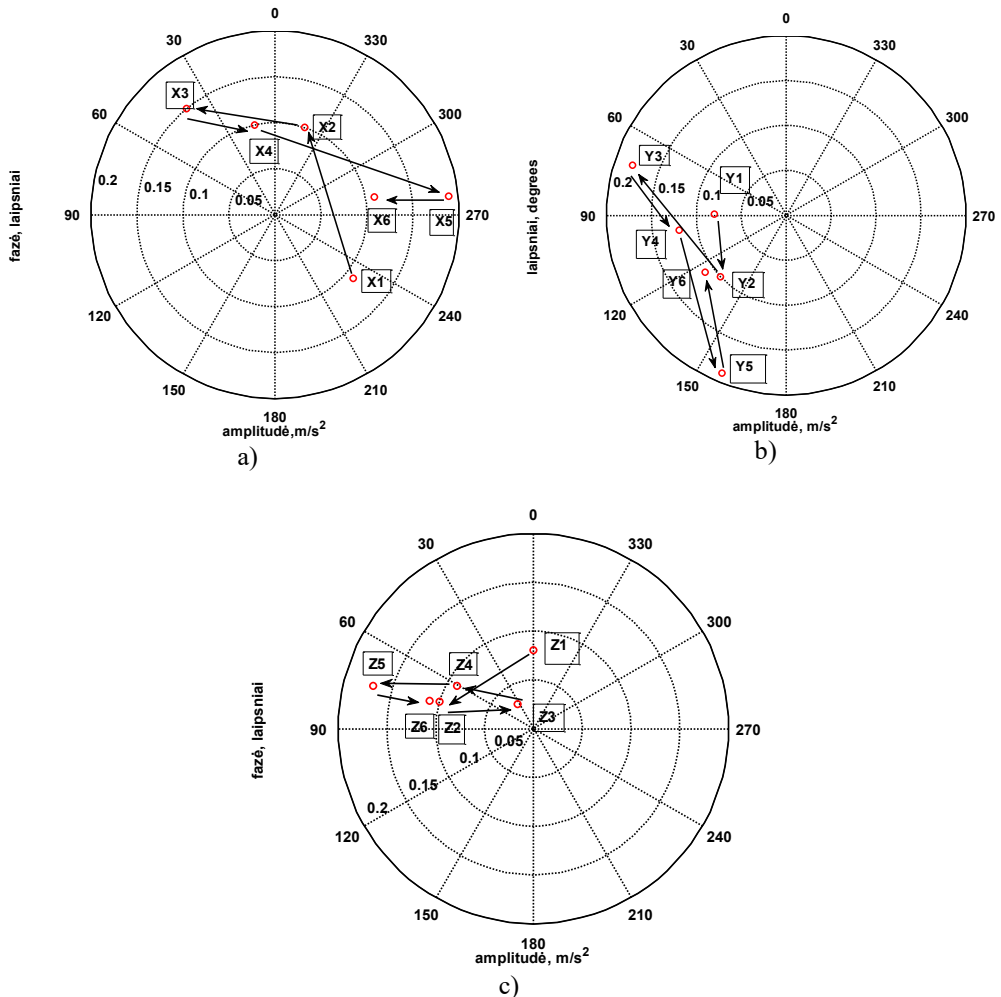
**23 lentelė.** Malūnsparnio „Calidus LY-BBG“ balansavimo rezultatai

| Skrydžio numeris | Rotoriaus virpesiai, X kryptis |                 | Rotoriaus virpesiai, Y kryptis |                 | Kabinos virpesiai, Z kryptis |                 | Kabinos virpesiai, Z kryptis, $2f$<br>amplitudė, $m/s^2$ |
|------------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|-----------------|------------------------------|-----------------|--|
|                  | amplitudė, $m/s^2$             | fazė, laipsniai | amplitudė, $m/s^2$             | fazė, laipsniai | amplitudė, $m/s^2$           | fazė, laipsniai |  |
| 1                | 0,11                           | 231             | 0,08                           | 89              | 0,08                         | 0               | 0,95   |
| 2                | 0,1                            | 341             | 0,1                            | 133             | 0,1                          | 74              | 0,63   |
| 3                | 0,15                           | 40              | 0,18                           | 72              | 0,03                         | 33              | 0,75   |
| 4                | 0,10                           | 13              | 0,12                           | 98              | 0,09                         | 61              | 0,66   |
| 5                | 0,19                           | 276             | 0,19                           | 158             | 0,17                         | 75              | 0,76   |
| 6                | 0,11                           | 280             | 0,11                           | 125             | 0,11                         | 75              | 0,70   |

Skaičiai pirmuose lentelės stulpeliuose rodo virpesių, kurių dažnis sutampa su rotoriaus sukimosi dažniu, amplitudes. Tarp pateiktų kabinos virpesių Z ašyje duomenų yra ir rotoriaus sukimosi dažnio, ir dvigubo sukimosi dažnio ( $2f$ ) amplitudės.

Virpesių amplitudė ir fazė taip pat pateiktos polinėse diagramose 42 pav., kiekvienam kanalui individualiai.

Fazė šiose diagramose didėja prieš laikrodžio rodyklę, kryptis sutampa su realia orlaivio menčių sukimosi kryptimi.  $0^\circ$  laipsnių taškas atspindi situaciją, kai pirma rotoriaus mentė yra išilgai malūnsparnio ir yra nukreipta ta pačia kryptimi, kaip ir orlaivio nosis.



**42 pav.** Malūnsparnio „Calidus LY-BBG“ virpesių polinės diagramos: a) rotoriaus virpesiai X ašimi; b) rotoriaus virpesiai Y ašimi; c) kabinos virpesiai Z ašimi

Rezultatai rodo, kad mažiausi virpesiai buvo išmatuoti antro ir šešto skrydžio metu, kai, lyginant su pirmuoju skrydžiu, rotoriaus stebulė buvo pastumta 0,1 mm į kairę. Nors ir virpesių lygis X ir Y ašyse išliko panašus, tačiau dvigubo sukimosi dažnio dedamoji kabinoje sumažėjo 30 %.

Sumažėjusio dvigubo sukimosi dažnio virpesiai buvo ne tik išmatuoti matavimo sistema, bet ir pilotas pajudo didesnę skrydžio komfortą.

Panašus balansavimo eksperimentas buvo atliekamas su malūnsparniu „Calidus LY-BAR“:

- 1) pradinis skrydis;
- 2) pakeistas atakos kampas (pirmos mentės padidintas  $0,044^\circ$  laipsnio, antros sumažintas tiek pat.);
- 3) 1,7 g svoris įdėtas į antrą mentę;

4) svoris paliktas, rotoriaus stebulė pastumta per 0,05 mm į kairę (pradinės padėties pirmo skrydžio metu atžvilgiu).

Virpesių matavimo rezultatai pateikti 24 lentelėje. Virpesiai buvo mažiausi trečiojo skrydžio metu, kai svoris buvo įdėtas į pirmą mentę.

**24 lentelė.** Malūnsparnio „Calidus LY-BAR“ balansavimo rezultatai

| Skrydžio numeris | Rotoriaus virpesiai, X kryptis |                 | Rotoriaus virpesiai, Y kryptis |                 | Kabinos virpesiai, Z kryptis |                 | Kabinos virpesiai, Z kryptis, 2f |
|------------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|-----------------|------------------------------|-----------------|----------------------------------|
|                  | amplitudė, m/s <sup>2</sup>    | fazė, laipsniai | amplitudė, m/s <sup>2</sup>    | fazė, laipsniai | amplitudė, m/s <sup>2</sup>  | fazė, laipsniai | amplitudė, m/s <sup>2</sup>      |
| 1                | 0,45                           | 352             | 0,42                           | 330             | 0,09                         | 283             | 0,68                             |
| 2                | 0,40                           | 352             | 0,41                           | 332             | 0,05                         | 318             | 0,73                             |
| 3                | 0,03                           | 53              | 0,10                           | 348             | 0,05                         | 349             | 0,90                             |
| 4                | 0,14                           | 143             | 0,07                           | 157             | 0,03                         | 332             | 0,67                             |

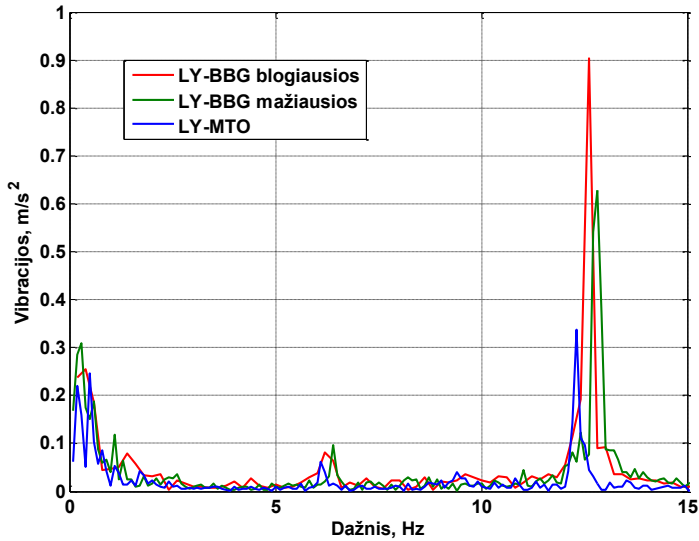
Vieno skrydžio metu virpesiai buvo matuojami malūnsparnyje „MTOsport“. Pasak piloto, šis malūnsparnis iš visų trijų pasižymėjo mažiausiais juntamais virpesiais. Matavimo rezultatai pateikti 25 lentelėje.

**25 lentelė.** Malūnsparnio „Calidus LY-MTO“ virpesių matavimo rezultatai

| Rotoriaus virpesiai, X kryptis.<br>Amplitudė, m/s <sup>2</sup> | Rotoriaus virpesiai, Y kryptis.<br>Amplitudė, m/s <sup>2</sup> | Kabinos virpesiai, Z kryptis.<br>Amplitudė, m/s <sup>2</sup> | Kabinos vibracijos, Z kryptis, 2f.<br>Amplitudė, m/s <sup>2</sup> |
|--|--|--|---|
| 0,25   | 0,1  | 0,06   | 0,337   |

Nors ir rotoriaus virpesių lygiai buvo panašūs į mažiausiuosius lygius malūnsparniuose „Calidus“, tačiau, pasak piloto, skrydis LY-MTO buvo komfortiščiausias. Taip pat virpesių kabinoje dažnio spektro analizė parodė, kad dvigubo sukimosi dažnio komponentės virpesių lygis buvo mažiausias tarp visų malūnsparnių.

43 paveiksle pateiktas malūnsparnių virpesių dažnių spektras, išmatuotas kabinoje.

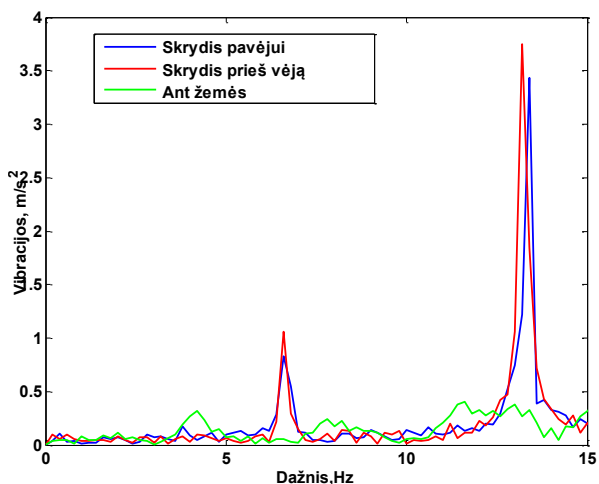


43 pav. Malūnsparnių virpesių dažnių spektras skrydžio metu kabinoje

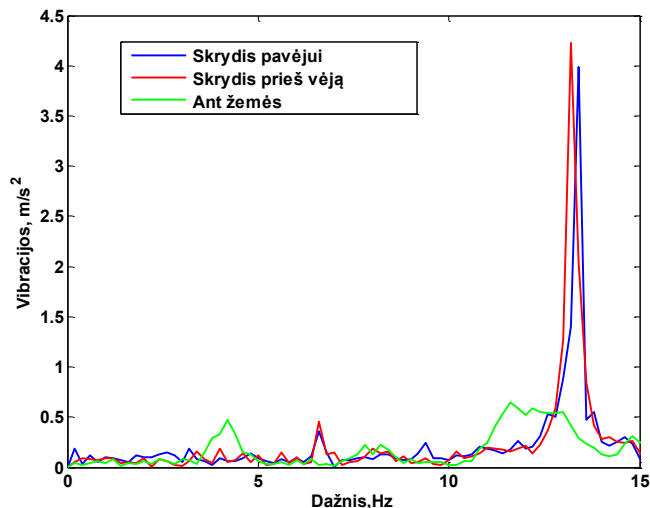
Matavimo rezultatai rodo, jog žemųjų dažnių diapazone vyrauja dvigubo sukimosi dažnio komponentė (12 Hz). Ji buvo sumažinta balansuojant rotorių, kitų komponentžių balansavimas nepaveikė arba paveikė nedaug.

### 3.5. Vėjo įtaka malūnsparnio rotoriaus virpesiams

Skrydžio sąlygos daro įtaką orlaivio virpesiams. Bandymai buvo atlikti su malūnsparniu ELA07S. 44 ir 45 paveiksluose parodyta, kaip virpesiai priklauso nuo skrydžio sąlygų. Akcelerometrų ašių kryptys išlieka tos pačios (41 pav.) kaip ir ankstesniuose eksperimentuose.



44 pav. Malūnsparnio ELA07S virpesių dažnio spektras. Virpesių jutiklio vieta – rotorius, X kryptis.



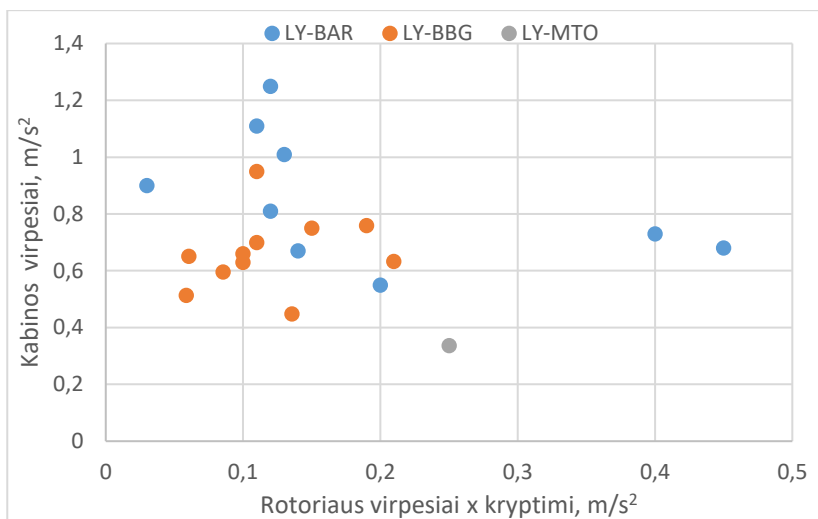
**45 pav.** Malūnsparnio ELA07S virpesių dažnio spektras. Virpesių jutiklio vieta – rotorius, Y kryptis

Ant žemės malūnsparnio rotorius sukosi 250 rpm (4,2 Hz) greičiu. Skrydžio metu šis greitis buvo 400 rpm (6,6 Hz). 44 ir 45 paveiksluose pateiktas matavimo rezultatų, gautų ant žemės ir skrydžio metu, palyginimas rodo, jog virpesiai padidėja visoje žemųjų dažnių juostoje. Komponentė, kuri nurodo dvigubo sukimosi dažnio spektrą, padidėja iki 3,5–4,0 m/s<sup>2</sup>, nors matavimo rezultatai, gauti ant žemės, šios komponentės neaptinkama.

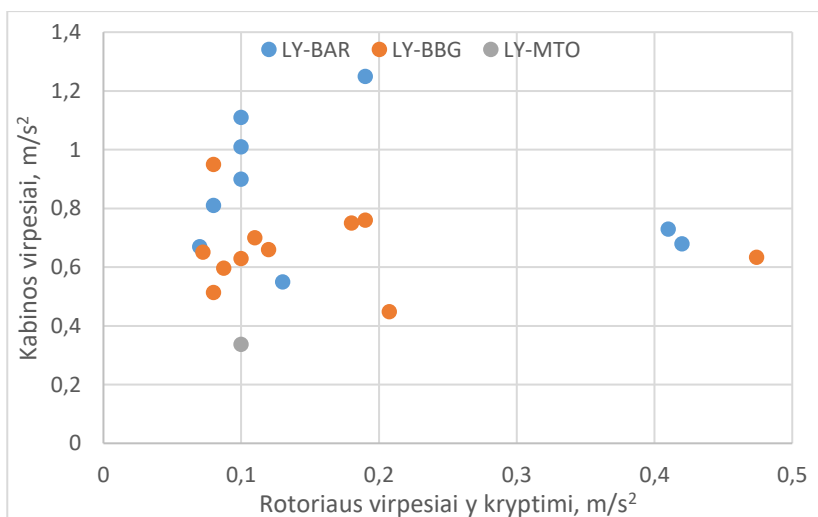
Rezultatai taip pat rodo, kad skrydžio prieš vėją metu padidėja menčių aerodinaminis pasipriešinimas, ir tai padidina rotoriaus virpesius.

### 3.6. Rotoriaus ir kabinos virpesių amplitudžių ryšio analizė

Rotoriaus balansavimas tiek pramonėje, tiek aviacijoje remiasi sukimosi dažnio virpesių amplitudės matavimu ir jos mažinimu, siekiant sumažinti disbalansą. Balansuojant rotorių, aviacijoje siekiama sumažinti ne tik rotoriaus virpesius, bet ir į kabiną perduodamus virpesius. Kaip parodė prieš tai atlikti bandymai, kabinoje vyrauja dvigubo sukimosi dažnio dedamoji. Iš tyrimų buvo matoma, kad sukimosi dažnio rotoriaus virpesiai balansuojant nėra susiję su dvigubo sukimosi dažnio virpesiais kabinoje. Šių virpesių, kurie buvo išmatuoti balansuojant malūnsparnio rotorių, ryšiai pateikti 46 ir 47 pav.



46 pav. Dvigubo sukimosi dažnio kabinos virpesių amplitudės priklausomybė nuo rotoriaus sukimosi dažnio virpesių amplitudės X kryptimi



47 pav. Dvigubo sukimosi dažnio kabinos virpesių amplitudės priklausomybė nuo rotoriaus sukimosi dažnio virpesių amplitudės Y kryptimi

Ši analizė parodo, kad, balansavimo metu mažinant rotoriaus sukimosi dažnio virpesių amplitudę, kabinos dvigubo sukimosi dažnio (vyraujančio) virpesių pokytis nėra prognozuojamas.

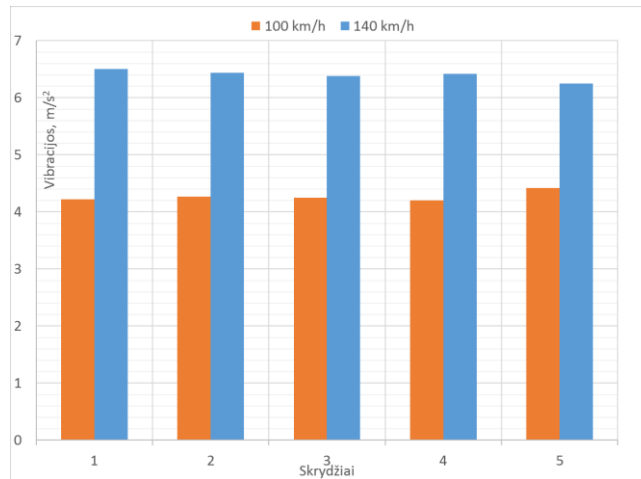
### 3.7. Virpesių signalų analizė esant skirtingam skrydžio greičiui

Malūnsparnio rotoriaus virpesiai vyksta tiek dėl masių, tiek dėl aerodinaminio disbalanso. Norint įsitikinti, kaip aerodinaminės jėgos veikia malūnsparnio rotorių,

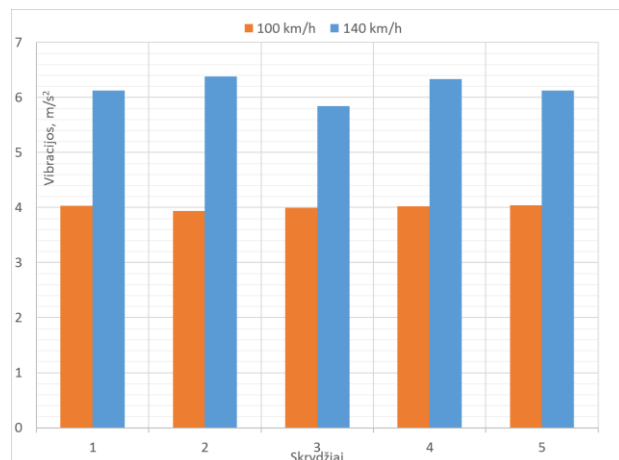
buvo atlikti skrydžiai skirtingu greičiu. Vieno skrydžio metu virpesių matavimai buvo atliekami tiek esant 100 km/h, tiek 150 km/h skridimo greičiui.

Pirmiausia buvo analizuojami bendri virpesiai tiek rotoriuje, tiek kabinoje. Kiekvienam matavimui virpesiai buvo registruojami 10 sekundžių, per kurias įvyko apie 600 rotoriaus apskukų. Skrendant tiek 100 km/h, tiek 150 km/h greičiu visi kiti skrydžio parametrai buvo vienodi. Tas pats vėjo greitis, kryptis, aukštis, skrydžio kryptis, pagrindinio rotoriaus sukimosi greitis.

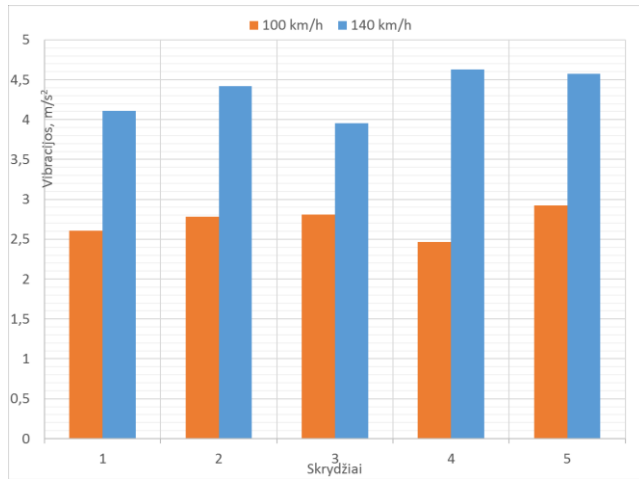
Bandymų rezultatai pateikti 48 - 50 paveiksluose. Juose pavaizduotos vidutinės kvadratinės atitinkamų virpesių reikšmės 0–800 Hz juostos plotyje.



48 pav. Rotoriaus vidutinis kvadratinis virpesių lygis X kryptimi penkių skrydžių metu



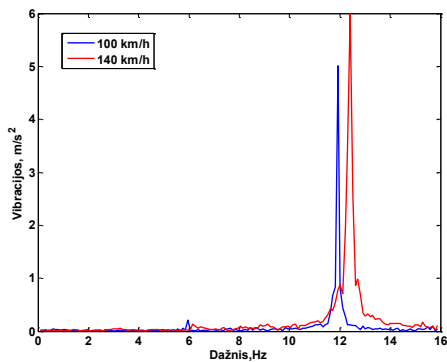
49 pav. Rotoriaus vidutinis kvadratinis virpesių lygis Y kryptimi penkių skrydžių metu



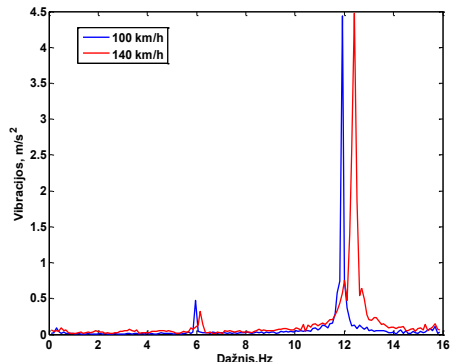
50 pav. Kabinos vidutinis kvadratinis virpesių lygis Z kryptimi penkių skrydžių metu

Kaip rodo matavimo rezultatai, vidutinis kvadratinis virpesių dydis išauga, kai malūnsparnis skrenda didesniu greičiu. Rotoriuje X kryptimi matuotų virpesių lygis išauga nuo 4,3 iki 6,4  $m/s^2$ , Y kryptimi – nuo 4,0 iki 6,2  $m/s^2$ . Virpesiai kabinoje Z kryptimi yra mažiausi, padidėja nuo 2,7 iki 4,3  $m/s^2$ . Nepriklausomai nuo virpesių matavimo vietos pastebėtas pastovus vibracijų padidėjimas, kuris lygus apie 50 %. Šis padidėjimas rodo, kad aerodinaminės jėgos turi didelę įtaką bendriems virpesiams.

Be bendrų virpesių pokyčio, padidėjus skrydžio greičiui, buvo analizuojamas ir virpesių signalo spektras esant žemesiems dažniams (iki 20 Hz). 51 ir 52 pav. pavaizduoti pavyzdiniai virpesių spektrai, kai malūnsparnis skrenda 100 ir 150 km/h greičiu. Virpesių dažnių spektro komponentė, kuri sutampa su rotoriaus sukimosi dažniu, yra bent kelis kartus mažesnė už dvigubo sukimosi dažnio komponentę. Rotoriui esant subalansuotam (52pav.), sukimosi dažnio komponentė sumažėja penkis kartus ir tampa vizualiai nematoma grafike.

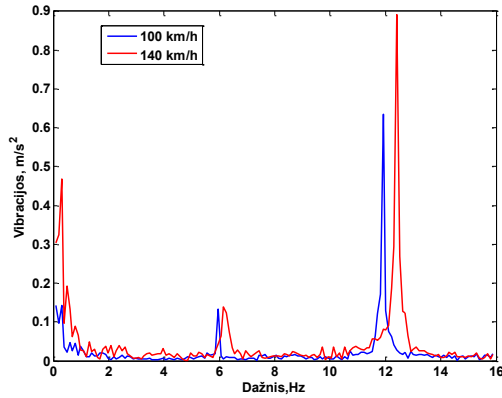


a)



b)



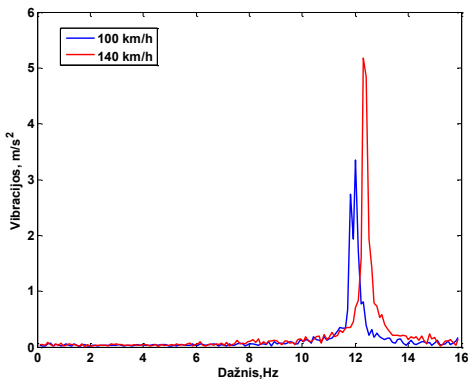


c)

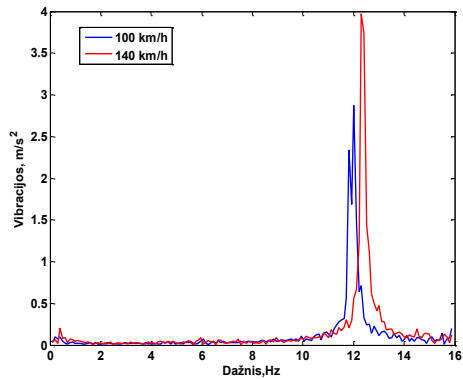
**51 pav.** Nesubalansuoto malūnsparnio rotoriaus virpesių žemojo dažnio spektras: a) rotoriaus virpesiai X kryptimi; b) rotoriaus virpesiai Y kryptimi; c) kabinos virpesiai Z kryptimi

Malūnsparniui skrendant didesniu kaip 150 km/h greičiu, dėl didesnio mentes veikiančio oro srauto virpesiai išauga absoliučiąja amplitude, pastebimai išauga dvigubo sukimosi dažnio vibracijos.

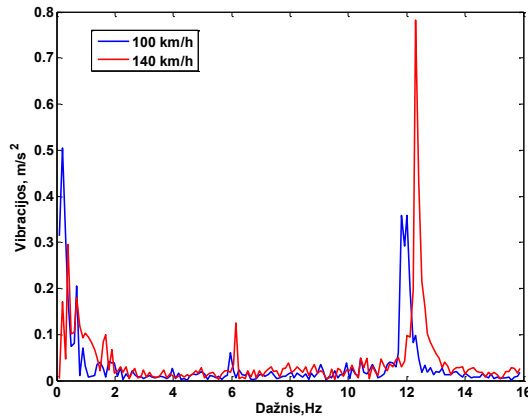
Nors ir pagal absoliučias reikšmes labiausiai išauga dvigubo sukimosi dažnio virpesių lygis, tačiau pagal santykinės vertes pagrindinio dažnio ir dvigubo sukimosi dažnio virpesiai auga panašiai.



a)



b)



c)

**52 pav.** Subbalansuoto malūnsparnio rotoriaus virpesių žemojo dažnio spektras: a) rotoriaus virpesiai X kryptimi; b) rotoriaus virpesiai Y kryptimi; c) kabinos virpesiai Z kryptimi

26 lentelėje pateikti apibendrinti penkių skydžių rezultatai. Jie rodo, kad didesnis skridimo greitis labiausiai padidina virpesius kabinoje (48 %), rotoriaus virpesiai X kryptimi padidėja 34 %, rotoriaus virpesiai Y kryptimi padidėja 6 %. Mažiausią rotoriaus virpesių padidėjimą Y kryptimi galima paaiškinti tuo, jog Y kryptis yra statmena skridimo kryptčiai ir ją mažiau veikia oro srautas.

**26 lentelė.** Vidutinis virpesių lygio padidėjimas lyginant 100 ir 140 km/h skrydžius

|                            | Rotoriaus X | Rotoriaus Y | Kabinos Z |
|----------------------------|-------------|-------------|-----------|
| Sukimosi dažnio,%          | 139,5       | 101,0       | 153,0     |
| Dvigubo sukimosi dažnio, % | 127,3       | 110,8       | 142,7     |

### 3.8. Išvados

Šiame skyriuje buvo aprašyti metodai (atakos kampo keitimas, rotoriaus stebulės pernešimas, balansavimo masės pridėjimas) naudojami malūnsparnių rotoriumi balansuoti. Parodyta, kokia yra šių metodų įtaka išmatuotiems rotoriaus virpesiams.

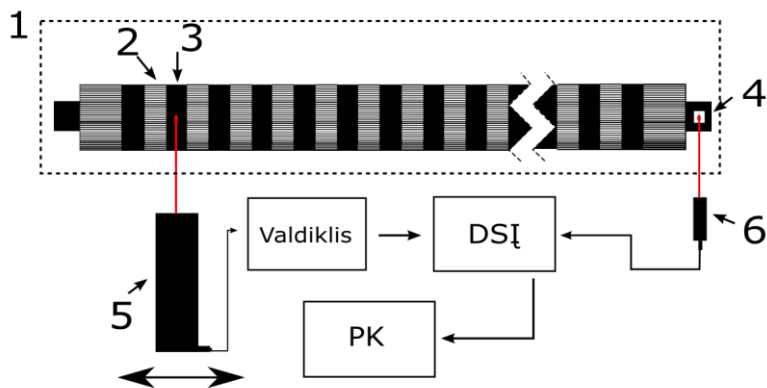
Matavimo rezultatai rodo, kad diskomfortą kabinoje sukelia virpesiai, kuriuose vyrauja dažnis, lygus dvigubam sukimosi dažniui. Šių virpesių lygis ne visuomet susijęs su paties rotoriaus virpesių lygiu, todėl sumažinti rotoriaus virpesius, užtikrinant mažiausią rotorinės sistemos komponentų poveikį, bet kartu išlaikyti ir mažus virpesius kabinoje, išlaikant pakankamą komforto lygį keleiviams ir pilotui, yra sudėtinga užduotis

Skirtumai tarp vibracijų spektro malūnsparnio skrydžio metu ir rotoriumi sukantis, malūnsparniui būnant ant žemės, parodo, kad dvigubo sukimosi dažnio komponentė yra sukeliamą per mentę einančio oro srauto ir yra jautri aerodinaminiam disbalansui.

#### 4. POSLINKIO MATAVIMO SISTEMOS PAUDOJIMAS POPIERIAUS LANKSTYMO MAŠINOS DARBINIŲ ŽIEDŲ KOKYBEI ĮVERTINTI

Tinkamas rotorinių sistemų veikimas užtikrina ne tik efektyvų darbą, leidžiamuosius nepageidaujamus virpesius, bet ir kai kuriais atvejais kokybiškų gaminių gamybą [63]. Viena iš specifinių rotorinių sistemų – popieriaus lankstymo mašina. Darbiniai jos elementai yra velenai su guminiais segmentais, kurie formuoja popieriaus gaminius. Šiems segmentams neatitikus gamintojo numatytų reikalavimų, atsiranda gaminių brokas – velenų žiedai nekokybiškai lanksto popierių.

Siekiant įvertinti velenų segmentų būklę ir diagnozuoti jų neleidžiamuosius poslinkius, buvo sukurta specifinė matavimo sistema (53 pav.). Ji leidžia bekontakčiu būdu matuoti velenų segmentų darbinių paviršių poslinkius atraminio taško atžvilgiu, taip pat įvertinti šių paviršių netolygumus. Lazerinis poslinkio keitiklis šioje matavimo sistemoje buvo pasirinktas, nes leidžia įvertinti konkrečių velenų atskirus darbinius segmentus. Sūkurinių srovių ir talpiniai poslinkio jutikliai šioje matavimo situacijoje yra netinkami, nes darbinių segmentų paviršius yra guminis. Naudoto poslinkio jutiklio matavimo diapazonas leidžia lanksčiai parinkti jo montavimo poziciją.



**53 pav.** Matavimo sistemos struktūra ir išdėstymas matuojamo objekto atžvilgiu: 1 – popieriaus lankstymo velenas; 2 – veleno segmentas; 3 – darbinis segmentas; 4 – atšvaitas; 5 – poslinkio matavimo galvutė; 6 – lazerinis atšvaito detektorius apskukams skaičiuoti. DSĮ – duomenų surinkimo sistema. PK – personalinis kompiuteris.

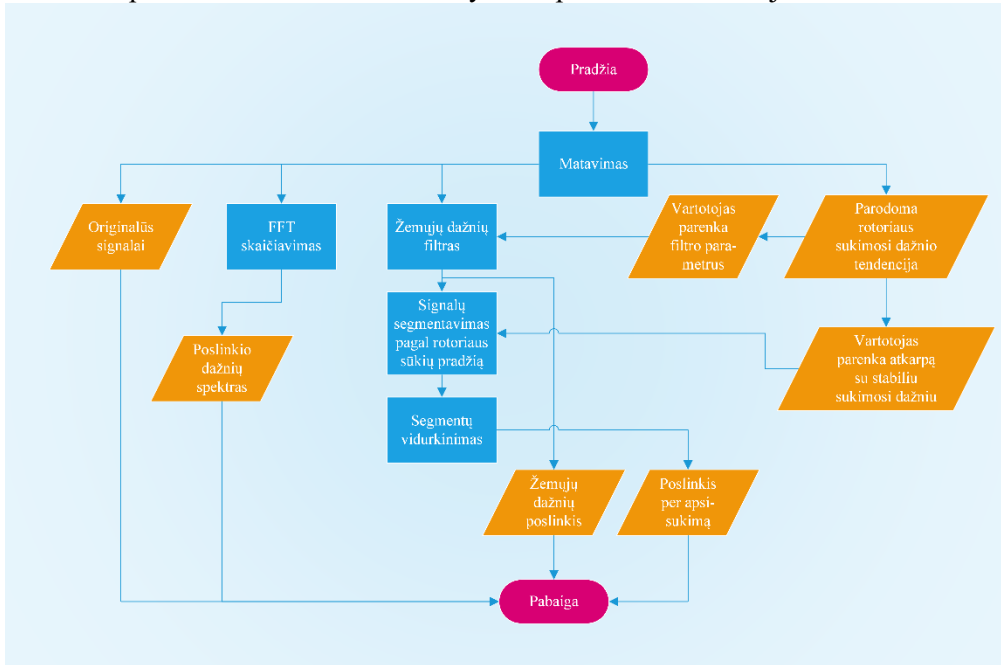
Matavimo sistemą sudaro bekontaktilis poslinkių jutiklis, jo valdiklis, atšvaito jutiklis apskukų informacijai gauti, duomenų surinkimo įrenginys ir kompiuteris su programine įranga matavimo rezultatams apdoroti, analizuoti bei vizualizuoti.

Lazerinio poslinkio matuoklio spindulys buvo nukreiptas į matuojamo veleno darbinius segmentus. Tai leido matuoti ne tik veleno poslinkius, bet ir darbinių segmentų (žiedų) paviršiaus netolygumą.

Lazerinis atspindžio jutiklis buvo nukreiptas į priklijuotą žymę (atšvaitą) ant veleno. Žymė suteikia informaciją apie sutartą apsisukimo pradžią. Tai leidžia

konkreiems apsisukimams priskirti matavimo rezultatus. Vėliau šie atskirti matavimo rezultatai yra suvidurkinami, taip sumažinant atsitiktines paklaidas ir išryškinant pasikartojančias poslinkio tendencijas.

Gauti matavimo rezultatai buvo apdoroti (54 pav.) naudojant žemųjų dažnių filtrą, taip paliekant žemojo dažnio komponentus, kurie atspindi veleno ir jų segmento poslinkius. Žemojo dažnio filtras buvo suprojektuotas naudojant „Matlab Filter Design & Analysis tool“ priemonę. Filtru savybės buvo pasirinktos pagal velenų darbinį linijinį greitį matuojant. 90 m/min sukimosi greitis atitinka 10 Hz dažnį. Norint išgauti informaciją apie veleno žemojo dažnio poslinkius iš gautų matavimo rezultatų buvo suprojektuotas baigtinės impulsinės charakteristikos „Equiripple“ filtras, kurio pralaidos juosta yra 30 Hz, užtvaros juosta prasideda ties 150 Hz. Kai kurie matavimai buvo atliekami esant 9 m/min sukimosi greičiui. Tai atitinka 1 Hz dažnį. Šiems matavimams buvo naudojamas filtras, kurio pralaidos juosta – 3 Hz, o užtvaros juosta prasideda ties 15 Hz. Matavimai buvo atlikti, kaupiant 100 apsuokų informaciją ir suvidurkinti, siekiant sumažinti atsitiktines matavimo paklaidas bei triukšmus ir išryškinti poslinkio tendencijas.

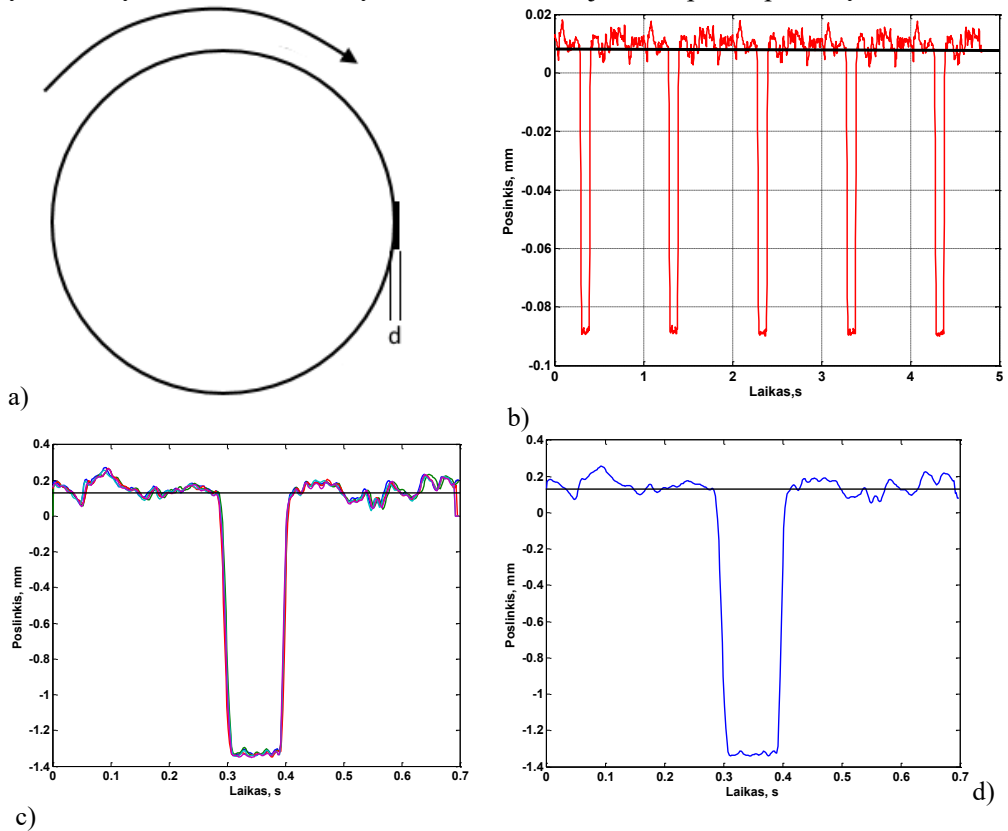


54 pav. Matavimo sistemos supaprastintas duomenų apdorojimo algoritmas

#### 4.1. Sistemos paklaidų analizė

Matavimo sistemoje poslinkiams matuoti naudojamas bekontaktis poslinkių matavimo keitiklis „LTC200-100“. Šio įrenginio matavimo neapibrėžties skaičiavimas pateiktas 27-28 puslapyje. Gauta 4,7  $\mu\text{m}$  matavimo B tipo išplėstinė neapibrėžtis. Ši neapibrėžtis buvo gauta įvertinant matavimus statiniu režimu. Popieriaus lankstymo mašinos velenų segmentų matavimai atliekami darbinium

režimu. Tad, norint įvertinti matavimų tikslumą, nutarta atlikti neapibrėžties įvertinimą dinaminio režimu. Įvertinama skaičiuojant A tipo neapibrėžtį.



**55 pav.** Matavimas A tipo neapibrėžčiai nustatyti: a) besisukantis rotorius su kalibravimo juostele; b) pradinis poslinkio signalas; c) sukloti keli poslinkio signalai; d) suvidurkintas poslinkio signalas

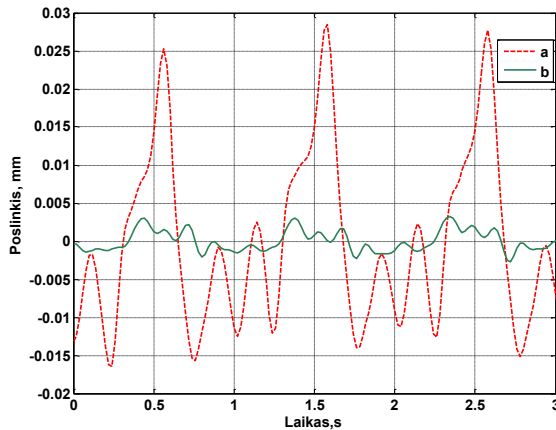
A tipo neapibrėžtis buvo skaičiuojama atlikus dinامينius matavimus, kurie atitinka popieriaus lankstymo mašinos velenų žiedų matavimo situaciją. Ant precizinio rotoriaus buvo užklijuota  $d = 0,1 \text{ mm}$  ( $\pm 3 \text{ }\mu\text{m}$ ) storio kalibravimo juostelė (55 pav.). Rotoriui sukantis „LTC 200-100“ jutiklis fiksavo poslinkius, kurie atitiko juostelės storį. Naudojant sūkių signalą, per keliolika apskukų išmatuoti poslinkiai buvo suvidurkinti (toku pat būdu, kaip ir atliekant velenų žiedų poslinkių matavimus). Įvertinus matavimo rezultatų standartinę nuokrypį ir kalibravimo juostelės storio paklaidą, apskaičiuota išplėstinė A tipo neapibrėžtis:

$$U_k = 2\sqrt{(S_x)^2 + \left(\frac{\Delta d}{\sqrt{3}}\right)^2} = 2\sqrt{0,5231^2 + \left(\frac{3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 3,6186 \text{ }\mu\text{m}.$$

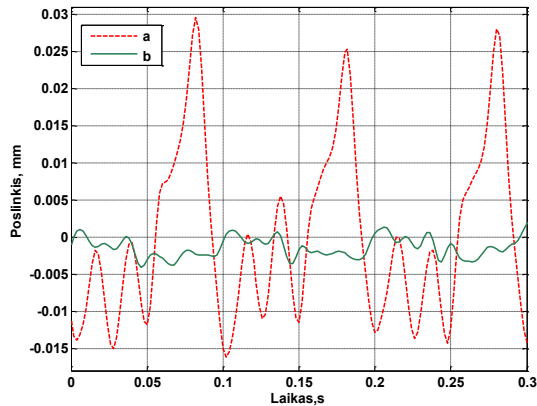
Ši gauta neapibrėžtis yra mažesnė. Ji yra gauta įvertinant atstumo matavimą statiniu režimu, nes buvo įvertinta, kad pradiniai matavimo rezultatai yra vidurkinami, siekiant užtikrinti mažesnes atsiktines matavimo paklaidas.

## 4.2. Matavimo rezultatai

Ekspirimentai buvo atliekami spaustuveje, matuojant popieriaus lankstymo mašinos „Herzog & Heymann“ velenų žiedų poslinkius. Atlikant matavimus, buvo norima įvertinti dirbančios popieriaus lankstymo mašinos velenų darbinių žiedų poslinkius prieš jų renovaciją ir po jos. Pirmasis palyginimas, pateiktas 56 pav., buvo atliktas tiriant darbinių žiedų poslinkius ties 16 segmentu.



a)



b)

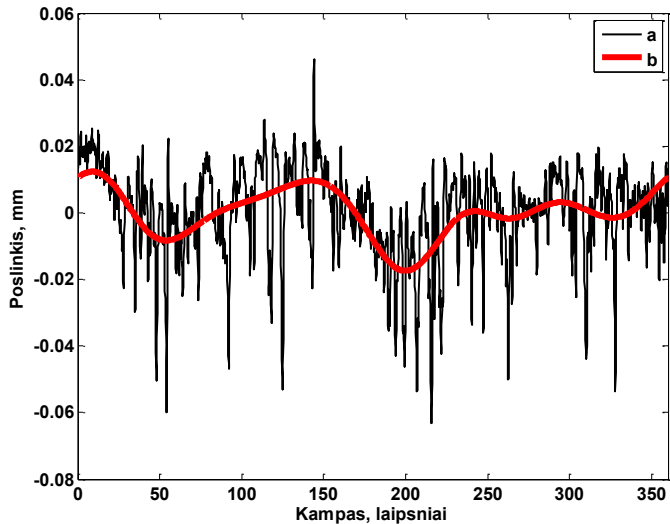
**56 pav.** Popieriaus lankstymo mašinos žiedų poslinkiai: a) velenų sukimosi greitis – 9 m/min; b) velenų sukimosi greitis – 90 m/min; a – prieš renovaciją; b – po renovacijos

Pateikti žemojo dažnio poslinkiai, kurie gauti pašalinus aukštojo dažnio dedamąsias. Rezultatai rodo, kad iki velenų renovacijos dviguba poslinkio amplitudė esant 9 m/min sukimosi greičiui, siekė 35  $\mu\text{m}$ , 90 m/min – 12  $\mu\text{m}$ . Po renovacijos, kaip ir buvo tikėtasi, poslinkiai sumažėjo – 5  $\mu\text{m}$  esant 9 m/min, 3  $\mu\text{m}$  – esant 90 m/min.

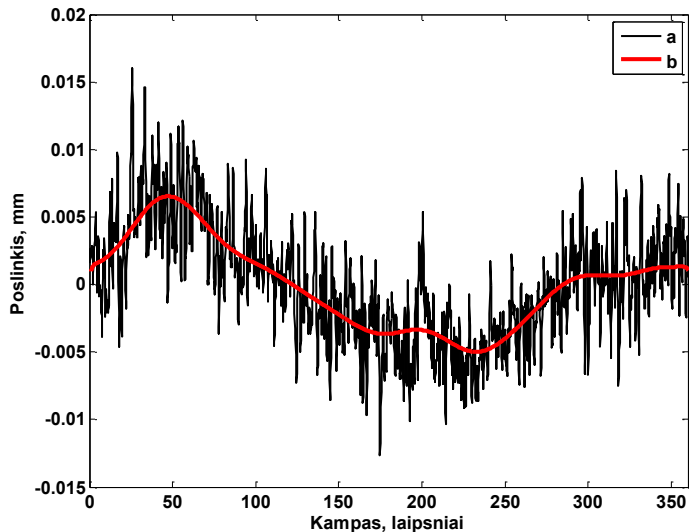
Charakteringų matavimo rezultatų laikinės charakteristikos, atspindinčios skirtumus tarp nerestauruotų ir restauruotų popieriaus lankstymo mašinos darbinių

žiedų, yra pateiktos 57 ir 58 pav. Pateikti rezultatai atspindi poslinkius per vieną veleno apsisukimą darbinio režimu, kai sukimosi greitis yra 90 m/min.

Išmatuoti poslinkiai rodo darbinių žiedų paviršiaus netolygumus ir šiurkštumą. Poslinkio žemojo dažnio dedamosios parodo veleno poslinkius apsisukimo metu. Matavimo rezultatai rodo, kad nerenovuotas velenas pasižymi ne tik didesniais žemojo dažnio poslinkiais, bet ir paviršius yra netolygus.

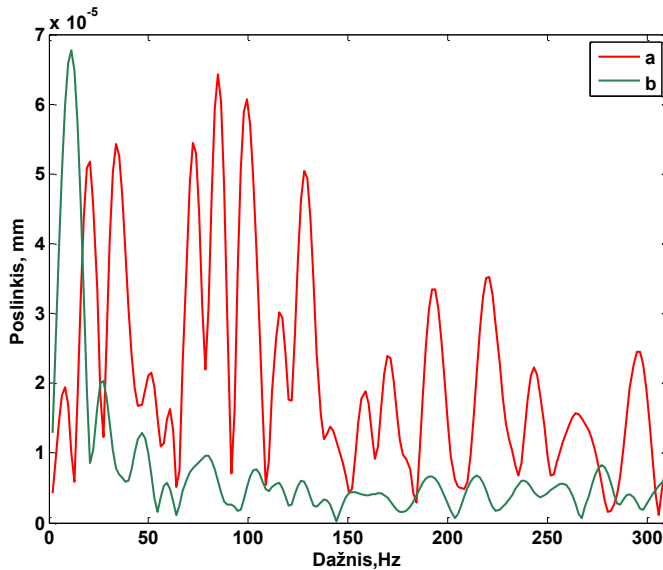


57 pav. Išmatuoti nerenovuoto veleno darbinio žiedo poslinkiai vieno apsisukimo metu: a) visa dažnių juosta; b) žemojo dažnio juosta



58 pav. Išmatuoti renovuoto veleno darbinio žiedo poslinkiai vieno apsisukimo metu: a) visa dažnių juosta; b) žemojo dažnio juosta

59 paveiksle pateiktas dažnių spektras parodo, kad nerenovuoto veleno spektras turi keliolika įvairaus dažnio komponentų, kurie nurodo, jog žiedų paviršius yra netolygus ir šiurkštus. Antrojo renovuoto veleno išmatuotų poslinkių dažnių spektre yra akivaizdi tik dažnio komponentė, kuri sutampa su veleno sukimosi dažniu. Kitos dažnio komponentės yra palyginti mažos. Tas rodo, kad darbinio žiedo paviršius yra lygesnis.

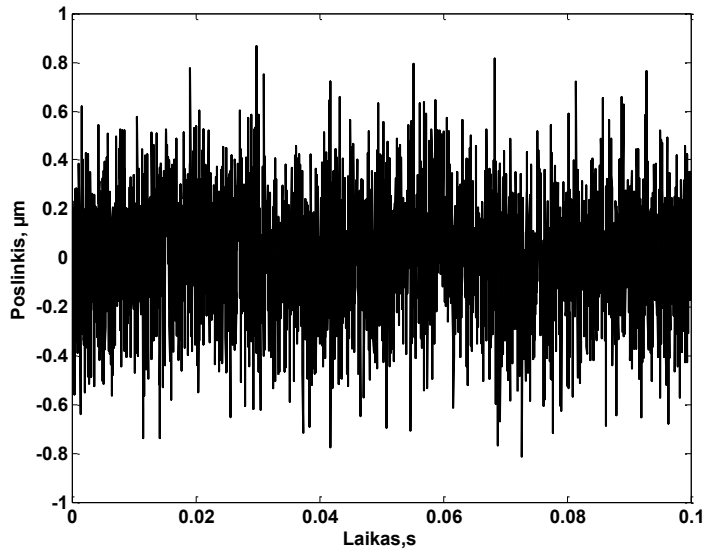


59 pav. Išmatuotų poslinkių dažnių spektras: a) nerenovuotas velenas; b) renovuotas velenas

Matavimo rezultatų analizė tiek laiko, tiek dažnio ašyje parodė, kad nerenovuotas velenas pasižymi ne tik didesne žemojo dažnio poslinkio amplitude, bet ir šiurkščiu ir netolygiu paviršiumi.

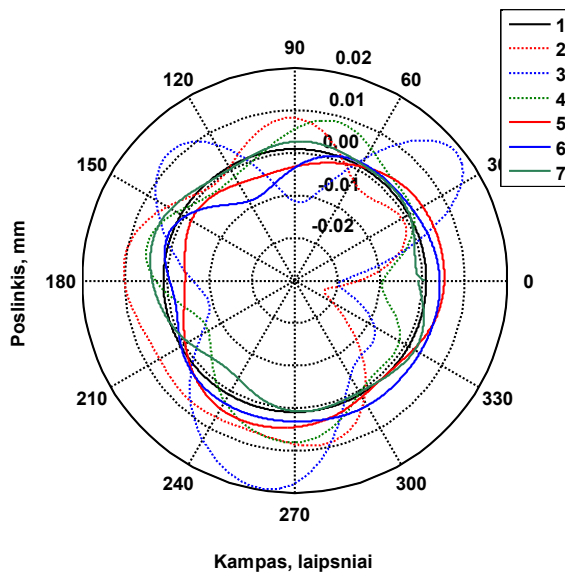
Norint parodyti, kad savitieji matavimo sistemos optiniai ir elektriniai triukšmai neturi reikšmingos įtakos veleno segmentų paviršiaus matavimams, buvo atliktas matavimas, nukreipus poslinkio jutiklio lazerio spindulį į statinėje padėtyje esantį segmento paviršių. Matavimo procesas buvo toks pat, kaip ir matuojant segmentus dinamikoje. Matavimo trukmė – 10 sekundžių. Gautas matavimo signalas buvo suskaidytas į 100 matavimo segmentų (tiek segmentų yra, kai matuojamas 10 Hz greičiu besisukantis velenas), kurie buvo suvidurkinti. Gautas rezultatas (60 pav.) parodė, jog apdorojus pirminio matavimo rezultatus, matavimo rezultatų optinio ir elektrinio triukšmo amplitudė yra mažesnė nei 1  $\mu\text{m}$ .



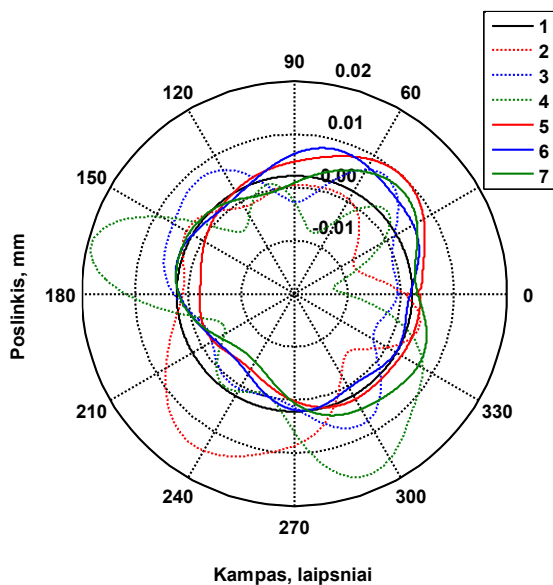


60 pav. Poslinkio matavimo triukšmas gautas, kai velenas nesisuka

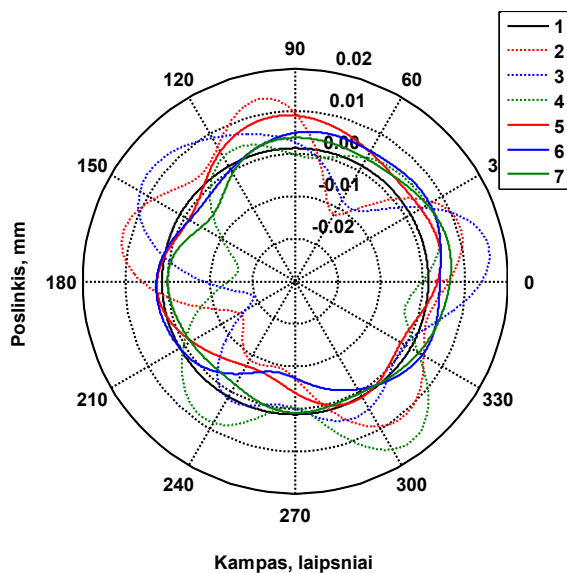
61 - 63 pav. pateiktos polinės diagramos su filtruotais žemojo dažnio velenų segmentų poslinkiais: 61 ir 63 paveiksle pateikiami matavimo rezultatai iš kraštuose esančių segmentų, o 62 paveiksle – viduryje.



61 pav. Išmatuoti veleno žiedų žemojo dažnio poslinkiai: 1 – ideali paviršiaus trajektorija; 2–4 – nerenovuoto veleno žiedų (1, 2, 3) poslinkiai; 5–7 – renovuoto veleno žiedų (1, 2, 3) poslinkiai

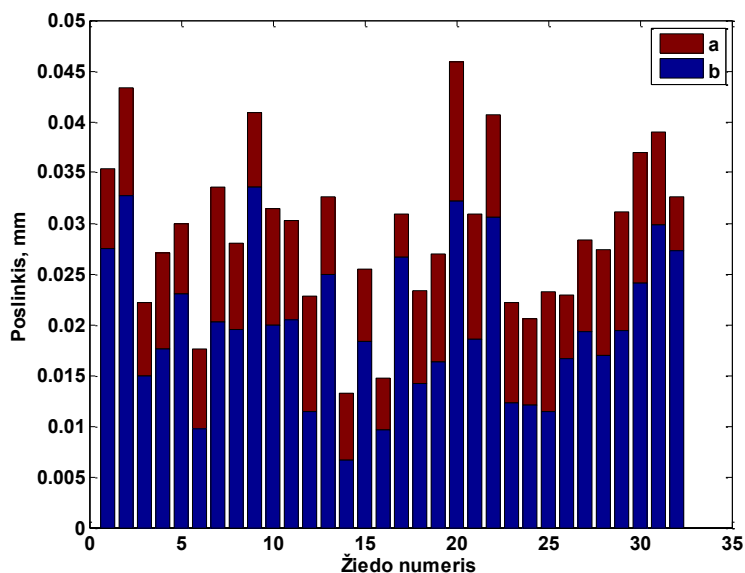


**62 pav.** Išmatuoti veleno žiedų žemo dažnio poslinkiai: 1 – ideali paviršiaus trajektorija; 2–4 – nerenovuoto veleno žiedų (15, 16, 17) poslinkiai; 5–7 – renovuoto veleno žiedų (15, 16, 17) poslinkiai



**63 pav.** Išmatuoti veleno žiedų žemo dažnio poslinkiai: 1 – ideali paviršiaus trajektorija; 2–4 – nerenovuoto veleno žiedų (30, 31, 32) poslinkiai; 5–7 – renovuoto veleno žiedų (30, 31, 32) poslinkiai

64 pav. pateiktos visų matuotų segmentų žemo dažnio poslinkio dvigubos amplitudės.



64 pav. Darbinių žiedų poslinkio amplitudės: a) prieš restauraciją; b) po restauracijos

Vidutinis darbinio žiedo poslinkis prieš restauraciją yra 19,9  $\mu\text{m}$ , standartinis nuokrypis – 7,3  $\mu\text{m}$ . Vidutinis poslinkis po restauracijos yra 9  $\mu\text{m}$ , standartinis nuokrypis – 2,5  $\mu\text{m}$ . Galima pastebėti, jog visų renovuoto veleno žiedų poslinkiai yra mažesni nei atitinkamų nerenovuotame veleno.

### 4.3. Išvados

Pasiūlyta matavimo sistema buvo išbandyta praktiškai tiriant veikiančią popieriaus lankstymo mašiną. Gauti rezultatai parodė, kad sistemos užtikrinimas matavimo tikslumas yra tinkamas nekokybiškiems velenų segmentams aptikti.

Atlikti matavimo rezultatai parodė, kad renovuotas ir nerenovuotas velenai skiriasi ne tik poslinkio dydžiais, bet ir paviršių šiurkštumu. Veleno segmentai prieš restauraciją ne tik pasižymi didesniais poslinkiais, bet ir netolygesniu paviršiumi.

Nerenovuoto veleno segmento poslinkių standartinis nuokrypis yra didesnis tris kartus. Tai gali lemti skirtingą traukiamąją jėgą tarp segmentų ir popieriaus pažeidimo tikimybę.

## 5. BENDROSIOS IŠVADOS

1. Sukurtos matavimo sistemos, taip pat ir grindžiamos bevielėmis technologijomis, skirtos specifinių rotorinių sistemų diagnostikai, įgyvendinančios pasiūlytus duomenų apdorojimo algoritmus ir užtikrina matuojamų dydžių – pagreičio, poslinkio, slėgio, jėgos bei sukimosi dažnio – matavimo reikiamus metrologinius parametrus.
2. Eksperimentai su kompleksinio balansavimo sistema parodė, kad pastoviomis sąlygomis (sukimosi greitis, pastovus išorinis oro srautas) mechaninis disbalansas gali kompensuoti aerodinaminį disbalansą, taip sumažindamas sistemos virpesius.
3. Dirbančių menčių skenavimas, matuojant jų profilį ir sukiamą dinaminį slėgį, leidžia fiksuoti geometrinius menčių pakitimus, kurie sukelia aerodinaminį disbalansą.
4. Atlikti malūnsparnio vibracijų matavimai skrendant ir ant žemės parodė, kad skrendant, skirtingai negu ant žemės, malūnsparnio kabinoje vyrauja virpesiai, kurių dažnis sutampa su dvigubu sukimosi dažniu. Dvigubo dažnio virpesių lygis yra šešis kartus didesnis už sukimosi dažnio virpesius. Šių virpesių lygis rotoriumi balansuojant yra nesusijęs su paties rotoriaus virpesiais.
5. Eksperimentai parodė, kad tiek malūnsparnio, tiek ventiliatoriaus rotoriaus virpesių dvigubo sukimosi dažnio dedamoji rodo menčių aerodinamines savybes.
6. Pasiūlyta ir aprobuota bekontakčio poslinkio matavimo metodika ir įranga leidžia su pakankama neapibrėžtimi įvertinti popieriaus lankstymo mašinos velenų segmentų darbinių žiedų kokybę.

## 6. Literatūra

1. **Muszynska, A.** *Rotordynamics*. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2005. ISBN ISBN 0-8247-2399-6.
2. *Machinery Fault Diagnosis*. [žiūrėta 2015-11-09]. Prieiga per internetą: [http://www.ludeca.com/brochures/Ludeca\\_Machinery-Fault-Diagnosis-Guide.pdf](http://www.ludeca.com/brochures/Ludeca_Machinery-Fault-Diagnosis-Guide.pdf).
3. **EDWARDS, S., LEES, A. and FRISWELL, M.** Fault Diagnosis of Rotating Machinery. *Shock and Vibration Digest*, 1998, vol. 30, no. 1. pp. 4-13.
4. **VASYLIUS, M., DIDŽIOKAS, R., MAŽEIKĀ, P. and BARZDAITIS, V.** The Rotating System Vibration and Diagnostics. *Mechanika*, 2008, no. 4 ISSN 1392-1207.
5. **MBA, D. and HALL, L.D.** The Transmission of Acoustic Emission Across Large-Scale Turbine Rotors. *NDT & E International*, 12, 2002, vol. 35, no. 8. pp. 529-539 ISSN 0963-8695.
6. **Xiaoqin Liu, Xing Wu and Chang Liu.** *A Comparison of Acoustic Emission and Vibration on Bearing Fault Detection*. , 2011 DOI 10.1109/TMEE.2011.6199353.
7. **QU, Y., BECHHOEFER, E., HE, D. and ZHU, J.** A New Acoustic Emission Sensor Based Gear Fault Detection Approach. *IJPHM Special Issue on Wind Turbine PHM (Color)*. pp. 32.
8. **DUTTON, A., et al.** *Acoustic Emission Condition Monitoring of Wind Turbine Rotor Blades: Laboratory Certification Testing to Large Scale in-Service Deployment*. , 2003.
9. **SCHROEDER, K., et al.** A Fibre Bragg Grating Sensor System Monitors Operational Load in a Wind Turbine Rotor Blade. *Measurement Science and Technology*, 2006, vol. 17, no. 5. pp. 1167.
10. **KNAPPETT, D. and GARCIA, J.** Blade Tip Timing and Strain Gauge Correlation on Compressor Blades. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2008, vol. 222, no. 4. pp. 497-506.
11. **RUSSHARD, P.** *Vibration Engineering and Technology of Machinery* Springer, 2015 *The Rise and Fall of the Rotor Blade Strain Gauge*, pp. 27-37.
12. **VOLANTHEN, M. and CAESLEY, R.** *Rotor Blade Monitoring*. Google Patents, 12/31, 2009.
13. **MEINLSCHMIDT, P. and ADERHOLD, J.** *Thermographic Inspection of Rotor Blades*. , 2006.
14. **BAGAVATHIAPPAN, S., et al.** Infrared Thermography for Condition Monitoring – A Review. *Infrared Physics & Technology*, 9, 2013, vol. 60. pp. 35-55 ISSN 1350-4495.
15. **FIDALI, M.** An Idea of Continuous Thermographic Monitoring of Machinery. *Image*, 2008, vol. 7, no. 11. pp. 15.
16. **GOLDMAN, P. and MUSZYNSKA, A.** Application of Full Spectrum to Rotating Machinery Diagnostics. *Orbit*, 1999, vol. 20, no. 1. pp. 17-21.
17. **WANG, W.J., CHEN, J., WU, X.K. and WU, Z.T.** THE APPLICATION OF SOME NON-LINEAR METHODS IN ROTATING MACHINERY FAULT DIAGNOSIS. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 7, 2001, vol. 15, no. 4. pp. 697-705 ISSN 0888-3270.

18. **WU, J., BAI, M.R., SU, F. and HUANG, C.** An Expert System for the Diagnosis of Faults in Rotating Machinery using Adaptive Order-Tracking Algorithm. *Expert Systems With Applications*, 4, 2009, vol. 36, no. 3, Part 1. pp. 5424-5431 ISSN 0957-4174.

19. **BAI, M., HUANG, J., HONG, M. and SU, F.** Fault Diagnosis of Rotating Machinery using an Intelligent Order Tracking System. *Journal of Sound and Vibration*, 2/23, 2005, vol. 280, no. 3-5. pp. 699-718 ISSN 0022-460X.

20. **PATEL, T.H. and DARPE, A.K.** Experimental Investigations on Vibration Response of Misaligned Rotors. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 10, 2009, vol. 23, no. 7. pp. 2236-2252 ISSN 0888-3270.

21. **PATEL, T.H. and DARPE, A.K.** Vibration Response of Misaligned Rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 8/21, 2009, vol. 325, no. 3. pp. 609-628 ISSN 0022-460X.

22. **SHORTLE, J.F. and MENDEL, M.B.** Predicting Dynamic Imbalance in Rotors. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 1, 1996, vol. 11, no. 1. pp. 31-35 ISSN 0266-8920.

23. **MA, H., et al.** A New Dynamic Model of Rotor-blade Systems. *Journal of Sound and Vibration*, 11/24, 2015, vol. 357. pp. 168-194 ISSN 0022-460X.

24. **KUNZ, D.L. and NEWKIRK, M.C.** A Generalized Dynamic Balancing Procedure for the AH-64 Tail Rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 9/25, 2009, vol. 326, no. 1-2. pp. 353-366 ISSN 0022-460X.

25. **SINGH, H.K., PAWAR, P.M., GANGULI, R. and SUNG, N.J.** On the Effect of Mass and Stiffness Unbalance on Helicopter Tail Rotor System Behavior. *Aircraft Eng & Aerospace Tech*, 03/21; 2015/11, 2008, vol. 80, no. 2. pp. 129-138 ISSN 0002-2667.

26. **BACHSCHMID, N., PENNACCHI, P. and VANIA, A.** IDENTIFICATION OF MULTIPLE FAULTS IN ROTOR SYSTEMS. *Journal of Sound and Vibration*, 7/4, 2002, vol. 254, no. 2. pp. 327-366 ISSN 0022-460X.

27. **KHELLADI, S., KOUIDRI, S., BAKIR, F. and REY, R.** Predicting Tonal Noise from a High Rotational Speed Centrifugal Fan. *Journal of Sound and Vibration*, 6/3, 2008, vol. 313, no. 1-2. pp. 113-133 ISSN 0022-460X.

28. **SHIBATA, K., TAKAHASHI, A. and SHIRAI, T.** FAULT DIAGNOSIS OF ROTATING MACHINERY THROUGH VISUALISATION OF SOUND SIGNALS. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 3, 2000, vol. 14, no. 2. pp. 229-241 ISSN 0888-3270.

29. **ABID, M., et al.** Tonal Prediction of a Faulty Axial Fan. *Applied Acoustics*, 10, 2012, vol. 73, no. 10. pp. 1022-1028 ISSN 0003-682X.

30. **Tamás Kalmár-Nagy, Bendegúz Dezső Bak, Tamás Benedek and János Vad.** Vibration and Noise of an Axial Flow Fan. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, vol. 56, no. 3. pp. 109-113.

31. **AL-BADOUR, F., SUNAR, M. and CHEDED, L.** Vibration Analysis of Rotating Machinery using Time-frequency Analysis and Wavelet Techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 8, 2011, vol. 25, no. 6. pp. 2083-2101 ISSN 0888-3270.

32. **YANPING, Z., et al.** Continuous Wavelet Grey Moment Approach for Vibration Analysis of Rotating Machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 7, 2006, vol. 20, no. 5. pp. 1202-1220 ISSN 0888-3270.

33. **CHANDRA SEKHAR REDDY, M. and SEKHAR, A.S.** Detection and Monitoring of Coupling Misalignment in Rotors using Torque Measurements. *Measurement*, 2, 2015, vol. 61. pp. 111-122 ISSN 0263-2241.

34. **PARK, J., et al.** Linear Vibration Analysis of Rotating Wind-Turbine Blade. *Current Applied Physics; the Proceeding of the International Renewable Energy Conference and Exhibition 2008 (RE2008)the Proceeding of the International Renewable Energy Conference and Exhibition 2008 (RE2008)*, /3, 2010, vol. 10, no. 2. pp. S332-S334 ISSN 1567-1739.
35. **LIU, W.Y., et al.** The Structure Healthy Condition Monitoring and Fault Diagnosis Methods in Wind Turbines: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4, 2015, vol. 44. pp. 466-472 ISSN 1364-0321.
36. **Minghao Zhao, Dongxiang Jiang and Shaohua Li.** *Research on Fault Mechanism of Icing of Wind Turbine Blades.* , 2009 DOI 10.1109/WNVEC.2009.5335772.
37. **Joon-Young Park, Jae-Kyung Lee, Ki-Yong Oh and Jun-Shin Lee.** Development of a Novel Power Curve Monitoring Method for Wind Turbines and its Field Tests. *Energy Conversion, IEEE Transactions On*, 2014, vol. 29, no. 1. pp. 119-128 ISSN 0885-8969.
38. **BARZDAITIS, V. and ČINIKAS, G.** *Rotorinių Mašinų Monitoringas Ir Diagnostika* : Kaunas : Technologija, 1998 ISBN 9986136458.
39. **BARZDAITIS, V., JUOZAITIS, M. and POCIUS, Z.** Diagnostics and Balancing of Turbine Rotating System. *Mechanika*, 2000, no. 6. pp. 52-56 ISSN 1392-1207.
40. **BARZDAITIS, V. and ŽEMAITIS, V.** Rotorinės Sistemos Diagnostika. *Mechaninė Technologija : Mokslo Darbai*, 2001, vol. 29. pp. 35-39 ISSN 0204-2053.
41. **BARZDAITIS, V., JONUŠAS, R. and DIDŽIOKAS, R.** Absolute and Relative Vibration Inconsistencies in Dynamic Analysis of High Power Turbogenerator Rotating System. *Diagnostyka*, 2004, vol. 30. pp. 45-52.
42. **BARZDAITIS, V., et al.** Modulinė Turbogeneratoriaus Monitoringo Ir Apsaugos Sistema. *ENERGETIKA*, 2005, no. 3. pp. 38-43.
43. **BARZDAITIS, V. and BOGDEVIČIUS, M.** Causality of the Damages in High Power Rotating System Elements: Experimental Testing and Modeling. *Ultragarsas*, 2006, vol. 30, no. 3. pp. 11-15 ISSN 1392-2114.
44. **BARZDAITIS, V. and BOGDEVICIUS, M.** The Dynamic Behavior of a Turbine Rotating System. *STROJNISKI VESTNIK-JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING*, 2006, vol. 52, no. 10. pp. 653-661.
45. **JUZENAS, E., JONUSAS, R., JUZENAS, K. and BARZDAITIS, V.** Research on Vibroactivity of Technological Equipment Based on the Analysis of Dynamical Processes and Spectrum of Vibrations. *Archive of Mechanical Engineering*, 2007, vol. 54, no. 2. pp. 192-198.
46. **VASYLIUS, M., DIDŽIOKAS, R., MAŽEIKA, P. and BARZDAITIS, V.** The Rotating System Vibration and Diagnostics. *Mechanika.-Kaunas: Technologija*, 2008, vol. 4. pp. 72.
47. **KARTAŠOVAS, V., BARZDAITIS, V., MAŽEIKA, P. and VASYLIUS, M.** Diagnostic Research of Rotor Systems With Variable Inertia Moment. *Journal of Vibroengineering / Vibromechanika, Lithuanian Academy of Sciences, Kaunas University of Technology, Vilnius Gediminas Technical University*, 2012, vol. 14, no. 1. pp. 67-72. Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Academic Search Complete; Central & Eastern European Academic Source (CEEAS); Computers & Applied Sciences Complete; Current Abstracts; TOC Premier. ISSN 1392-8716.

48. **BARZDAITIS, V. and MAŽEIKA, P.** Diagnostics Practice of Heavy Duty High Speed Gear Transmissions. *Mechanics*, 2015, vol. 81, no. 1. pp. 58-61.

49. **VOLKOVAS, V., GULBINAS, R.J., SLAVICKAS, E.S. and GEDGAUDAS, H.** *Turboagregato PT-80-130 Vibracinio Monitoringo Sistema*. Kaunas : Technologija, 1995 ISBN 9986132620.

50. **EIDUKEVIČIŪTĖ, M. and VOLKOVAS, V.** Analysis of Influence of Data Quantity to Measurement Uncertainty in Vibration Monitoring Systems. *Ultragarsas*, 2007, vol. 62, no. 4. pp. 36-38 ISSN ISSN 1392-2114.

51. **EIDUKEVICIUTE, M. and VOLKOVAS, V.** Measurement Uncertainty in Vibromonitoring Systems and Diagnostics Reliability Evaluation. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, vol. 308, no. 3. pp. 625-631.

52. **VOLKOVAS, V.** Vibration Problems ICOVP 2011Springer, 2011 *Adaptable Vibration Monitoring*, pp. 599-605.

53. **VOLKOVAS, V., ULDINSKAS, E. and EIDUKEVIČIŪTĖ, M.** Investigation of Dynamic and Precision Characteristics of Low Frequency Vibration Measurement Device. *Journal of Vibroengineering / Vibromechanika, Lithuanian Academy of Sciences, Kaunas University of Technology, Vilnius Gediminas Technical University*, 2012, vol. 14, no. 1. pp. 52-60. Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Academic Search Complete; Central & Eastern European Academic Source (CEEAS); Computers & Applied Sciences Complete; Current Abstracts; TOC Premier. ISSN 1392-8716.

54. **JONUŠAS, R.** Precizinių Rotorinių Sistemų Virpesių Sumažinimo Problemos. *Mašinų Gamyba : Mokslo Darbai*, 1992, vol. 2. pp. 75-78.

55. **JONUŠAS, R., JUŠKA, V., JŪRĖNAS, V. and ŽEBELYS, F.K.** *Popieriaus Gaminimo Mašinų Funkcinio Stovio Ivertinimas Vibrodiagnostikos Metodu*. Kaunas : Technologija, 1995 ISBN 9986132620.

56. **JONUŠAS, R.** Mechanical Vibrations of Precise Rotor Systems. *Virpesių Mechanika Ir Technika : Monografija*, 1998 ISSN 9986795028.

57. **AKAVICKIS, M., JONUŠAS, R. and RONDONANSKAS, M.** Rotorių Dinaminio Balansavimo Technologiniai Ypatumai. *Mechaninė Technologija : Mokslo Darbai*, 2001, vol. 29. pp. 13-19 ISSN 0204-2053.

58. **JONUŠAS, R., JUŽĖNAS, E. and JUŽĖNAS, K.** Vibrodiagnostics of Complex Rotary Systems. *Mechanika 2007 : Proceedings of the 12th International Conference, April 5, 2007, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, Lithuanian Academy of Science, IFTOMM National Committee of Lithuania, Baltic Associa(TRUNCATED)*, 2007. pp. 107-110. ISI Proceedings; INSPEC. ISSN 1822-2951.

59. **JONUŠAS, R., JUŽĖNAS, K. and JUŽĖNAS, E.** Research of Electric Motor-Generator Vibrations. *Journal of Vibroengineering / Vibromechanika, Lithuanian Academy of Sciences, Kaunas University of Technology, Vilnius Gediminas Technical University*, 2012, vol. 14, no. 1. pp. 33-38. Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Academic Search Complete; Central & Eastern European Academic Source (CEEAS); Computers & Applied Sciences Complete; Current Abstracts; TOC Premier. ISSN 1392-8716.

60. **JONUŠAS, R., JUŽĖNAS, E. and JUŽĖNAS, K.** Analysis of some Extreme Situations in Exploitation of Complex Rotary Systems. *Mechanics*, 2015, vol. 81, no. 1. pp. 53-57.



61. **JUZĖNAS, E., JONUŠAS, R. and JUZĖNAS, K.** Research of Complex Rotary Systems Vibrocondition Based on Analysis of Dynamical Processes and Spectrum of Vibrations. *Mechanics*, 2008, vol. 69, no. 1 ISSN 1392 - 1207.
62. **BYEON, J.H., et al.** Degenerative Changes of Spine in Helicopter Pilots. *Annals of Rehabilitation Medicine*, 2013, vol. 37, no. 5. pp. 706-712.
63. **KIBIRKŠTIS, E., et al.** Effect of Dynamic Regime of Rollers of Pocket Folding Machine to Quality of Printing Products. *Journal of Vibroengineering*, 2015, vol. 17, no. 6. pp. 2869-2880 ISSN 1392-8716.
64. **MENON, A.** Paper Machine Rereeler Vibration Testing: Insights into Demanding Rotating Machinery Diagnostics. *27th Conference and Exposition on Structural Dynamics 2009 (IMAC XXVII)*, 2009. pp. 2455 ISSN 9781605609614.
65. *LST ISO 10816-1:2004. Mechaniniai Virpesiai. Mašinų Vibracijos Įvertinimas Matuojant Nesisukančiose Dalyse*. Vilnius : Lietuvos standartizacijos departamentas, 2004.
66. *Eddy Current Sensors*. [žiūrėta 2016-01-07].Prieiga per internetą: <http://www.lionprecision.com/eddy-current-sensors/ecl150.html>.
67. *Capacitance Sensors Systems*. [žiūrėta 2015-12-15].Prieiga per internetą: <http://www.mtiinstruments.com/products/capacitancemeasurement.aspx>.
68. *Laser Triangular Systems*. [žiūrėta 2016-01-07].Prieiga per internetą: <http://www.mtiinstruments.com/pdf/products/microtrak2.pdf>.
69. *Industrial Vibration Sensor Selection: Piezovelocity Transducers*. [žiūrėta 2016-01-07].Prieiga per internetą: [http://www.wilcoxon.com/knowdesk/TN18\\_PVTs.pdf](http://www.wilcoxon.com/knowdesk/TN18_PVTs.pdf).
70. **Enrico Esposito**. Laser Doppler Vibrometry [viewed 2016-01-07]. Available from: <http://www.science4heritage.org/COSTG7/booklet/chapters/ldv.htm>.
71. *Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifier*. [žiūrėta 2016-01-07].Prieiga per internetą: <http://www.bksv.com/doc/bb0694.pdf>.
72. **Brüel & Kjær**. *Microphones*. [žiūrėta 2016-01-07].Prieiga per internetą: <http://www.bksv.com/Products/transducers/acoustic/microphones/microphone-cartridges>.
73. *PW20i Digital Load Cell Optimized for Dyn. Applications*. [žiūrėta 2016-01-18].Prieiga per internetą: <http://www.res-co.com/products/PDF/HBM/Digital%20Load%20Cells/PW20i.pdf>.
74. *Precision  $\pm 1.7 G$  ,  $\pm 5 G$  ,  $\pm 18 G$  Single-/ Dual - Axis i MEMS  $\text{\textcircled{R}}$  Accelerometer*. [žiūrėta 2016-04-18].Prieiga per internetą: <http://www.farnell.com/datasheets/1793797.pdf>.
75. *DRV5023 Digital-Switch Hall Effect Sensor*. [žiūrėta 2016-03-21].Prieiga per internetą: <http://www.ti.com/lit/ds/symlink/drv5023.pdf>.
76. *4193 - 1/2-Inch Infrasound Microphone, 0.07 Hz to 20 kHz, 200V Polarization*. [žiūrėta 2016-03-21].Prieiga per internetą: <http://www.bksv.com/Products/transducers/acoustic/microphones/microphone-cartridges/4193>.
77. *Measurement Uncertainty Analysis Principles and Methods*. [žiūrėta d 2016-01-18]. Prieiga per internetą: <https://standards.nasa.gov/documents/viewdoc/3315776/3315776>.

78. *MICROTRAK 3*. [žiūrėta 2016-01-18].Prieiga per internetą: <http://www.mtiinstruments.com/pdf/products/microtrak3.pdf>.
79. *DT9816 User Manual*. [žiūrėta 2016-01-18].Prieiga per internetą: <http://support.elmark.com.pl/datatranslation/DT-9816/manual/DT9816UM.pdf>.
80. *Small, Low Power, 3-Axis  $\pm 5$  G Accelerometer*. [žiūrėta 2016-01-18].Prieiga per internetą: <http://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/ADXL325.pdf>.
81. *4182 - Probe Microphone, 1 Hz to 20 kHz, 200 V Polarization*. [žiūrėta 2016-01-18].Prieiga per internetą: <http://www.bksv.com/Products/transducers/acoustic/microphones/microphone-preamplifier-combinations/4182?tab=specifications>.
82. *Bernoulli's Equation*. [žiūrėta 2016-05-04].Prieiga per internetą: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/bern.html>.
83. **MUNSON, B.R., YOUNG, D.F. and OKIISHI, T.H.** *Fundamentals of Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons. Inc., New York, 1994, vol. 2.
84. **CHURCHILL, G.B. and CHEUNG, B.K.** *System for Determining Aerodynamic Imbalance*. Google Patents, 10/04, 1994.
85. **VON MISES, R.** *Theory of Flight*. Courier Corporation, 1959.
86. *MEMS Digital Output Motion Sensor: Ultra-Low-Power High-Performance Three-Axis "Nano" Accelerometer*. [žiūrėta 2016-01-18].Prieiga per internetą: <http://www.st.com/web/en/resource/technical/document/datasheet/DM00040962.pdf>.
87. **ANGELES, J.** *Dynamic Response of Linear Mechanical Systems: Modeling, Analysis and Simulation*. Springer US, 2011 ISBN 9781441910271.
88. *Vibration Test System TV 52110*. [žiūrėta 2016-04-08].Prieiga per internetą: [http://www.acoutronic.se/pdf/vibration/system\\_tv\\_52110\\_eng.pdf](http://www.acoutronic.se/pdf/vibration/system_tv_52110_eng.pdf).
89. *Tektronix AFG3021*. [žiūrėta 2016-04-08].Prieiga per internetą: <http://www.imperial.ac.uk/media/imperial-college/research-centres-and-groups/centre-for-bio-inspired-technology/7287139.PDF>.
90. *DS2072A | 70 MHz, 2 Channel Digital Oscilloscope*. [žiūrėta 2016-04-08].Prieiga per internetą: <http://www.rigolna.com/products/digital-oscilloscopes/ds2000a/ds2072a/>.
91. *Autogyro MT-03 Gyroplane Maintenance Manual*. [žiūrėta 2015-12-28].Prieiga per internetą: <http://www.gyrokopter.se/files/101107/mt-03maintenancemanual.pdf>.
92. *NACA 8-H-12 AIRFOIL - NACA 8-H-12 Rotorcraft Airfoil*. [žiūrėta 2016-04-08].Prieiga per internetą: <http://airfoiltools.com/polar/details?polar=xf-n8h12-il-1000000-n5>.

## **MOKSLINIŲ DISERTACIJŲ PUBLIKACIJOS TEMA SĄRAŠAS**

### **Mokslinės informacijos instituto duomenų bazės „ISI Web of Science“ leidiniuose, turinčiuose citavimo indeksą**

1. Augutis, Stasys Vygantas; Vainilavičius, Darius; Malcius, Marius. Dynamic compensation of rotating blades imbalance // Journal of Vibroengineering / Vibromechanika, Lithuanian Academy of Sciences, Kaunas University of Technology, Vilnius Gediminas Technical University. Kaunas: Vibroengineering. ISSN 1392-8716. 2015, vol. 17, iss. 2, p. 949-956
2. Kibirkštis, Edmundas; Augutis, Stasys Vygantas; Vainilavičius, Darius; Miliūnas, Valdas; Pauliukaitis, Darius; Ragulskis, Liutauras. Effect of dynamic regime of rollers of pocket folding machine to quality of printing products // Journal of vibroengineering / Vibromechanika, Lithuanian Academy of Sciences, Kaunas University of Technology, Vilnius Gediminas Technical University. Kaunas: Vibroengineering. ISSN 1392-8716. 2015, vol. 17, iss. 6, p. 2869-2880

### **Kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose**

1. Ragulskis, Kazimieras; Ragulskis, Liutauras; Kibirkštis, Edmundas; Augutis, Stasys Vygantas; Vainilavičius, Darius; Miliūnas, Valdas; Pauliukaitis, Darius. Measurement of vibrations of rotating elements in a folding machine // Journal of measurements in engineering / Lithuanian Academy of Sciences, Kaunas University of Technology, Vilnius Gediminas Technical University. Kaunas: Vibroengineering. ISSN 2335-2124. 2015, Vol. 3, Iss. 1, p. 9-16

### **Konferencijų medžiaga**

1. Vainilavičius, Darius; Augutis, Stasys Vygantas; Malcius, Marius; Bezaras, Aurimas. Analysis of autogyro rotor balancing and vibration // Metrology for Aerospace (MetroAeroSpace), 4-5 June 2015, IEEE. Piscataway: IEEE, 2015. p. 416-420. DOI: 10.1109/MetroAeroSpace.2015.7180693.
2. Vainilavičius, Darius; Augutis, Stasys Vygantas; Malcius, Marius; Bezaras, Aurimas. Measurement system for analysis of autogyro rotor imbalance // Vibroengineering procedia : international conference Vibroengineering - 2014, Katowice, Poland, 13-15 October, 2014. Kaunas: JVE International. ISSN 2345-0533. 2014, vol. 3, p. 5-8.

### **Pranešimai konferencijose**

1. D. Vainilavičius, V. Augutis, M. Malcius, A. Bezaras. „Research of autogyro blades balance“ tarptautinėje konferencija Vibroengineering 2012. (Kaunas, Lietuva, 2012 spalį);

SL344. 2016-09-05, 11,5 leidyb. apsk. 1. Tiražas 16 egz. Užsakymas 314.  
Išleido Kauno technologijos universitetas, K. Donelaičio g. 73, 44249 Kaunas  
Spausdino leidyklos „Technologija“ spaustuvė, Studentų g. 54, 51424 Kaunas