

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
PANEVĖŽIO TECHNOLOGIJŲ IR VERSLO FAKULTETAS**

Donatas Tarulis

**BALANSAVIMO STAKLIŲ VALDYMAS IR ŠIO PROCESO
TYRIMAI**

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas
Lekt. Tomas Jukna

PANEVĖŽYS, 2015

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
PANEVĖŽIO TECHNOLOGIJŲ IR VERSLO FAKULTETAS
TECHNOLOGIJŲ KATEDRA**

TVIRTINU

Katedros vedėjas doc. Arūnas Tautkus

(parašas)

(data)

**BALANSAVIMO STAKLIŲ VALDYMAS IR ŠIO PROCESO
TYRIMAI**

Baigiamasis magistro projektas
Valdymo technologijos (kodas 621H66001)

Vadovas Lekt. Tomas Jukna

(parašas)

(data)

Recenzentas

(parašas)

(data)

Projektą atliko Donatas Tarulis

(parašas)

(data)

PANEVĖŽYS, 2015



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

(Fakultetas)

Donatas Tarulis

(Studento vardas, pavardė)

Valdymo technologijos 621H66001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Baigiamojo projekto „Balansavimo staklių valdymas ir šio proceso tyrimai“

AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 15 m. birželio 1 d.
_____ Panevėžys _____

Patvirtinu, kad mano **Donato Tarulio** baigiamasis projektas tema „**Balansavimo staklių valdymas ir šio proceso tyrimai**“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

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

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: Donatui Taruliui Grupė PME-3

1. Darbo tema:

Lietuvių kalba: Balansavimo staklių valdymas ir šio proceso tyrimai

Anglų kalba: Research of balancing machine process and its control

Patvirtinta 2015__ m. __vasario_____ mėn. __13__ d. dekanų potvarkiu Nr. ST17-F-13-11__

2. Darbo tikslas:

Išanalizuoti balansavimo staklių valdymą ir pritaikymą nestandartinių objektų balansavimui.

3. Reikalavimai ir sąlygos:

Išanalizuoti balansavimo staklių valdymą ir pritaikymą nestandartinių objektų balansavimui

4. Projekto struktūra. Turinys konkretizuojamas kartu su vadovu, atsižvelgiant į BP pobūdį.

1. *Literatūros apžvalga ir analizė*
Atlikti literatūros analizę apie balansavimo metodus, staklių konstrukcijas jų veikimą ir tikslumą.
2. *Teoriniai ir analiziniai tyrimai*
Sukurti matematinį modelį leidžiantį nustatyti disbalansą. Pagal matematinį modelį sukurti matlab/simulink aplinkoje dinaminį balansavimo modelį, kuris leistų patikrinti kūno parametrus. Ištirti galimybes sumažinti triukšmus pritaikant aktyvių triukšmų šalinimo sistemą.
3. *Eksperimentiniai tyrimai*
Ištirti realios sistemos jutiklių signalus ir gauti įtampų priklausomybes nuo disbalanso svorių.

5. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo projekto dalis.

6. Projekto pateikimo gynimui kvalifikacinėje komisijoje terminas

2015-06-01

(data)

Užduotį gavau: Donatas Tarulis

2015-02-02

(studento vardas, pavardė, parašas)

(data)

Vadovas: Lekt. Tomas Juka

2015-02-02

(pareigos, vardas, pavardė, parašas)

(data)

Tarulis, D. Balansavimo staklių valdymas ir šio proceso tyrimai. Magistro baigiamasis projektas / vadovas Lekt. Tomas Jukna; Kauno technologijos universitetas, Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas, Technologijų katedra.

Panevėžys, 2015. 38 psl.

SANTRAUKA

Šiame darbe buvo sukurtas matematinis modelis leidžia nustatyti disbalansą įvertinant sistemos standumo koeficientą. Remiantis matematiniu modeliu Matlab/ Simulink aplinkoje buvo suprojektuotas dinaminis balansavimo modelis, kuris leidžia parinkti kūno balansavimo parametrus. Atliktas realios sistemos tyrimas, kurios metu buvo surasta matuojamo signalo priklausomybė nuo disbalanso masės. Atliktas aktyvios triukšmų slopinimo sistemos modeliavimas. Darbe atlikta mokslinės literatūros analizė, ištirti ir pritaikyti valdymo elementų sintezės metodai, modeliavimo metodai.

Raktiniai žodžiai: Dinaminis, balansavimas, modelis, tyrimas

Tarulis, D. Research of balancing machine process and its control. Masters final project / supervisor Lekt.. Tomas Jukna; Kaunas University of Technology, Panevėžys Faculty of Technology and Business, Department of Technologies.

Panevėžys, 2015. 38 psl.

SUMMARY

In this work was created the mathematical model which allows to determine imbalance evaluating rigidity coefficient of the system. With reference to a mathematical model Matlab/Simulink was designed dynamic balancing model which allows to choose balancing settings of the body. While the real system study was accomplishing, dependence of the measured signal from the imbalance weight was founded. In this work was presented active noise suppression system modeling. In this work was conducted analysis of the scientific literature, tested and adopted synthesis of the control elements and modeling methods.

Keywords: Dynamic, balancing, model, research

TURINYS

Įvadas.....	8
1. Balansavimo metodai ir priemonės	9
1.1 Statinis balansavimas	9
1.2 Momentinis balansavimas.....	10
1.3 Dinaminis balansavimas	11
2. Balansavimo staklės. jų veikimas.....	12
2.1 Jėgą matuojančios balansavimo mašinos.....	12
2.2 Poslinkį matuojančios balansavimo mašinos.....	14
2.3 Automatizuotos balansavimo staklės.....	14
2.4 Balansavimo mašinos valdymas	16
3. Balansavimo tikslumas.....	17
3.1 Rotoriai su viena korekcine plokštuma.....	17
3.2 Aktyvieji pjezoelektriniai elementai	17
3.3 Disbalanso reikšmės ir kampinės padėties suradimas	18
4. Jėgos, kurias sukelia nesubalansuotas kūnas.....	20
4.1 Nesubalansuoto rotoriaus matematinis modelis.....	21
5. Nesubalansuoto rotoriaus modeliavimas.....	24
6. Modeliavimo rezultatai	26
7. Realios sistemos tyrimas	29
8. Aktyvaus filtravimo pritaikymas triukšmų slopinimui	33
9. Išvados.....	35
Literatūros sąrašas	36

IVADAS

Visi atramose besisukantys kūnai yra vadinami rotoriais. Netolygus rotoriaus masės pasiskirstymas sukelia visos įrangos vibraciją, didelį triukšmą, didesnę energijos suvartojimą, greitėja guolių nusidėvėjimas, kuris sumažina įrangos tarnavimo laiką, net gali sukelti didelių avarių. Todėl norint išvengti rotorijų disbalanso būtina juos subalansuoti, tai atliekama balansavimo staklėmis.

Tyrimo objektas – Dinaminės balansavimo staklės

Tyrimo tikslas: Išanalizuoti balansavimo staklių valdymą ir pritaikymą nestandartinių objektų balansavimui.

Tyrimo uždaviniai:

1. Išnagrinėti sukurtas balansavimo sistemas, jų valdymo būdus bei metodus.
2. Išsiaiškinti kokiomis priemonėmis užtikrinamas balansavimo tikslumas.
3. Sukurti matematinį modelį balansavimo parametrų parinkimui.
4. Ištirti realios sistemos matuojamų signalų priklausomybę nuo disbalanso masės.
5. Ištirti galimybes sumažinti triukšmus pritaikant aktyvią triukšmų šalinimo sistemą.

Tyrimo metodai – mokslinės literatūros analizė, eksperimentai.

1. BALANSAVIMO METODAI IR PRIEMONĖS

Balansavimas yra technologinis procesas, kurio metu pagrindinė rotoriaus inercijos ašis yra sutapatinama su jo sukimosi ašimi. Tai rotoriaus masės pasiskirstymo įvertinimas ir, jei reikia, jos koregavimas. Koreguojama pašalinant dalį masės iš sunkesnių vietų arba pridodant papildomas korekcijos mases, taip pat, pakeičiant sukimosi ašies padėtį. Yra išskiriami tokie balansavimo metodai[2]:

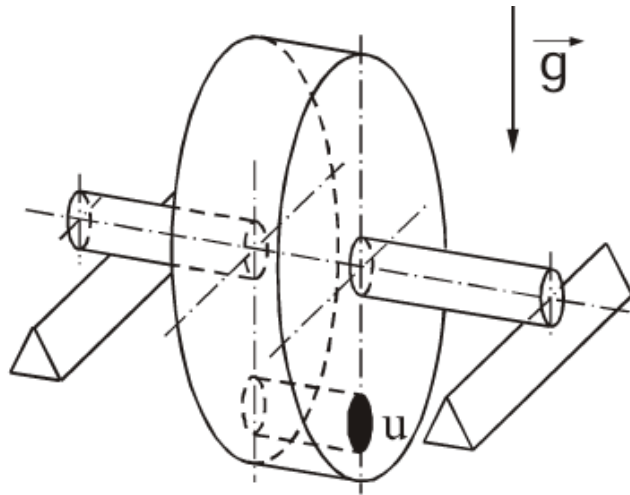
- pagal paskirti – standžių ir liaunų rotorių (detalių, junginių) bei rotorių, sumontuotų agregatuose;
- pagal rotoriaus sukimąsi ir jo dažnį – balansavimas nesukant ir sukant rotorių (žemais ir aukštais dažniais);
- pagal masių koregavimo plokštumų skaičių – balansavimas vienoje, dviejose ir daugelyje koregavimo plokštumų;
- pagal masės koregavimą – pridodant, nuimant ir perslenkant koreguojamą masę;
- pagal šalinamą nesubalansuotumą – statinis, momentinis ir dinaminis.

Balansavimo priemonės:

- technologiniai įrenginiai – balansavimo staklės, metalo apdirbimo staklės.
- technologinė įranga – balansavimo staklių įtaisai: rotoriai balansavimo staklėse pastatyti – technologiniai guoliai, pavaros, velenai, jungtys, jutikliai.

1.1 Statinis balansavimas

Statiškai balansuojami tik diskiniai kūnai. Statinis balansavimas dažnai yra atliekamas kaip tarpinė technologinio proceso operacija[2]. Paprasčiausiuose statinio balansavimo įtaisuose balansuojamasis kūnas uždedamas ant prizminių atramų. Kūnui užėmus stabilią pusiausvyros padėtį, jo masės centras atsiduria žemiausioje padėtyje, o per jį nubrėžus vertikalę tiesę, gausime disbalanso vektoriaus veikimo kryptį. Korekcinė masė tvirtinama aukščiausiam kūno taške, jos dydis parenkamas bandymais[1].



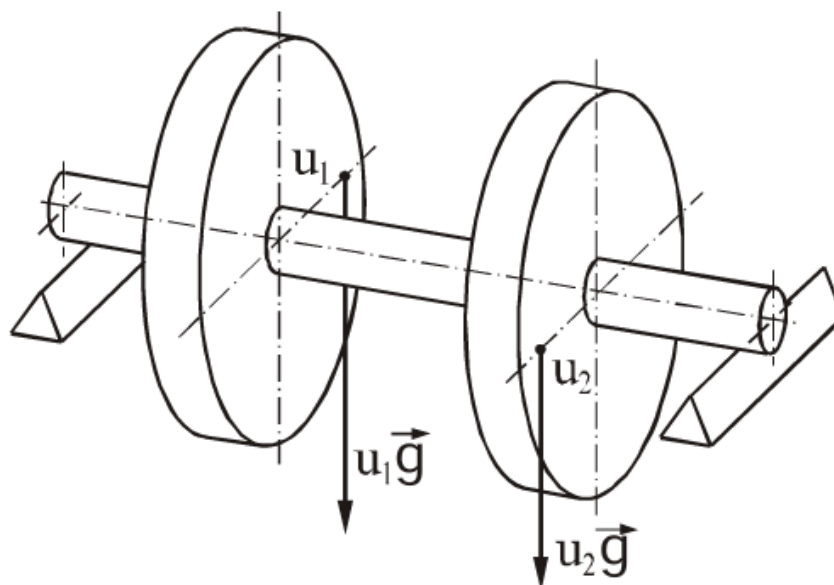
1 pav. Statinio balansavimo pavyzdys

Statinio balansavimo, panaudojant sunkio jėgą, tikslumą sąlygoja: atraminių paviršių formos nuokrypiai, trintis tarp atraminių paviršių, įtvaro (jei jis naudojamas balansuojant detalę) paviršių nuokrypiai ir tarpelis tarp įtvaro ir balansuojamos detalės. Statinis balansavimas gali būti atliekamas prizminiu, diskiniu arba ritiniu balansavimo stendu, balansavimo svarstyklėmis. Statinis balansavimas dinaminiam režimui atliekamas sukant detalę priverstinai, tačiau masė yra koreguojama tik vienoje plokštumoje[1]. Toks balansavimas, lyginant su statiniu balansavimu detalės nesukant, yra ne tik tikslesnis, bet ir našesnis. Dar vienas statinio balansavimo trūkumas - nedidelis tikslumas, nes palyginti maži statiniai disbalansų momentai gali prilygti trinties momentams atramose. Išcentrinės jėgos visada didesnės už disbalansinių masių svorių jėgas, todėl pirmenybę reikia teikti dinaminiam balansavimo metodams.

1.2 Momentinis balansavimas

Momentinio disbalanso atveju sukamojo elemento inercijos ašis kerta sukimosi ašį (tarpusavyje jos nėra lygiagrečios) svorio centro taške. Tokio tipo disbalansas atsiranda, kai du disbalanso šaltiniai yra priešinguose simetrinio rotoriaus galuose ir kampas tarp jų sudaro 180 laipsnių. Šiuo atveju nesisukantis rotorius nerodys jokių disbalanso požymių. Jo statiškai atpažinti neįmanoma, nes viena priešais kitą išdėstytos disbalansinės masės neturi jokios įtakos rotoriaus pusiausvyrai. Tačiau viskas pasikeičia jį įsukus – rotoriaus galuose atsiranda išcentrinės jėgos, kurių fazės yra priešingos, ir kurios rotorių stengiasi apversti per centrinę tašką, taip sukeldami rotoriaus tamprios pakabos virpesius. Šio tipo disbalansas negali būti šalinamas

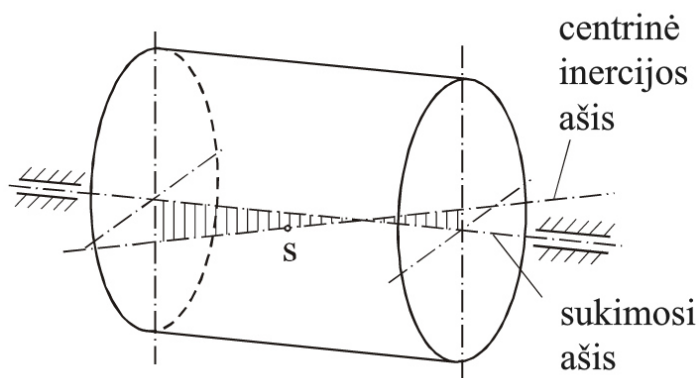
pridedant ar pašalinant tinkamos masės elementus vienoje korekcijos plokštumoje – reikalinga subalansuoti rotorių dviejuose plokštumose.



2 pav. Momentinio balansavimo pavyzdys

1.3 Dinaminis balansavimas

Atliekant dinaminį balansavimą yra pašalinamas statinis ir momentinis nesubalansuotumas. Standžiam rotoriumi pakanka išmatuoti apkrovas atramose arba jų vibracijas ir pagal jas nustatyti statinį ir momentinį nesubalansuotumus. Šie abu nesubalansuotumai gali būti išreikšti disbalansų vektoriais vienoje arba dvejose laisvai pasirinktose plokštumose, statmenose rotoriaus ašiai. Masių koregavimą, taip pat, pakanka atlikti vienoje arba dvejose plokštumose. Balansuojant liauną rotorių, jis sukamas dažniu, prie kurio jis deformuojasi [1]. Nustatomos apkrovos deformacijos ir pagal jas atliekamas masių koregavimas daugelyje plokštumų.



3 pav. Dinaminio balansavimo pavyzdys

2. BALANSAVIMO STAKLĖS. JŲ VEIKIMAS

Prieš daugiau kaip 60 metų atsiradusios balansavimo mašinos dirbo rezonansiniais dažniais, nes techniškai buvo įmanoma išmatuoti tik didelių amplitudžių virpesius[1]. Dabar balansavimo mašinos dirba ikikritiniais arba virškritiniais dažniais, nes jautriomis šiuolaikinėmis matavimo priemonėmis galima išmatuoti net labai silpnus virpesius.

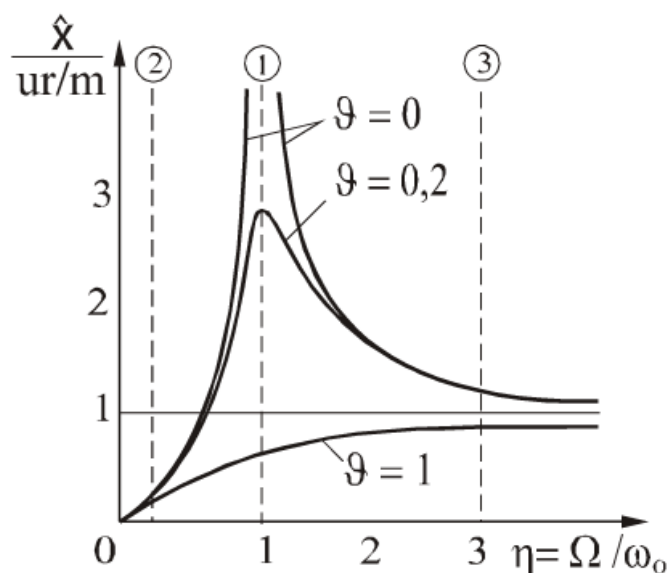
2.1 Jėgą matuojančios balansavimo mašinos.

Ikikritiniais dažniais dirbančioje balansavimo mašinoje balansuojamo rotoriaus kampinis greitis Ω turi būti gerokai mažesnis už mašinos, kaip dinaminės sistemos, savąjį dažnį $\omega_0 = \sqrt{c/m}$, t.y. $0 < \Omega < 0,3 \omega_0$. Todėl tokios mašinos spyruoklės ir visi atramų elementai turi būti labai standūs.

Sukamo nesubalansuoto kūno sukeltų virpesių amplitudė yra maža (4 pav). Norėdami įsitikinti, kad $\Omega < \omega_0$,

$$\hat{x} = \frac{1}{c} ur \Omega^2, \quad (1)$$

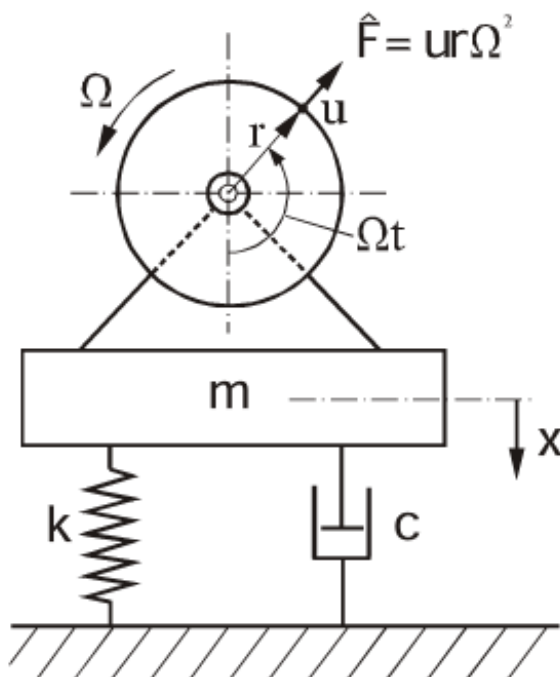
Čia \hat{x} -nesubalansuoto kūno sukeltų virpesių amplitudė; c - atramų reakcijos jėga; $ur\Omega^2$ - dėl disbalanso atsiradusi išcentrinė jėga.



4 pav. Virpesių amplitudinė charakteristika

Dažniausiai balansavimo mašinos dirba ikikritiniais (2) arba virškritiniais (3) dažniais, nes jautriomis šiuolaikiškoms matavimo priemonėmis galima išmatuoti labai silpnus virpesius.[3]

Jėgą matuojančios mašinos matuojamasis parametras yra ne poslinkių amplitudė, o atramų reakcijos jėga $c x$, kuri yra tiesiog proporcinga dėl disbalanso atsiradusiai išcentrinei jėgai $ur\Omega^2$.



5 pav. Balansavimo mašinos dinaminis modelis

Matavimo keitiklis, pjezoelektrinis slėgio daviklis arba tenzodinamometras- statomas tarp atramų ir stovo. Matavimo signalo amplitudė proporcinga ieškomajai disbalanso reikšmei. Matuojamasis parametras priklauso ne nuo balansuojamo kūno masės, o tik nuo kampinio greičio Ωt . Jėgą matuojančių balansavimo mašinų privalumai:

- standus rotorius įtvirtinimas balansavimo mašinoje paprastai atitinka realias jo darbo sąlygas;
- įvairių masių ir formų rotoriai gali būti balansuojami nekalibruojant mašinos;
- energijos ir laiko sąnaudos yra nedidelės, nes nereikia pereiti rezonanso srities.

2.2 Poslinkį matuojančios balansavimo mašinos

Virškritiniais dažniais dirbančios balansavimo mašinos suklio kampinis greitis turi gerokai viršyti savąjį dažnį ($3,3 \omega_0 < \Omega < \infty$). Tokiu atveju, rotorius atramų atžvilgiu, turi būti įtvirtintas ant minkštų spyruoklių, kad būtų lengviau išmatuoti vibraciją. Balansuojamo rotoriaus dinaminių poslinkių amplitudė apskaičiuojama pagal formulę:

$$\hat{x} = \frac{ur}{m}, \quad (2)$$

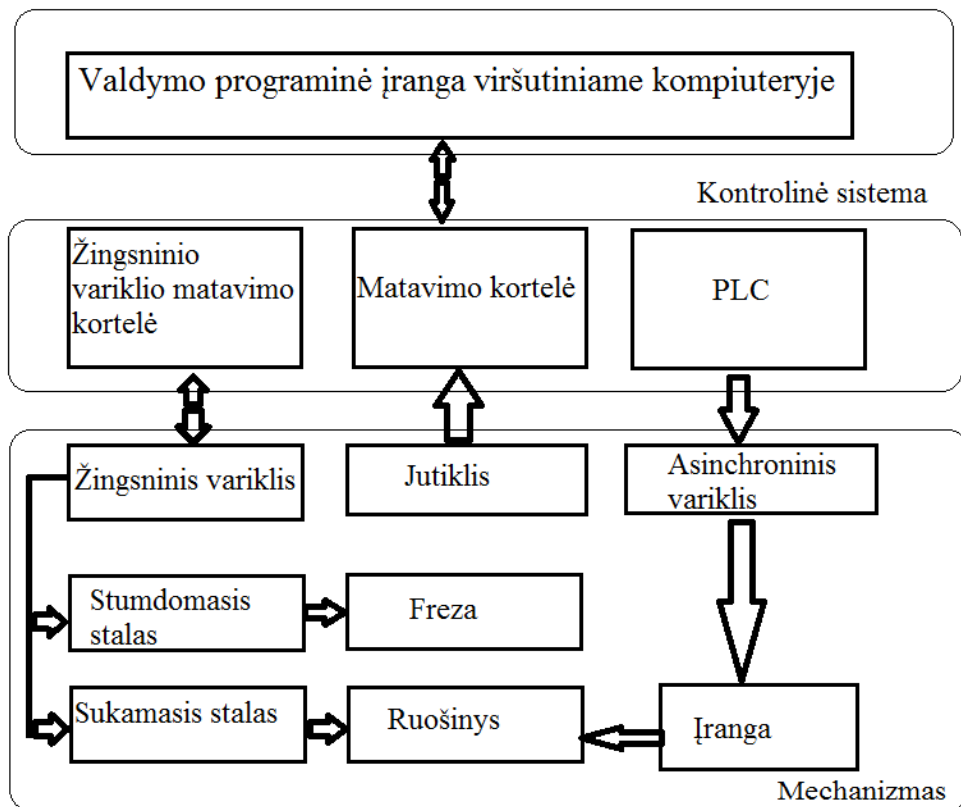
Vibroposlinkis, matuojamas prie atramos pritvirtintu elektrodinaminiu ar kitokiu virpesių keitikliu, yra tiesiog proporcingas ieškomajam disbalansui. Jis nepriklauso nuo rotoriaus kampinio greičio, bet yra atvirkščiai, proporcingas jo masei. Todėl atskaitymo įrenginį būtina kalibruoti, panaudojant sukalibruotą rotorių.

2.3 Automatizuotos balansavimo staklės

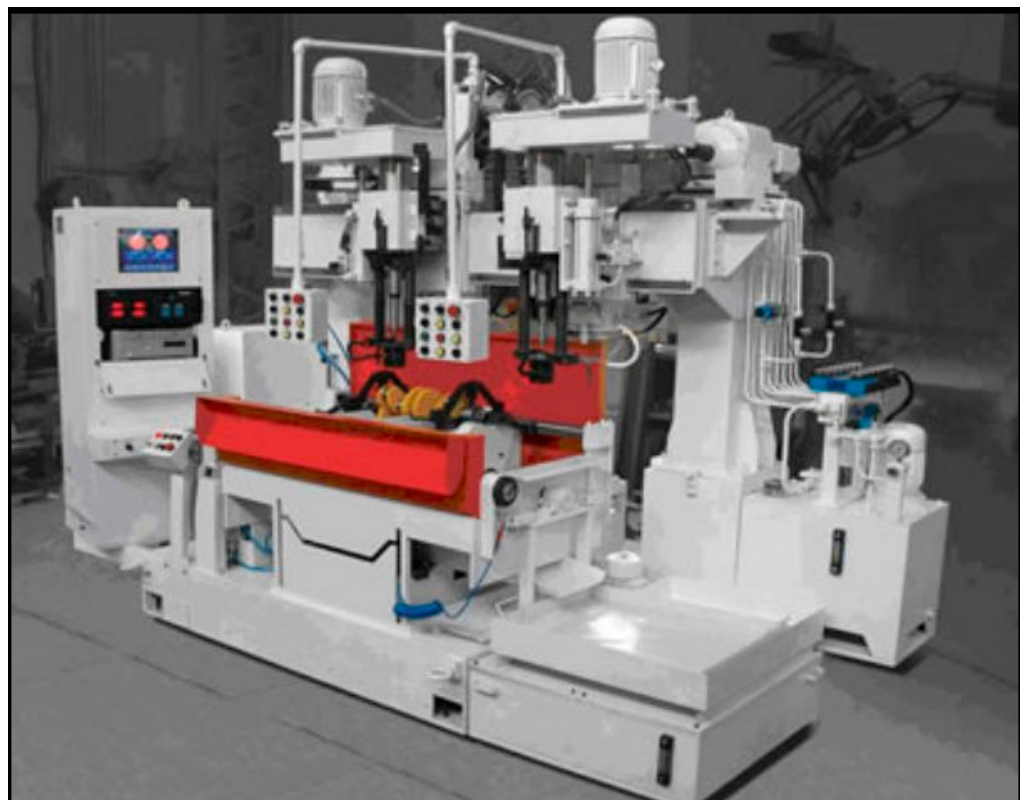
Visiškai automatizuotos balansavimo staklės yra įtaisas, kuris gali matuoti dinaminį balansą sukantis rotoriumi, gauti vertę ir disbalanso vietą, pašalinti disbalansą ir pasiekti dinamišką pusiausvyrą. Aukšto tikslumo automatinės balansavimo mašinos įgyvendinimas priklauso nuo didelio tikslumo matavimo ir precizinės balansavimo korekcijos technologijos. Frezavimo ir gręžimo korekcijos labiausiai paplitę praktikoje[2].

Sistemos susideda iš trijų pagrindinių dalių :

- Mašinos- mechaniniai kūnai, kintamos srovės varikliai, frezas.
- Kontrolės sistemos- žingsniniai varikliai, kontrolės kortelės ir duomenų apdorojimo kompiuteris (PLC). Jo pagrindinės funkcijos yra: signalų priėmimas (dydžio ir fazės vertės), sukimosi greičio reguliavimas, kontrolė ir sąsaja su kompiuteriu.
- Valdymo programinės įrangos- atsakingos už koordinavimą, valdymą ir priežiūrą per visą sistemos veikimo laikotarpį. Pagrindinės funkcijos apima dalių kalibravimą, klaidų analizę ir kompensavimą, balansavimo parametrų tikslią analizę, gedimų diagnostiką, kontrolės koordinavimą ir vartotojo sąsają.



6 pav. Sistemos sudedamosios dalys



7 pav. Automatizuotos balansavimo staklės[14]

2.4 Balansavimo mašinos valdymas

Automatinės balansavimo staklių kontroliuojančios sistemos programinė įranga yra valdiklyje užprogramuotas algoritmas pagal, kurį vykdomas balansavimas. Prieš pradėdant veikti sistemai visi vykdikliai turi būti pradinėje padėtyje. Po inicializacijos, AC servo variklio velenas pradeda sukintis ir yra greičio kontrolės režime. Tai leis rotorius paleisti į sukimosi greitį, pjezoelektrinis jutiklis siųs išėjimo signalus, signalai bus priimami į duomenų rinkimo kortelę ir perduoti operatoriui. Pagal išmatuotą disbalansą operatorius kontroliuos programinę įrangą, bus iššifruotas ir gautas disbalansas bei maitinimo kiekis frezai, kuris reikalingas korekcijoms. Jei rotoriaus disbalansas yra beribis, rotorius bus veikiamas mažu greičiu, kai jis pasieks matavimo nulį ir variklio padėtis parodys taisytiną vietą, viskas vyks kontrolės režimu[5].

3. BALANSAVIMO TIKSLUMAS

Disbalansai sukelia besisukančių rotorių virpesius ir kintamas atramines reakcijas, kurių kitimo dažnis sutampa su rotorių kitimo dažniu. Jų didumas, remiantis stiprumu, yra ribojamas. Ribojimas apibrėžiamas leistinojo disbalanso sąvoka U_l , kuri lygi leistinajai disbalansų atstojamajai $U_l=U_{Rl}$. Ši reikšmė svarbesnė už disbalansų momentą, nes du, ta pačia kryptimi veikiantys, disbalansai yra pavojingesni, negu veikiantys priešingomis kryptimis. Šiuolaikinėje technikoje leistinas įvairios paskirties rotorių disbalansų reikšmės nustato standartai[6]. Jie reglamentuoja santikinį disbalansą.

$$e = \frac{U}{m}, \quad (3)$$

čia U - absoliutinė disbalanso reikšmė; m - balansuojamo rotoriaus masė
Santycinė disbalanso reikšmė yra atvirkščiai proporcinga kampiniui greičiui.

$$e_l \Omega = const, \quad (4)$$

Ši sandauga yra balansavimo tikslumo matas. Yra išskirta 13 tikslumo klasių[priedas 1]. Parinkus iš standarto e_l reikšmę U_l apskaičiuojamas pagal formulę:

$$U_l = e_l m. \quad (5)$$

3.1 Rotoriai su viena korekcine plokštuma

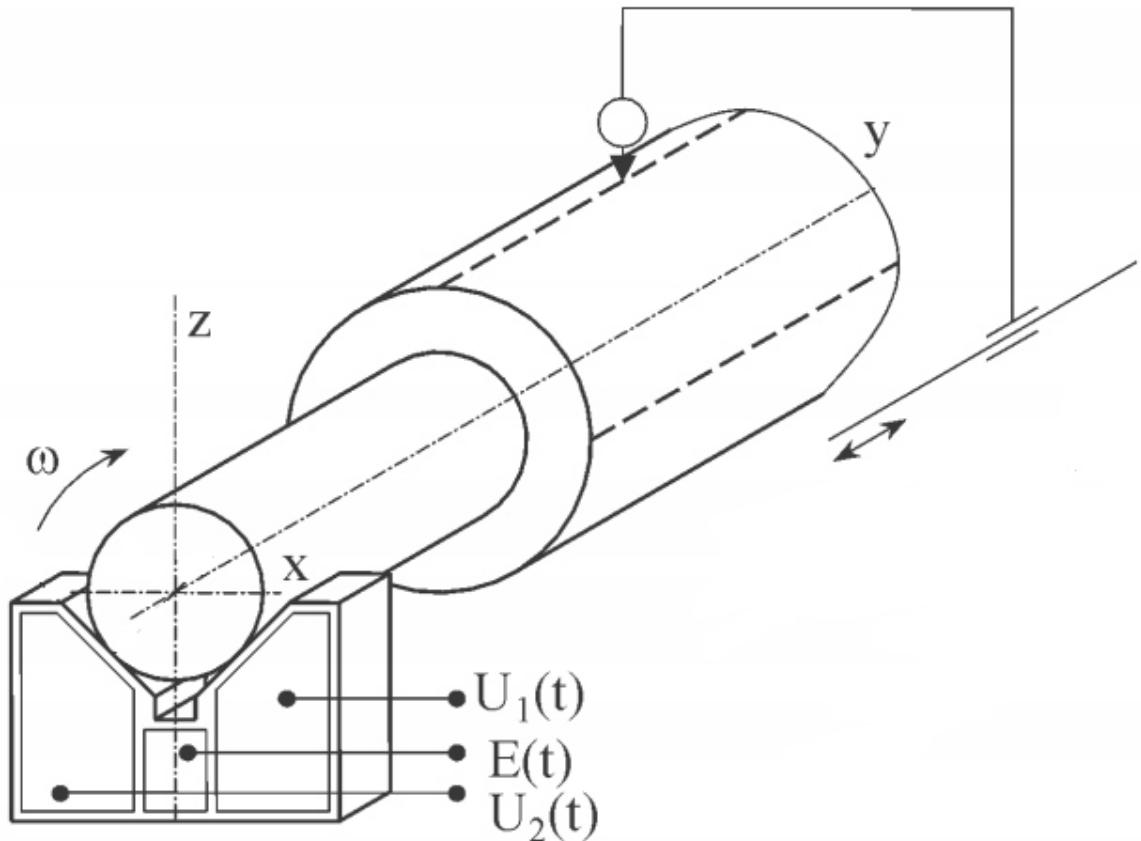
Leistinasis disbalansas korekciniėje plokštumoje yra lygus standarto rekomenduotai reikšmei. Tačiau balansuoti rotorių vienoje plokštumoje galima tik po patikrinimo. Didelės balansuojamų rotorių partijos bandymais gauta maksimali disbalanso momento V reikšmė dalijama iš atstumo tarp atramų l , ir jeigu tenkina sąlygą $U_{L1,L2} \leq 1/2 * U_l$, ($U_{L1,L2}$ - disbalansai atramų plokštumose), tai balansavimas vienoje korekciniėje plokštumoje yra priimtinas[1].

3.2 Aktyvieji pjezoelektriniai elementai

Jie gali būti įmontuojami į staklių arba mašinos bazines konstrukcijas, kurios užtikrina geometrinius tikslumo parametrus, tai yra koordinatinių judesių kreipiamąsias, suklių guolių atramas, taip pat, į galutinę kinematinę grandį- matavimo galvutės konstrukciją.

Pjezokeraminiai įdėklai įmontuoti į V pavidalo atramas (8 pav). Įdėklai prijungti prie aukšto dažnio įtampos signalų generatoriaus. Įrenginys pritaikytas suklio geometriniams

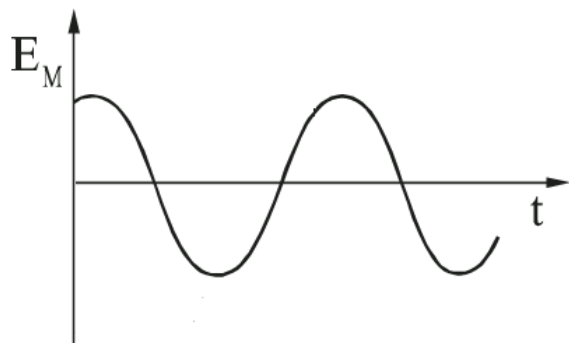
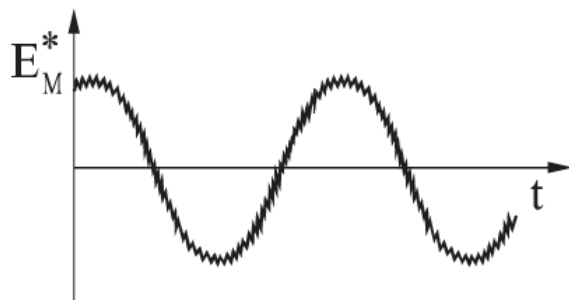
tikslumo parametrus matuoti- kakliukų cilindriškumui ir apskritumui. Suklio sukimas gaunamas transformuojant aukštojo dažnio rezonansinius virpesius, generuojamus įtampomis $U_1(t)$ ir $U_2(t)$ į nepertraukiamąjį sukimąsi. Šalia suklio su atramomis tikslios kreipiamosios keitikliams tvirtinti. Keičiant maitinimo dažnį arba srovę (0,5-1 A), suklio sukimasis gali būti reguliuojamas nuo 0,5 aps/min iki 10 aps/min. Matuojamų suklių masė nuo 5 kg. iki 10 kg.[7]



8 pav. Pjezoelektrinio jutiklio modelis

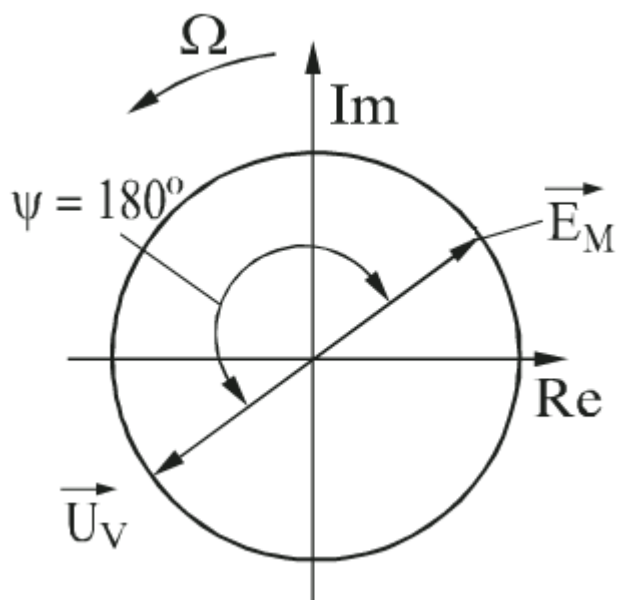
3.3 Disbalanso reikšmės ir kampinės padėties suradimas

Mechaninio elektroninio jėgos ar poslinkio matavimo keitiklio išėjimo įtampa E_m^* balansavimo metu yra kintama. Jos kampinis dažnis lygus rotoriaus sukimo kampiniam greičiui Ω . Dėl pavaros darbo keitiklio išėjimo įtampa nėra harmoninis signalas, jis yra susimaišęs su aukštųjų dažnių triukšmu. Triukšmas pašalinamas selektyviuoju filtravimu (9 pav). Išskirtas signalas pavaizduotas kompleksinėje plokštumoje (10 pav). Disbalanso reikšmė matuojama netiesiogiai kaip atramų reakcijos jėgos ar dinaminio poslinkio amplitudė. Disbalanso kampinė padėtis nustatoma kaip fazės kampas tarp fiksuotos (atraminės) padėties ir reakcijos jėgos ar poslinkio krypties[1].



9 pav. Keitiklio išėjimo signalai

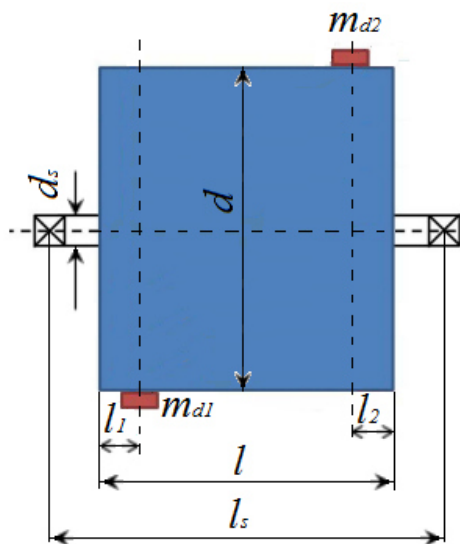
E_m^* - keitiklio išėjimo įtampa; E_m - filtruotas matavimo signalas



10 pav. Išėjimo signalas kompleksinėje plokštumoje.

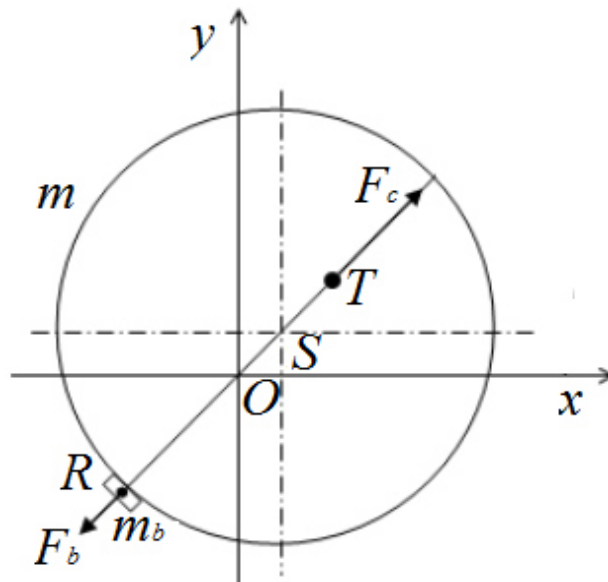
4. JĖGOS, KURIAS SUKELIA NESUBALANSUOTAS KŪNAS

Nagrinėjamas pasirinktas geometrinis kūnas, kurio brėžinys ir parametrai parodyti (11 pav). [9].



11 pav. Rotoriaus brėžinys

Nesubalansuotas besisukantis kūnas gali judėti radialinėmis kryptimis horizontaliai ir vertikalčiai. Dėl netolygiai pasiskirsčiusios masės aplink sukimosi ašį, svorio centras yra persikėlęs į geometrinį centrą per santykinį disbalansą e (2 pav. tai atstumas tarp S ir T taškų). Išcentrinė jėga F_c , sukimosi metu, didina atstumą tarp svorio centro ir sukimosi ašies. Siekiant pašalinti disbalansą, prie rotoriaus pridedame subalansuotą masę m_b , kad jos išcentrinė jėga F_b būtų tokio pat dydžio kaip F_c , bet veiktų priešinga kryptimi, kaip pavaizduota (12 pav). [8].

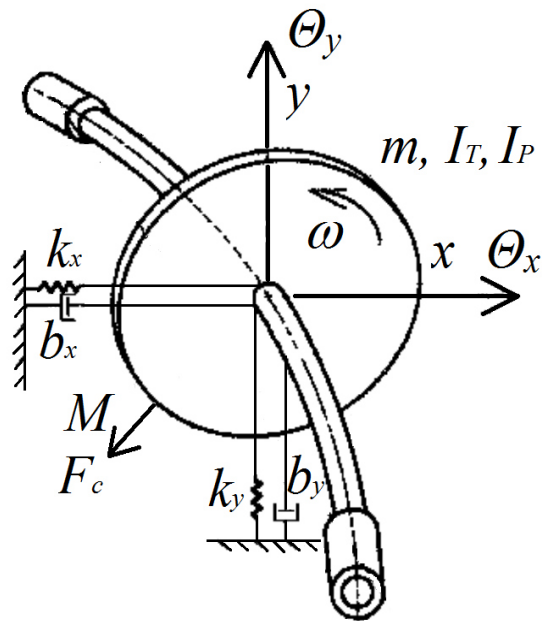


12 pav. Jėgos kurias sukelia besisukdamas kūnas:

Čia: m_b – balansavimo masės svoris; m – rotoriaus svoris; O – sukimosi ašis; S – rotoriaus geometrinis centras; T – rotoriaus svorio centras; ST – santykinis disbalansas; OS – nuokrypis link z ašies

4.1 Nesubalansuoto rotoriaus matematinis modelis

Dažniausiai naudojamas nesubalansuoto rotoriaus Jeffcotto modelis. Tai linijinis modelis, kurį sudaro nesubalansuotas viename ar dviejuose standžiuose guoliuose įtvirtintas kūnas (13 pav). Šis modelis turi keturis laisvės laipsnius, kurie aprašyti antros eilės diferencialinėmis lygtimis (6) ir (7).[11]



13 pav. Supaprastintas išbalansuoto rotoriaus modelis

Iš supaprastinto modelio, pagal antrąjį Niutono dėsnį $F = ma = m\ddot{x}$ gausime judesio lygtis [10]:

$$m\ddot{x} + b_x \dot{x} + k_x x = F_c \cos(\omega t); \quad (6)$$

$$m\ddot{y} + b_y \dot{y} + k_y y = F_c \sin(\omega t), \quad (7)$$

čia: b_x ir b_y – klampusis slopinimas atitinkamai pagal x ir y ašis; k_x ir k_y – standumai atitinkamai pagal x ir y ašis; a ir \ddot{x} – pagreitis; m – masė; x , y – besisukančio rotoriaus poslinkis atitinkamai pagal x ir y ašis; \dot{x} , \dot{y} , \ddot{x} , \ddot{y} – atitinkamai pirmosios ir antrosios išvestinės laiko atžvilgiu; F_c – išcentrinė jėga; ω – kampinis sukimosi dažnis; t – laikas. [12]

Pagal standartines judesio lygtis gauname dinaminio balansavimo judesio lygtis. Kadangi disbalansas atsiranda dvejose plokštumose, todėl lygtys yra tarpusavyje priklausomos.

$$I_T \ddot{\Theta}_x + \omega I_P \dot{\Theta}_y + K \Theta_x = M \cos(\omega t); \quad (8)$$

$$I_T \ddot{\Theta}_y + \omega I_P \dot{\Theta}_x + K \Theta_y = M \sin(\omega t), \quad (9)$$

čia: $I_T = 1/4 mr^2$ – skersinė inercija rotoriaus masės centre; $I_P = 1/2 mr^2$ – polinė inercija; r – rotoriaus spindulys; K – sukimosi standumas; Θ_x , Θ_y – rotoriaus pasisukimo kampas apie x ir

y ašis; $\dot{O}x$, $\dot{O}y$, $\ddot{\Theta}x$, $\ddot{\Theta}y$ - atitinkamai pirmosios ir antrosios išvestinės laiko atžvilgiu; M – sukimo momentas.

Norėdami pašalinti išcentrinę jėgą F_c ir sukimo momentą M , kurį sukelia rotoriaus disbalansas, būtina pridėti arba pašalinti tam tikrą masę abiejose rotoriaus pusėse. Ji turi sukurti tokią išcentrinę jėgą, kuri būtų proporcinga kūnų veikiančiai išcentrinei jėgai. Galutinė judesio lygties forma pridedant balansavimo mases:

$$\begin{aligned} I_T \ddot{\Theta}_x + \omega I_P \dot{\Theta}_y + K \Theta_x &= \\ = M \cos(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2}) (l - l_1 - l_2) r_b \omega^2 \cos(\omega t + \phi); \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} I_T \ddot{\Theta}_y + \omega I_P \dot{\Theta}_x + K \Theta_y &= \\ = M \sin(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2}) (l - l_1 - l_2) r_b \omega^2 \sin(\omega t + \phi), \end{aligned} \quad (11)$$

čia: m_{b1} , m_{b2} – balansavimo masės; l – balansuojamo kūno ilgis; l_1 , l_2 – atstumas nuo balansavimo masės iki balansuojamo kūno krašto; r_b – balansuojamo kūno spindulys.

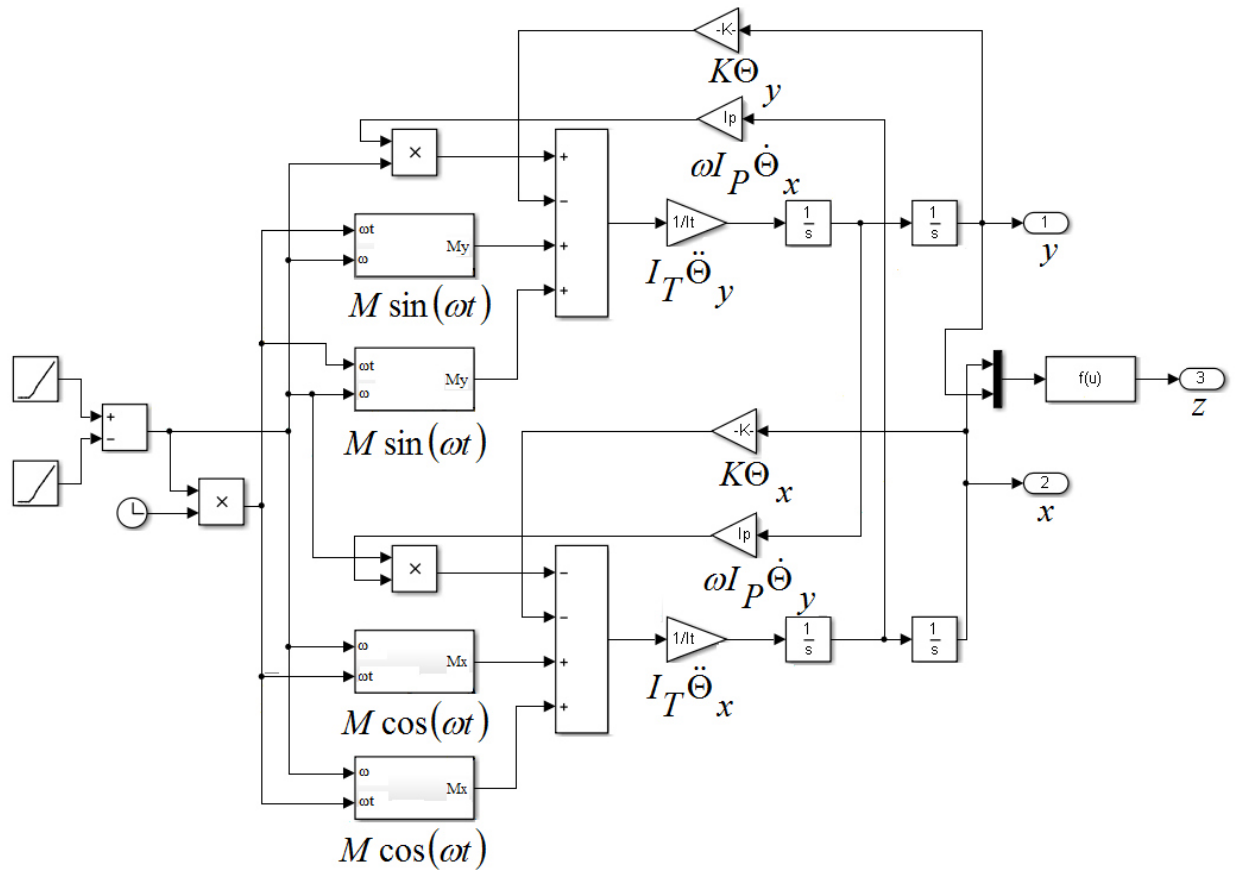
Galutinė judesio lygties forma pašalinant disbalanso mases ($m_{b1} + m_{b2}$) nuo rotorius:

$$\begin{aligned} I_T \ddot{\Theta}_x + \omega I_P \dot{\Theta}_y + K \Theta_x &= \\ = M \cos(\omega t) - (m_{b1} + m_{b2}) (l - l_1 - l_2) r_b \omega^2 \cos(\omega t + \phi); \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} I_T \ddot{\Theta}_y + \omega I_P \dot{\Theta}_x + K \Theta_y &= \\ = M \sin(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2}) (l - l_1 - l_2) r_b \omega^2 \sin(\omega t + \phi). \end{aligned} \quad (13)$$

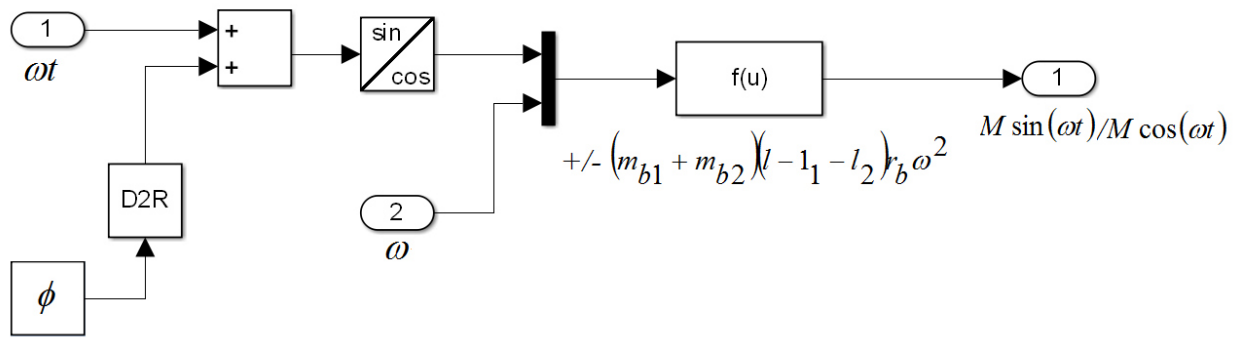
5. NESUBBALANSUOTO ROTORIAUS MODELIAVIMAS

Remiantis matematiniais modeliais Matlab/ Simulink programoje buvo suprojektuotas dinaminis balansavimo modelis (14 pav.) [13].



14 pav. Dinaminis balansavimo modelis

(15 pav.) pateikta sukimo momento posistemė.



15 pav. Sukimo momento posistemė

Sukimo momentas bloke $f(u)$ (žr. 15 pav.) apskaičiuojamas taip:

$$M_x = (m_{b1} + m_{b2})(l - l_1 - l_2)r_b \omega^2 \sin(\omega t + \phi), \quad (14)$$

$$M_y = (m_{b1} + m_{b2})(l - l_1 - l_2)r_b \omega^2 \cos(\omega t + \phi). \quad (15)$$

6. MODELIAVIMO REZULTATAI

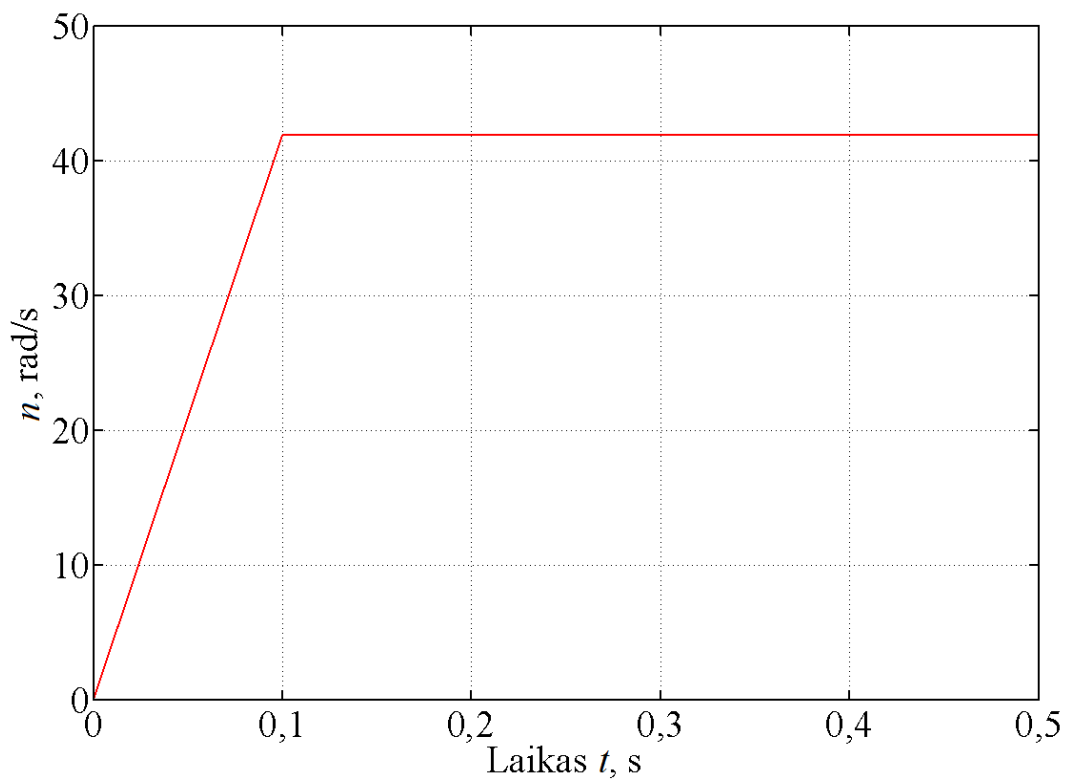
Pagrindiniai mechaniniai ir geometriniai balansuojamo kūno parametrai yra išvardinti 1 lentelėje.

1 lentelė

Rotoriaus parametrai

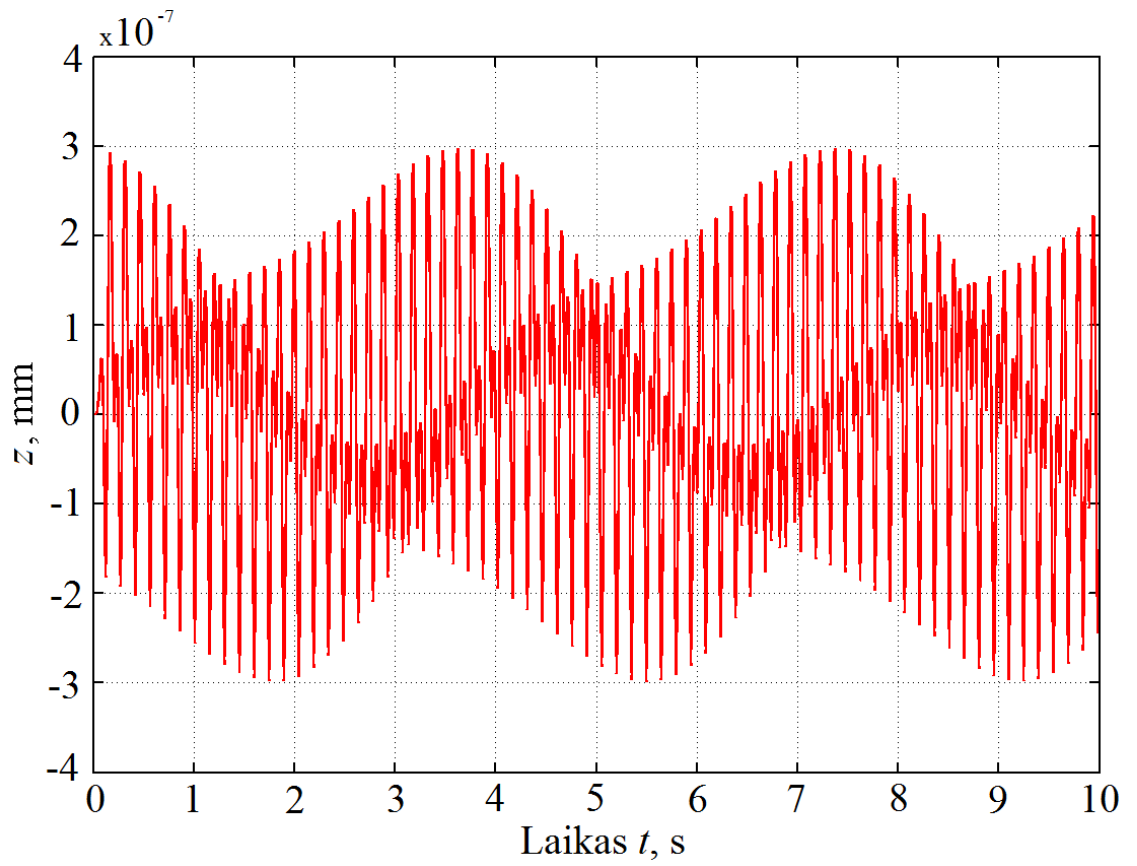
Žymuo	Reikšmė	Matavimo vienetai	Vertė
l	Rotoriaus ilgis	mm	180
d	Rotoriaus plotis	mm	380
l_s	Veleno ilgis	mm	450
d_s	Veleno skersmuo	mm	50
n	Rotoriaus sukimosi dažnis	aps/min	400

Balansavimas buvo atliktas nesubalansuotam ir subalansuotam rotoriumi. Disbalanso rotoriaus įtampa tampa pastebima sukimosi metu. Nuo pradinio bloko, duodančio linijinį signalą, per nustatytą laiką rotorius sukosi 41,88 rad/s kampiniu greičiu.

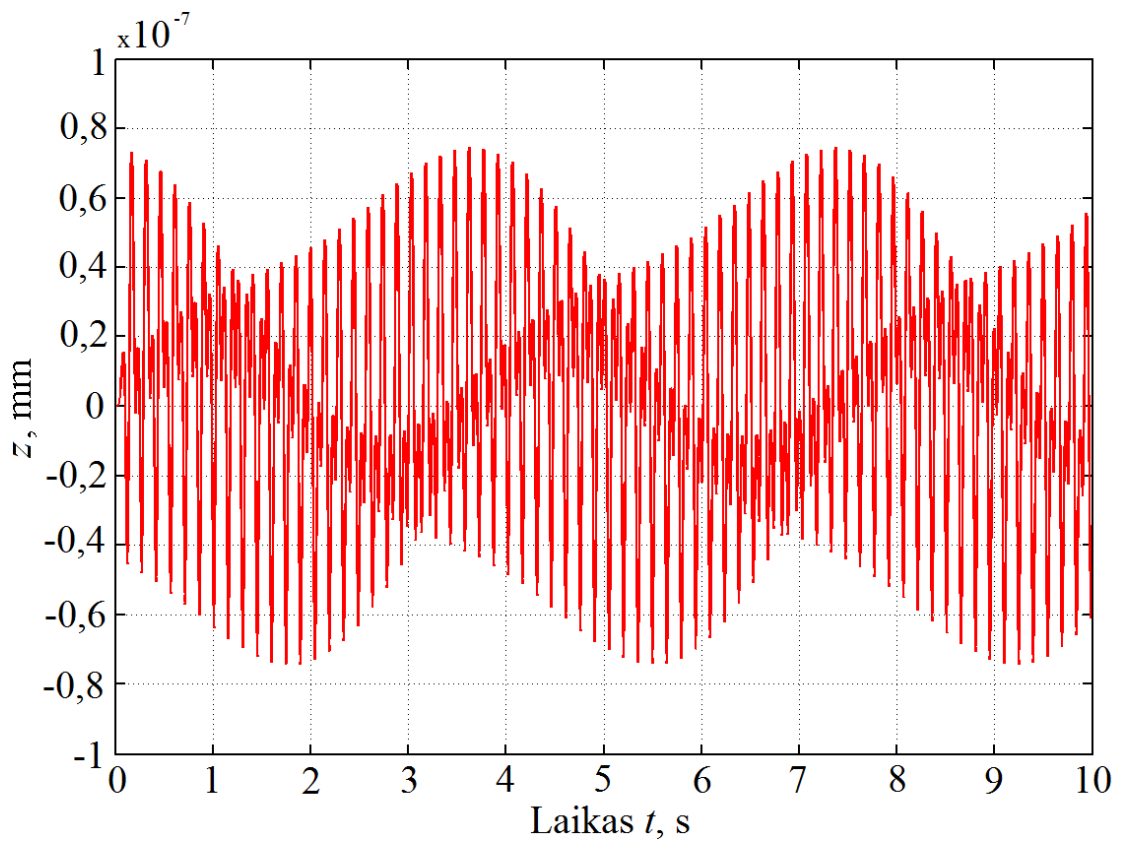


16 pav. Rotoriaus kampinis greitis

Dinaminis disbalansas atvaizduotas vibracijomis. Disbalanso virpesiai neslopinami, todėl gerai matosi, jog nesubalansuoto rotoriaus vibracijos amplitudė (17 pav.) yra keletą kartų didesnė nei subalansuoto rotoriaus (18 pav.).



17 pav. Nesubalansuoto rotoriaus amplitudė

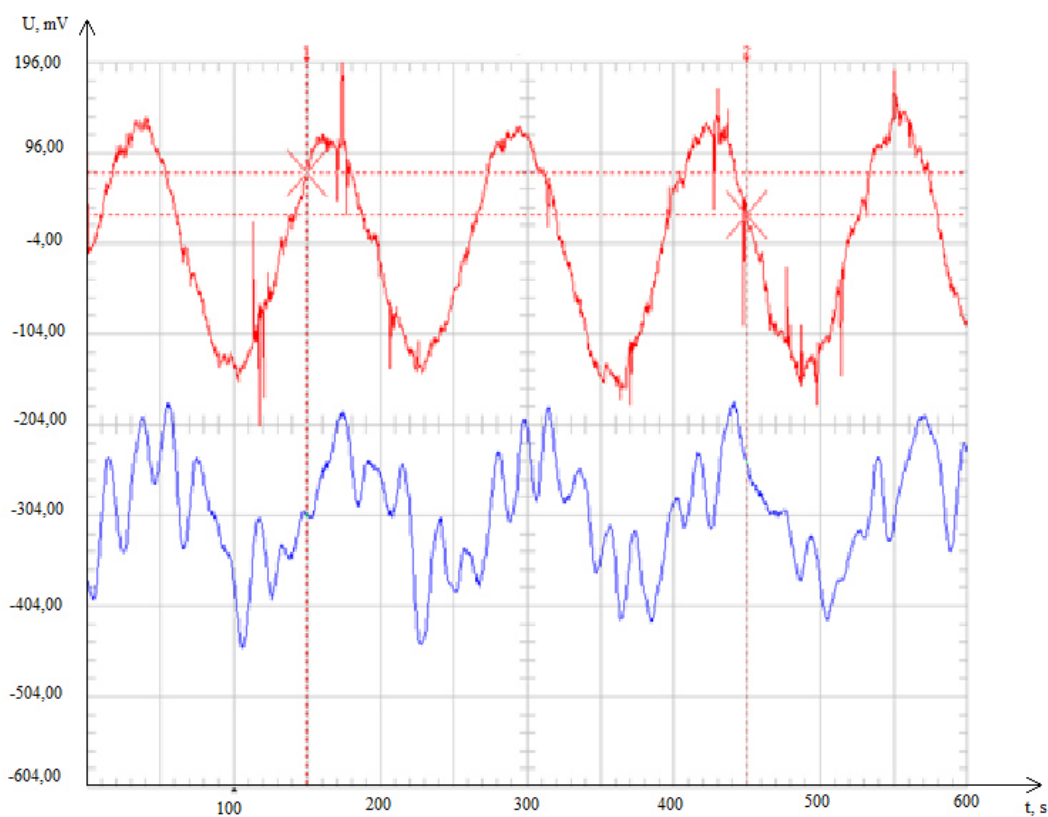


18 pav. Subalansuoto rotoriaus amplitudė

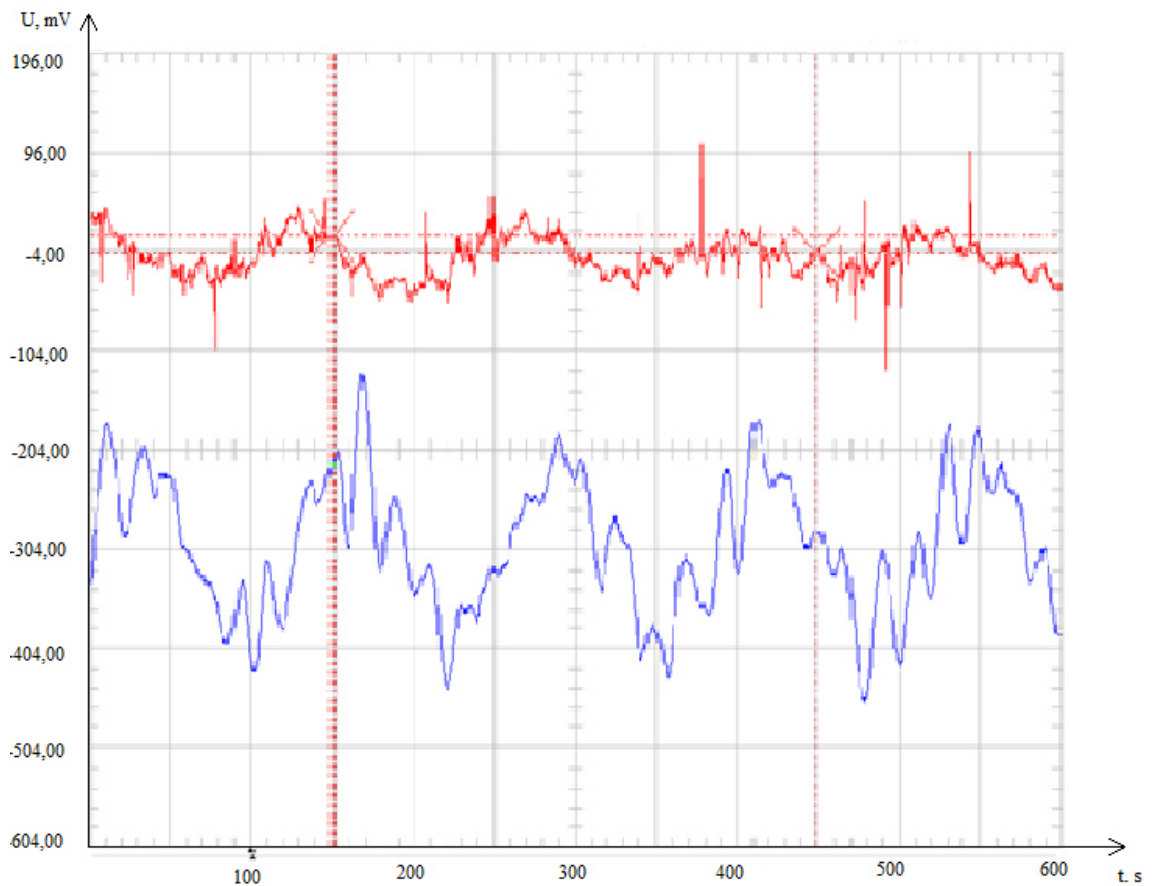
Lyginant rezultatus matyti, kad balansavimas akivaizdžiai sumažino besisukantį kūną veikiančią vibraciją. Balansuoto rotoriaus masės svoriai yra žymiai mažesni, lyginant su rotoriaus mase, todėl jie neturi įtakos kritinio dažnio vertei.

7. REALIOS SISTEMOS TYRIMAS

Ant išbalansuoto kūno buvo tvirtinami svoriai nuo 0 g. iki 88,6 g. 2 lentelė, kurie buvo pasverti sukalibruotomis svarstyklėmis „KERN 442-43N“ bandymas buvo atliekamas tvirtinant svorius dvejose plokštumose. Buvo išanalizuota balansavimo staklių valdymo grandinė, surasti prisijungimo taškai, įeinančio signalo po pirmos stiprinimo pakopos ir išeinančio signalo po stiprinimo ir analoginio filtravimo. Tam, kad būtų įmanoma sukurti skaitmeninę apdorojimo ir valdymo grandinę, svarbiausia buvo surasti matuojamo signalo priklausomybę nuo disbalanso svorio. Su „Fluke 196c“ oscilografu buvo gautos įtampos priklausomybė nuo svorio. Po analoginio filtravimo gaunamas signalas, naudojamas skaitmeniniam apdorojimui.



19 pav. Gautasis signalas po analoginio apdorojimo, kai disbalansas ≈ 49 g vidinėje pusėje



20 pav. To paties daviklio signalas po analoginio apdorojimo, kai disbalansas ≈ 0 g vidinėje pusėje

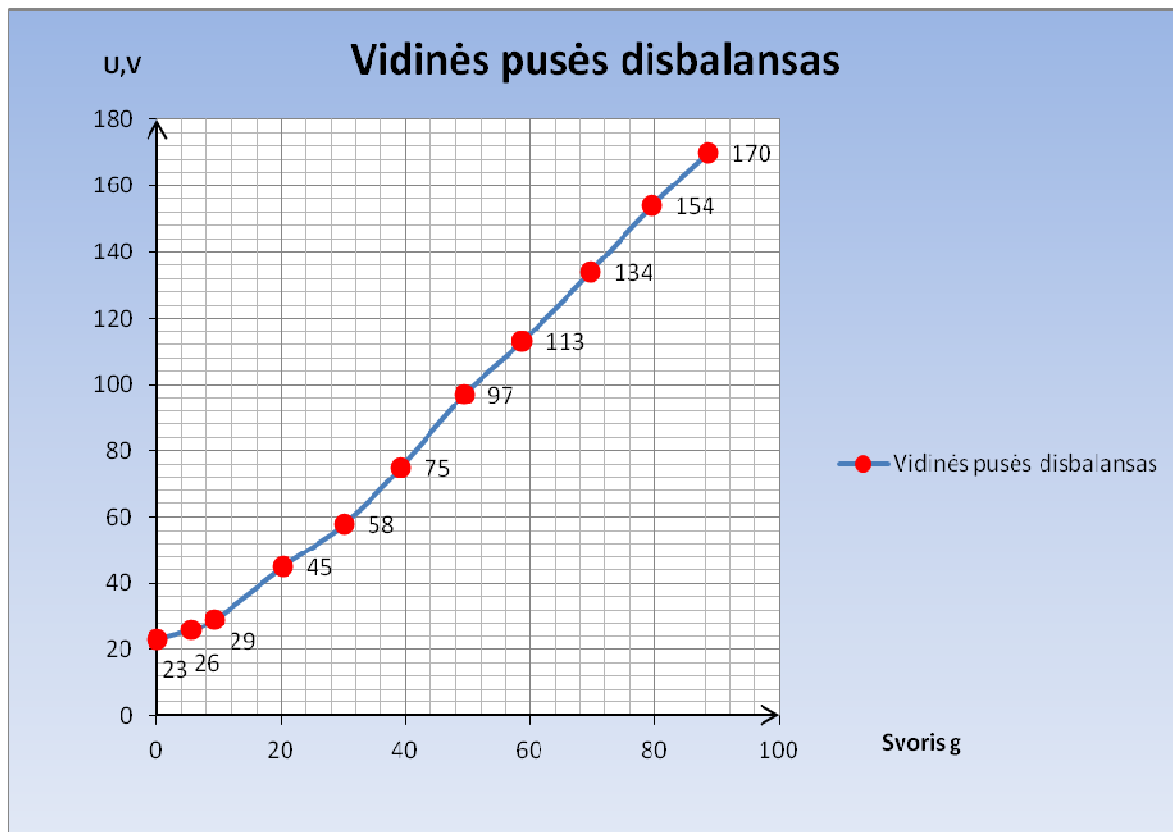
Iš gautų raudonų kreivių, kurios yra išėjimo signalai, matome, kad didinant disbalanso svorį ant kūno, įtampa didėja. Abiejais atvejais mėlyna kreivė yra triukšmingi įėjimo signalai, kurie neapdoroti, todėl norint juos analizuoti būtinas signalo filtravimas.

2 lentelė

Įtampos ir svorio santykio lentelė

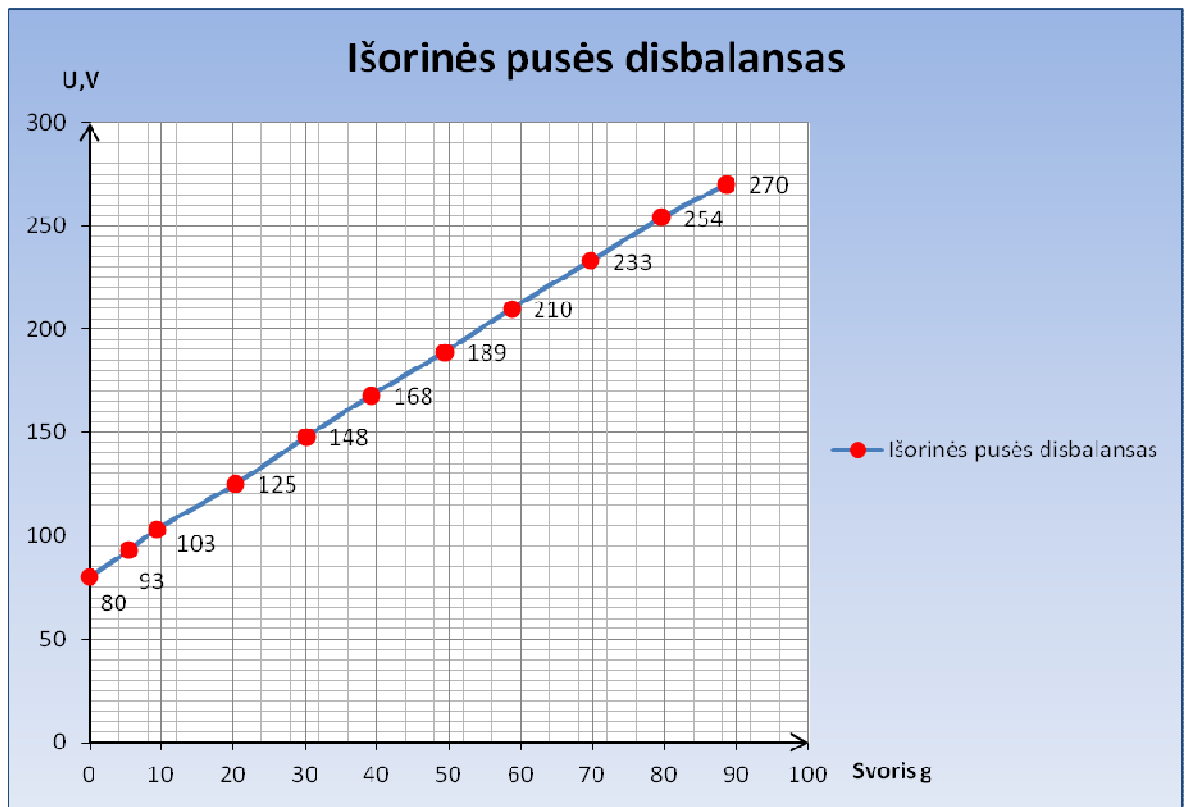
Disbalanso svoris g	Įtampa U,V kai disbalanso svoris išorėje	Įtampa U,V kai disbalanso svoris viduje
0	80	23
5,5	93	26
9,3	103	29
20,3	125	45
29,6	148	58
39,2	168	75
49,4	189	97
58,7	210	113
69,7	233	134
79,6	254	154
88,6	270	170

Pagal 2 lentelėje gautus duomenis, sudarytos matuojamo signalo nuo disbalanso svorio priklausomybės, atitinkamai jutiklių matuojančių balansuojamo kūno išorinę ir vidinę pusę. Čia matome kaip kinta įtampa, keičiantis disbalanso svoriui.



21 pav. Vidinės pusės disbalansas

Analogiškai ir išorinėje pusėje

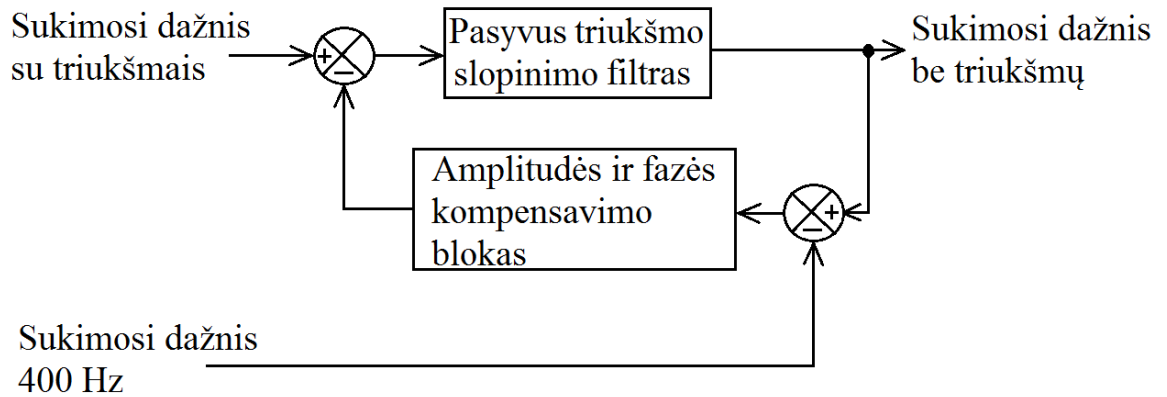


22 pav. Išorinės pusės disbalansas

Kaip matome iš tyrimo rezultatų svorio ir įtampos, santykis turi tiesinę priklausomybę. Darome išvadą, kad naudojamų disbalanso jutiklių priklausomybės yra tiesinės, o tai leidžia be sudėtingų aritmetinių operacijų valdyti balansavimo sistemą. Pagal gautus rezultatus, kuriama balansavimo staklių valdymo sistema, leidžianti balansuoti nestandartinius kūnus.

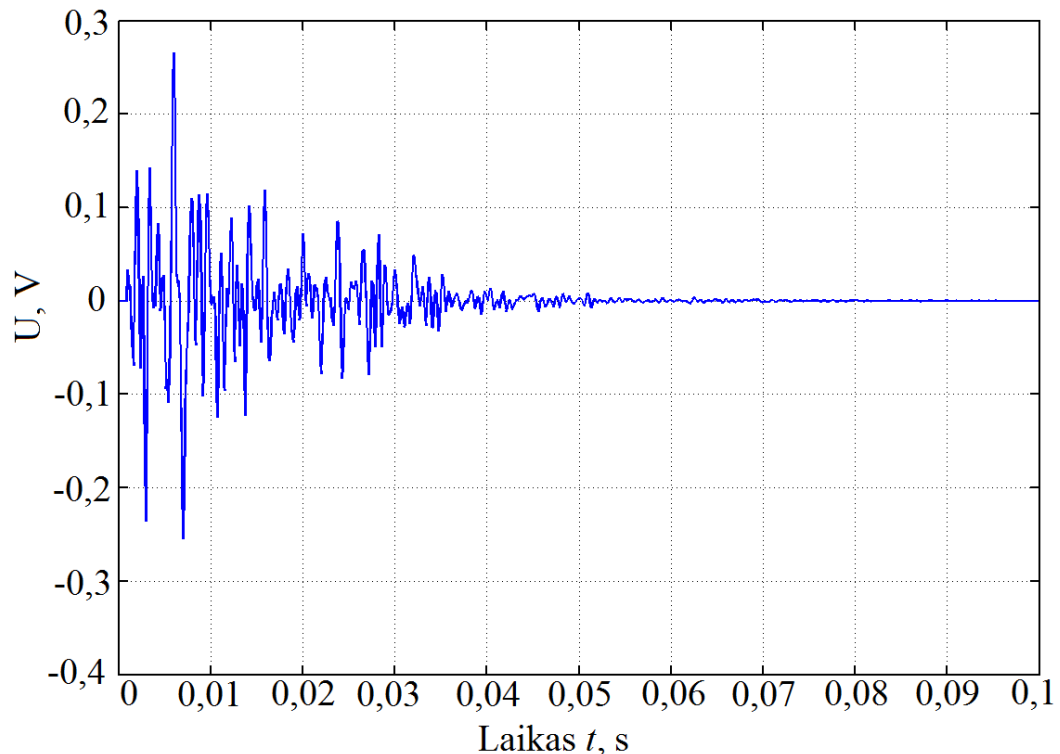
8. AKTYVAUS FILTRAVIMO PRITAIKYMAS TRIUKŠMŲ SLOPINIMUI

Kaip matyti iš 19 pav. balansavimo įrenginio išėjime gaunamas iškraipytas signalas. Triukšmų lygio valdymui buvo analizuota galimybė naudoti aktyvią triukšmų slopinimo sistemą[15] (23 pav). Triukšmų slopinimo modelis buvo realizuotas MATLAB aplinkoje.

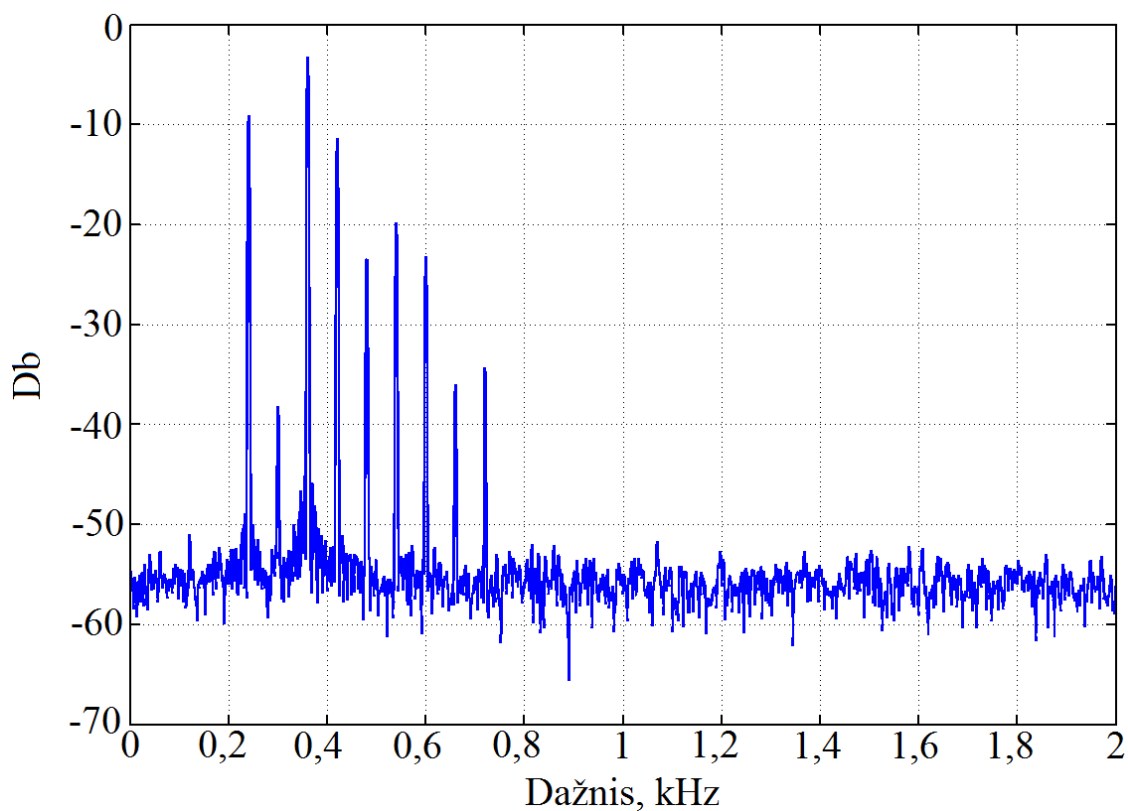


23 pav. Aktyvios triukšmų slopinimo sistemos blokinė schema

Sistemos efektyvumui ištirti buvo naudoti MATLAB DSP (Digital Signal Processing) įrankiai. Sudarytas modelis ir teoriškai ištirtos šio modelio galimybės slopinti triukšmus. Į modelį paduodamas triukšmo signalas 0.3V pastovios amplitudės signalas. Kaip matyti iš (24 pav.) triukšmų signalo amplitudė tolygiai mažėja ir praėjus 0.05s nuo proceso pradžios triukšmai faktiškai nebėra stebimi. Triukšmų signalo spektras prieš filtravimą parodytas (25 pav.)

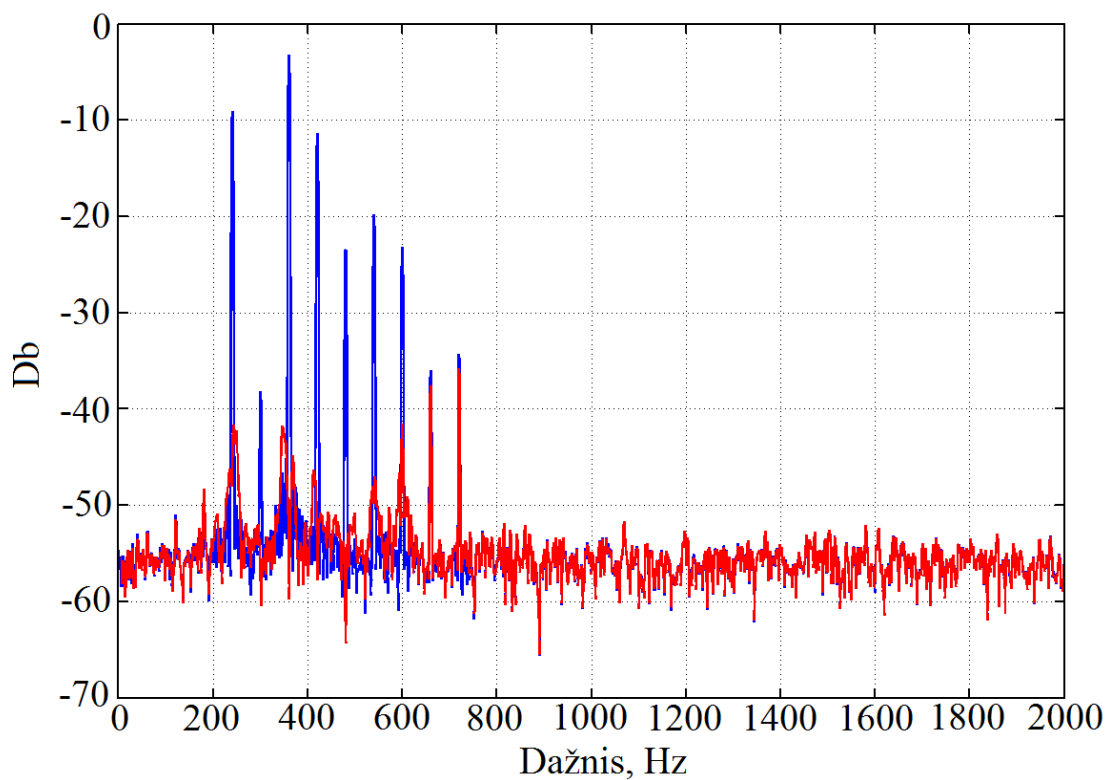


24 pav. Laikinė slopinamo triukšmų signalo charakteristika



25 pav. Triukšmų signalo spektras

Sistemos slopinamo triukšmo (raudona kreivė) palyginimas su pradinio signalo spektru pateiktas (26 pav.).



26 pav. Triukšmo spektro (mėlyna kreivė) ir slopinamo aktyviu filtru triukšmo spektro palyginimas

9. IŠVADOS

Besisukančių kūnų balansavimui labiausiai tinka dinaminis balansavimo metodas. Analizuojant modelį atlikus literatūros analizę, surinkti duomenys ir matematinės lygtys pritaikytos kuriant matematinį modelį.

Taip pat nustatyta, kad norint pasiekti kuo geresnį balansavimo tikslumą reikia kiek įmanoma labiau sumažinti kintamas atramines reakcijas ir parinkti kuo jautresnius ir geresnės kokybės jutiklius.

Sukurtas matematinis modelis leidžia nustatyti disbalansą įvertinant sistemos standumo koeficientą.

Lyginant nebalansuoto kūno, kurio disbalansas, pvz: 10/30 g. su subalansuotu kūnu poslinkio amplitudė, sumažėjo tris kartus. Šis pokytis tiesiogiai proporcingas disbalanso svoriui.

Ištirta reali balansavimo sistema, nustatytos įtampų priklausomybės nuo disbalanso svorio parodė, kad tyrimo objekto jautrieji elementai turi tiesinę išėjimo priklausomybę.

Darbe atliktas aktyvios triukšmų slopinimo sistemos modeliavimas parodė, kad tokią sistemą galima pritaikyti balansavimo staklių išėjimo signalų triukšmų mažinimui ir valdymui.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Žiliukas, P., Barauskas, R. *Mechaniniai virpesiai.*, Kaunas technologija, 1997, ISBN 9986-13-545-1
2. Jankauskas, V., Padgurskas J., Rukuiža R. *Mašinių gamybos ir remonto technologijos.* Akademija, 2006
3. Eitutis, A., Kaušinis, S., *Mechaninių dydžių matavimai*, Vilnius, 2008 [Žiūrėta 2014 gegužės 22 d.] Prieiga per internetą : <
<https://www.ebooks.ktu.lt/eb/508/mechaniniu-dydziu-matavimai/>
4. Ding Yuan Yang Yong-ji Sun Yu-yu. *Study on the Composition and Control of Automated Balancing Machine* International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering (CMCE). Changchun University ,Weixing Road No.6543. 2010 m. Prieiga per internetą: <
<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5610003&tag=1>
5. Juli Li, Zhiyuan Zhang. *Composition and control of an automated balancing machine.* International Conference on Digital Manufacturing & Automation. Zhengzhou University of Light Industry. Prieiga per internetą: <
<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5701184&tag=1>
6. World's Leading Supplier of Soft Bearing Balancing Machines & Instruments Prieiga per internetą < <http://www.irdbalancing.com/downloads/techpaper1balqualityreqmts.pdf> >
- 7 R. Bansevicius, V. Giniotis and J. Knight. *Active error compensation for precise machines* Prieiga per internetą: < <http://home.mit.bme.hu/~kollar/IMEKO-procfiles-for-web/congresses/WC-16th-Wien-2000/Papers/Topic%2014/Bansevicus.PDF> > [žiūrėta 2015.03.10]
8. V. Fedák, Z. Gelvanič. *Learning Vibration Phenomena of Rotating Systems by Experimentation on Virtual Model.* International Conference on Emerging eLearning Technologies and Applications Prieiga per internetą: <
<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6674412>
9. Vibration Solutions North. Prieiga per internetą: < <http://www.balancing-servicecompany.com/kin-dex-white-paper/> > [žiūrėta 2015.03.01]
10. Muszyńska A. Rotordynamics. Taylor & Francis Group, LLC, U.S.A.; 2005.
11. Adams M. L. Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting. New York, Basel: Marcel Dekker, Inc.; 2001. 51-52 psl. Prieiga per internetą: <
http://www.jadelltd.com/wa_files/Rotating_20Machinery_20Vibration.pdf >.
12. http://dSPACE.vgtu.lt/bitstream/1/1436/1/1381-S_Bogdevicius_Transporto_WEB.pdf

13.Brüel, Kjaer. Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors. Application notes. Naerum Offset; 1989. Prieiga per internetą: < <http://www.bksv.com/doc/bo0276.pdf> >.

14. Abro Technologies Private Limited Prieiga per internetą: < <http://www.indiamart.com/abro-technologies/high-balancing-machines.htm> l>

15. Farhad Forouharmajd, Parvin Nassiri, Masoumeh Ahmadvand, Farshad Forouharmajd. *Active noise cancellation of low frequency noise propagating in a duct*. Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Tehran University of Medical Sciences, Tehran, Iran. Prieiga per internetą: < [http://www.ijehe.org/article.asp?issn=2277-](http://www.ijehe.org/article.asp?issn=2277-9183;year=2012;volume=1;issue=1;spage=24;epage=24;aulast=Forouharmajd)

[9183;year=2012;volume=1;issue=1;spage=24;epage=24;aulast=Forouharmajd](http://www.ijehe.org/article.asp?issn=2277-9183;year=2012;volume=1;issue=1;spage=24;epage=24;aulast=Forouharmajd) >

PRIEDAI

1 Priedas

Tikslumo klasė	e, Ω , mm/s		Rotorių arba mašinų pavyzdžiai
	min	max	
(12)	(4000)	(10000)	Standžiai pritvirtinto mažų apsisukimų laivo dyzelinio variklio su nelygiu cilindru skaičiumi alkūninis velenas Didelės galios standžiai pritvirtinto dvitakčio variklio alkūninis velenas Standžiai pritvirtinto keturtakčio variklio ir ant vibroizoliatorių pastatyto laivo dyzelinio variklio alkūniniai velenai Standžiai pritvirtinto didelių apsisukimų keturių cilindru dyzelinio variklio alkūninis velenas Standžiai pritvirtintų didelių apsisukimų šešių ir daugiau cilindru dyzelinių variklių alkūniniai velenai. Visų automobilių, sunkvežimių ir lokomotyvų varikliai Lengvųjų automobilių ratai, ratų diskai, pavarų velenai, stabdžių būgnai. Automobilių, sunkvežimių ir lokomotyvų variklių alkūniniai velenai Pavarų velenai, kuriems keliami specialūs reikalavimai; smulkinimo ir žemės ūkio mašinų dalys; variklių dalys, kurioms keliami specialūs reikalavimai Technologinių įrenginių dalys; centrifugų būgnai; ventiliatoriai; smagračiai; išcentriniai siurbliai; staklių dalys; bendros paskirties elektros variklių rotorai Dujų ir garo turbinos; turbogeneratoriai su standžiais rotoriais; turbokompresoriai; metalo apdirbimo staklių pavaros; turbosiuurbliai; mažų elektros variklių rotorai Magnetofonų ir grotuvų pavaros; šlifavimo staklių pavaros Precizinių šlifavimo staklių sukčiai, diskai, variklių rotorai; giroskopai
11	1600	(4000)	
10	630	1600	
9	250	630	
8	100	250	
7	40	100	
6	16	40	
5	6,3	16	
4	2,5	6,3	
3	1,0	2,5	
2	0,4	1,0	
1 (0)	0,16 (0,064)	0,4 (0,16)	