

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

DARIUS PAULIUKAITIS

DAUGIAFUNKCINIŲ VIBROSUŽADINTUVŲ,
DIRBANČIŲ ANT ORO PAGALVĖS
AUTOVIRPESIŲ REŽIMU,
DINAMIKOS TYRIMAS

Daktaro disertacija
Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T)

2018, Kaunas

Disertacija rengta 1994-1999 ir 2017-2018 metais Kauno technologijos universiteto Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultete Gamybos inžinerijos katedroje.
Disertacija ginama eksternu.

Mokslinis konsultantas:

Prof. habil. dr. Edmundas KIBIRKŠTIS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, 09T, medžiagų inžinerija, 08T).

Redagavo: Aldona BARANAUSKAITĖ ir Justė MICKŪNIENĖ.

Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Habil. dr. Algimantas BUBULIS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, 09T) – **pirmininkas**;

Prof. dr. Vytautas JŪRĖNAS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, 09T);

Prof. dr. Juozas PADGURSKAS (Aleksandro Stulginskio universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, 09T);

Prof. dr. Donatas Jonas SIDARAVIČIUS (Vilniaus universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, 09T).

Disertacija bus ginama viešame Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje 2018 m. spalio 18 d. 10 val. Kauno technologijos universiteto Disertacijų gynimo salėje.

Adresas: K. Donelaičio g. 73-403, 44249 Kaunas, Lietuva.

Tel. (370) 37 300 042; faks. (370) 37 324 144; el. paštas doktorantura@ktu.lt.

Disertacija išsiųsta 2018 m. rugsėjo 18 d.

Su disertacija galima susipažinti interneto svetainėje <http://ktu.edu>, Kauno technologijos universiteto (K. Donelaičio g. 20, Kaunas) ir Aleksandro Stulginskio universiteto (Studentų g. 11, Akademija, Kauno r.) bibliotekose.

© D. Pauliukaitis, 2018

ISBN 978-609-02-1496-1

Leidinio bibliografinė informacija pateikiama Lietuvos nacionalinės Martyno Mažvydo bibliotekos Nacionalinės bibliografijos duomenų banke (NBDB).

KAUNAS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

DARIUS PAULIUKAITIS

RESEARCH OF DYNAMICS OF
MULTIFUNCTIONAL PNEUMATIC
VIBROEXCITERS WORKING
ON AIR CUSHION UNDER SELF-EXCITING
AUTOVIBRATION REGIME

Doctoral Dissertation
Technological Science, Mechanical Engineering (09T)

2018, Kaunas

This doctoral dissertation was prepared at Kaunas University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Design, Department of Production Engineering during the period of 1994-1999 and 2017-2018.

Dissertation was prepared externally.

Scientific Advisor:

Prof. Habil. Dr. Edmundas KIBIRKŠTIS (Kaunas University of Technology, Technological Science, Mechanical Engineering, 09T, Material Engineering, 08T).

Edited by: Aldona BARANAUSKAITĖ and Justė MICKŪNIENĖ.

Dissertation Defence Board of Mechanical Engineering Science Field:

Habil. Dr. Algimantas BUBULIS (Kaunas University of Technology, Technological Science, Mechanical Engineering, 09T) – **chairman**;

Prof. Dr. Vytautas JŪRĖNAS (Kaunas University of Technology, Technological Science, Mechanical Engineering, 09T);

Prof. Dr. Juozas PADGURSKAS (Aleksandras Stulginskis University, Technological Science, Mechanical Engineering, 09T);

Prof. Dr. Donatas Jonas SIDARAVIČIUS (Vilnius University, Technological Science, Mechanical Engineering, 09T).

The official defence of the dissertation will be held at 10 a.m. on 18 October, 2018 at the public meeting of Dissertation Defence Board of Mechanical Engineering Science Field in Dissertation Defence Hall at Kaunas University of Technology.

Address: K. Donelaičio St. 73-403, 44249 Kaunas, Lithuania.

Tel. no. (+370) 37 300 042; fax. (+370) 37 324 144; e-mail doktorantura@ktu.lt.

Doctoral dissertation was sent on 18 September, 2018.

The dissertation is available on the internet (<http://ktu.edu>) and at the libraries of Kaunas University of Technology (K. Donelaičio st. 20, Kaunas) and Aleksandras Stulginskis University (Studentų st. 11, Akademija, Kaunas dist.).

© D. Pauliukaitis, 2018

ISBN 978-609-02-1496-1

The bibliographic information about the publication is available in the National Bibliographic Data Bank (NBDB) of the Martynas Mažvydas National Library of Lithuania.

TURINYS

ŽYMĖJIMAI IR SUTRUMPINIMAI	7
ĮVADAS	8
1. LITERATŪROS ANALIZĖ IR DARBO UŽDAVINIŲ FORMULAVIMAS. ...	11
1.1 Įvadas	11
1.2 Vibrosužadintuvų konstrukcijų ir tyrimų apžvalga.	11
1.3 Matematinio ir skaitmeninio modeliavimo metodų apžvalga.....	17
1.3.1 Matematinio modelio kūrimo metodai.	17
1.3.2 Skaitmeninio modeliavimo ir sprendimo metodai.....	17
1.4 Medžiagos su formos atmintimi.	18
1.5 Literatūros analizės išvados ir tyrimų tematikos pagrindimas.....	22
2. VIBROSUŽADINTUVŲ ANT ORO PAGALVĖS EKSPERIMENTINIO IR TEORINIO TYRIMO METODIKOS.	23
2.1 Įvadas.....	23
2.2 Pneumatinio vibrosužadintuvo ant oro pagalvės veikimo principas.	23
2.3 Vienos kameros vibrosužadintuvo ant oro pagalvės eksperimentinio tyrimo metodika ir įranga.....	25
2.4 Vibrosužadintuvų ant oro pagalvės sinchronizacijos ir fazių formavimo tyrimo metodika bei įranga.....	27
2.5 Vienos kameros vibrosužadintuvo ant oro pagalvės dinaminių parametų nustatymo metodika.....	30
2.5.1 Tamprios pakabos pasipriešinimo koeficiento nustatymas.	30
2.5.2 Tamprios pakabos standumo koeficiento nustatymas.	32
2.6 Skaitmeninių matematinio modelio sprendimo metodų parinkimas.	32
3. PNEUMATINIO VIBROSUŽADINTUVO DINAMIKOS TEORINIAI TYRIMAI, SINCHRONIZACIJOS IR FAZIŲ FORMAVIMO BŪDAI	34
3.1 Įvadas.....	34
3.2 Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių egzistavimo srities nustatymas.	34
3.2.1 Vibrosužadintuvo darbo kūno dinamikos lygtys.	34
3.2.2 Vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių egzistavimo srities nustatymas.	35
3.3 Pneumatinio vibrosužadintuvo su dviem kameromis tyrimas.	37
3.3.1 Vibrosužadintuvo schema ir veikimo principo aprašymas.	37
3.3.2 Vibrosužadintuvo su dviem kameromis matematinis modelis.	38
3.3.3 Vibrosužadintuvo su dviem kameromis skaitmeninio tyrimo rezultatai.	42
3.3.4 Vibrosužadintuvo ant oro pagalvės su dviem kameromis pereinamųjų procesų ir stabilių režimų tyrimas.	49
3.4 Kelių pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių autovirpesių režimu, sinchronizacijos ir fazių formavimo būdai.	51
3.4.1 Galimos kelių vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo schemos.	52
3.4.2 Dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo tyrimas, kai paduodamas slėgis pastovus.	52
3.4.3 Dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo tyrimas, kai paduodamas slėgis pulsuoja.....	61

3.4.4 Dviejų kamerų pneumatinės vibropavaros su tampria grandimi synchronizacijos ir fazių valdymo tyrimas, kai paduodamas slėgis pastovus.	70
4. PNEUMATINIO VIBROSUŽADINTUVO ANT ORO PAGALVĖS EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI	81
4.1 Įvadas.....	81
4.2 Vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo eksperimentinis tyrimas.	81
4.2.1 Vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė.....	81
4.3 Dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų synchronizacijos eksperimentinis tyrimas.	86
4.3.1 Vibrosužadintuvų synchronizacijos eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė.....	86
5. PNEUMATINIŲ VIBROSUŽADINTUVŲ TAIKYMAS	91
5.1. Roboto pneumatinės vibropavaros dinamikos tyrimas.	91
5.1.1 Vibropavaros schemos ir veikimo principo aprašymas.	91
5.1.2 Roboto pneumatinės vibropavaros dinamikos lygtys.	92
5.1.3 Teorinio tyrimo rezultatai.	96
5.1.4 Trinties jėgų įvertinimas.	100
5.2 Išmaniųjų grandžių taikymas pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukcijoms.	104
5.2.1 Išmaniųjų medžiagų galimo taikymo pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukciniams elementams metodika.	104
5.2.2 Medžiagų su formos atmintimi pritaikymo vibrosužadintuvui teorinis tyrimas.	106
5.3 Dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių synchroniniu ir valdomos fazės autovirpesių režimu, projektavimo rekomendacijos.	113
6. APIBENDRINTOS DARBO IŠVADOS	115
7. SUMMARY	118
8. LITERATŪROS SĄRAŠAS	150
9. Curriculum Vitae	156
10. MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	157
11. PUBLIKACIJŲ KOPIJOS	160
PADĖKA	177
PRIEDAI	178

ŽYMĖJIMAI IR SUTRUMPINIMAI

m - darbinio kūno masė [kg];
 t - laikas [s];
 x, x_V - darbinio kūno poslinkis [m];
 x_K - korpuso poslinkis [m];
 r_{Ki} - i-tosios kameros spindulys [m];
 l_{ki} - i-tosios kameros ilgis [m];
 S_{Ki} - i-tosios kameros skerspjūvio plotas [m²];
 r_{ai} - i-tosios kameros išorinis spindulys [m];
 r_S - strypo spindulys [m];
 r_i - plyšio dujų ištekėjimui iš i-tosios kameros spindulys [m];
 ρ_{Ki} - dujų tankis i-toje kameroje [kg/m³];
 P_i - į i-tąją kamerą paduodamas slėgis [Pa];
 P_{Ki} - slėgis i-toje kameroje [Pa];
 P_a - atmosferos slėgis [Pa];
 P^* - bedimensinė slėgio išraiška;
 x^* - bedimensinė poslinkio išraiška;
 α_i - bedimensinis įtempimas i-toje kameroje;
 H_Z - pradinis tampriai pakabintos masės m įveržimas [m];
 C_1, C_2 - tamprios pakabos standumo koeficientai [N/m];
 K_1, K_2 - tamprios pakabos pasipriešinimo koeficientai [kg/s];
 W_{11} - dujų, įtekančių į pirmąją kamerą debitas [kg/s];
 W_{21} - dujų, įtekančių į antrąją kamerą debitas [kg/s];
 W_{12} - dujų, ištekančių iš pirmosios kameros debitas [kg/s];
 W_{22} - dujų, ištekančių iš antrosios kameros debitas [kg/s];

G - dujų debitas aerodinaminio ryšio kanale [kg/s];
 α - adatų tvirtinimo kampas [rad];
 T - mechaninės sistemos kinetinė energija [J];
 Π - mechaninės sistemos potencinė energija [J];
 F - jėga [N];
 F_f - trinties jėga [N];
 f_{ir} - trinties koeficientas [const.];
 Q_K - dujų masė kameroje [kg];
 T - temperatūra [K];
 T_{ki} - absoliuti temperatūra i-je kameroje [K];
 T_{oi} - absoliuti temperatūra i-je kameroje pusiausvyros padėtyje [K];
 M - molio masė [kg/mol];
 R_0 - universalioji dujų konstanta [J/mol K];
 λ - kritinis slėgių santykis [const.];
 β - konstanta [const.];
 μ_i - dujų dinaminės klamos koeficientai [const.];
 $D(t, X)$ - diferencialinių lygčių matrica;
 A_i - darbinio kūno svyravimų i-toje kameroje amplitudė [m];
 f_i - darbinio kūno svyravimų i-toje kameroje dažnis [Hz];
 A_p - pulsuojančio slėgio amplitudė [Pa];
 ω - pulsuojančio slėgio funkcijos kampinis dažnis [rad/s];
 φ - pulsuojančio slėgio funkcijos fazė [rad];
 $a_i, \gamma_i, \beta_i, f_i, q$ - pagalbiniai kintamieji.

IVADAS

Temos aktualumas

Vibraciniai įrenginiai plačiai taikomi įvairiose pramonės, statybos, transporto, žemės ūkio šakose. Svarbią vietą šioje srityje užima pneumatiniai vibromechanizmai. Jie ypatingi tuo, kad yra saugūs nuo elektros, nesprogūs, todėl nepakeičiami įrengimuose, naudojamuose kalnakasyboje, požeminiame transporte, chemijos pramonėje. Pneumatiniai vibraciniai įrenginiai plačiai pritaikyti ir statybose (betono sutankinimo aparatai), konvejerinėse surinkimo linijose (surenkamų elementų padavimas į surinkimo vietą ir pozicionavimas), metalurgijos gamyklose (presformų gamyba), chemijos pramonėje (maišymo ar separavimo linijos), statybinių medžiagų gamybos įmonėse, (surenkamo gelžbetonio gamyba, statybinių medžiagų – skaldos, žvyro – rūšiavimo linijos), kelių statyboje (grunto sutankinimo mašinos ir aparatai).

Panaudojimo sričių plėtra, sparčiai besivystančių mokslo ir technikos sričių keliami reikalavimai verčia tobulinti esamą vibracinę įrangą, o naujais moksliniai laimėjimai įgalina kurti naujo tipo daugiafunkcinius vibrosužadintuvus. Dujų tekėjimo specifika ir naujų vibrosužadintuvų konstrukciniai sprendimai atskleidžia nemažai charakteringų jų darbo ypatybių. Autoriai D. Tomchin, O. Tomchina, A. Fradkov, Zhao Zhi-li, Chen Hung-Yi, S. Eremeykin, H. Kaliji, A. Messina, N. Giannoccaro ir kiti mokslininkai periodiškai skelbia dinaminių sistemų, sudarytų iš vieno ir kelių vibrosužadintuvų, teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatus, nagrinėja kelių vibrosužadintuvų darbo režimus ir fazių valdymo galimybes bei modeliavimo metodus [1-10].

Šiame darbe tiriama galimybė pritaikyti daugiafunkcinių vibrosužadintuvų konstrukcijose netradicinius sprendimus: įvesti adaptyviasias grandis (medžiagas su formos atmintimi). Autorių A.Galinsko, K.Ragulskio, R.Bansevičiaus, E.Kibirskščio ir K.Vaitasiaus [11-24] pasiūlyti naujo tipo pneumatiniai vibrosužadintuvai ant oro pagalvės pasižymi daugiafunkcinėmis galimybėmis: harmoniniu ir neharmoniniu darbo kūno judėjimo dėsniumi, šuolišku virpesių parametų keitimu, smūginio darbo kūno režimu. Tokių vibrosužadintuvų darbo kūnas gali turėti iki šešių judrumo laipsnių. Sukurtų mechanizmų charakteringa savybė – trys darbo režimai, t.y. kontakto, oro pagalvės ir virpesių režimas, kas leidžia tokius vibrosužadintuvus pritaikyti robotų griebtuose, orientuojant ir surenkant velenėlio-įvorės tipo detales. Šiuos vibrosužadintuvus galima panaudoti projektuojant robotų tiesialinijinio judesio antgalius-šliaužiklius, taip pat precizinių sukimosi ir transportavimo pavarų konstrukcijose.

Panaudojant aerodinaminio ryšio kanalus arba pulsuojančią slėgį, galima pasiekti, kad sukurti vibrosužadintuvai dirbtų sinchroniniu dažniu ir tam tikra valdoma svyravimų faze.

Mokslinių tyrimų tikslas ir uždaviniai

Efektingam sukurtų daugiafunkcinių pneumatinių vibrosužadintuvų panaudojimui reikia iširti bendrus jų elgsenos dėsningumus ir sukurti jų teorines bei eksperimentines tyrimo metodikas.

Disertacijos pagrindinis tyrimų **tikslas** – ištirti vibrosužadintuvų, dirbančių ant oro pagalvės autovirpesių režimu, dinamiką bei dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos galimybes.

Tiksliui pasiekti numatoma išspręsti šuos **uždavinius**:

1. *Atlikti vibrosužadintuvų ant oro pagalvės virpesių charakteristikų eksperimentinius ir teorinius tyrimus bei pateikti jų mechaninių parametru skaičiavimo metodikas.*
2. *Nustatyti vibrosužadintuvo, dirbančio ant oro pagalvės, autovirpesių egzistavimo sritį.*
3. *Sukurti dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų ant oro pagalvės sinchronizacijos ir fazių valdymo metodiką.*
4. *Sukurti pneumatinę žengiančią roboto vibropavarą ir ištirti jos pereinamuosius procesus bei stabiliuosius judesio režimus.*
5. *Sudaryti vibrosužadintuvų ant oro pagalvės adaptyviųjų grandžių su formos atmintimi matematinius modelius ir paskaičiuoti galimas šių grandžių mechanines charakteristikas.*
6. *Pateikti sukurtų daugiafunkcinių vibrosužadintuvų, dirbančių sinchroniniu autovirpesių režimu, projektavimo rekomendacijas.*

Tyrimo metodai ir priemonės

Rašant darbą naudotasi monografijomis, moksliniais straipsniais ir internete rasta medžiaga, taip pat katedros mokslo grupės pateikta mokslinė informacija. Teoriniai tyrimai atlikti bendrosios mašinų teorijos, dujų dinamikos ir virpesių teorijos pagrindu, tiesiogiai naudojant analitinius ir skaitmeninius metodus. Skaičiavimai pagal sukurtus matematinius modelius atlikti *MathCad* bazėje. Eksperimentiniams tyrimams buvo naudojama šiuolaikinė precizinė matavimo aparatūra. Tyrimuose panaudotas originalus mokslo grupės sukurtas virpesių ant oro pagalvės formavimo-reginys.

Mokslinis naujumas

1. Sukurti pneumatinių vibrosužadintuvų ant oro pagalvės matematiniai modeliai, nustatyta autovirpesių egzistavimo sritis ir pateikti skaitmeninio bei eksperimentinio tyrimo rezultatai. Sukurta dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių valdymo teorija, panaudojant tamprią grandį, aerodinaminį ryšį ir iš išorės paduodamą pulsuojantį slėgį.

2. Sukurta pneumatinė roboto tiesialinijinio žengimo vibropavara ir ištirti jos tiesialinijinio judesio ir stabiliųjų režimų parametrai. Pasiūlytos vibrosužadintuvų ant oro pagalvės adaptyvios grandys su FA ir šių grandžių skaičiavimo metodika.

3. Sukurta dviejų vibrosužadintuvų ant oro pagalvės mechaninės sistemos, dirbančios sinchroniniu režimu ir su valdoma virpesių faze, projektavimo rekomendacijos.

Praktinė vertė

Sukurtos daugiafunkcinių vibrosužadintuvų, dirbančių ant oro pagalvės autovirpesių režimu teorinės prielaidos, nustatytos autovirpesių egzistavimo sritys

leidžia paskaičiuoti tokių vienos ir dviejų kamerų vibrosužadintuvų virpesių parametrus, taip pat atlikti ir jų konstrukcinį projektavimą.

Sukurtos dviejų vibrosužadintuvų ant oro pagalvės virpesių sinchronizacijos ir fazių valdymo teorinės ir eksperimentinės prielaidos.

Ištirti daugiafunkciniai vibrosužadintuvai ant oro pagalvės, sukurti sinchronizacijų metodai leidžia juos panaudoti pačių įvairiausių technologinių procesų intensyvinimui.

Pasiūlyta pneumatinė žengianti roboto vibropavara gali būti pritaikoma įvairių vamzdinių diagnostikos pavarai.

Gynimui teikiami darbo rezultatai

1. Vibrosužadintuvų ant oro pagalvės dinamikos matematiniai modeliai ir jų skaitmeninio ir eksperimentinio darbo režimų tyrimo metodikos bei gautų tyrimų rezultatai.

2. Pneumatinių vibrosužadintuvų ant oro pagalvės sinchronizacijos ir fazių valdymo metodai, matematinis modelis ir skaitmeninio tyrimo rezultatai.

3. Pneumatinės tiesialinijinio judesio roboto vibropavaros matematinis modelis, jo skaitmeninio tyrimo metodika ir gautų tyrimų rezultatai.

4. Pneumatinių vibrosužadintuvų ant oro pagalvės adaptyviųjų grandžių su formos atmintimi teorinio tyrimo rezultatai.

5. Dviejų vibrosužadintuvų, dirbančių ant oro pagalvės sinchroniniu ir valdomos fazės autovirpesių režimu, projektavimo rekomendacijos.

Darbo aprobavimas

Tiriamąjį darbo temą paskelbta 10 publikacijų; iš jų 2 straipsniai publikuoti tarptautiniuose mokslo žurnaluose, turinčiuose cituojamumo rodiklį *Clarivate Analytics Web of Science* („CA WoS“) duomenų bazėje: 2 straipsniai su 1,128 citavimo indeksu (2017, 2018). Darbo rezultatai pristatyti 11-oje tarptautinių konferencijų. Mokslinių publikacijų sąrašas pateikiamas disertacijos pabaigoje.

Disertacijos struktūra ir apimtis

Disertaciją sudaro įvadas, 5 dalys, svarbiausios apibendrintos darbo išvados, literatūros sąrašas iš 81 šaltinio, autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas, santrauka ir priedai. Disertacijos apimtis – 155 puslapiai, 106 iliustracijos, 17 lentelių ir priedai.

1. LITERATŪROS ANALIZĖ IR DARBO UŽDAVINIŲ FORMULAVIMAS.

1.1 Įvadas.

Šiame skyriuje atlikta pneumatinių vibrosužadintuvų mokslinių tyrimų apžvalga. Pateikta įvairių tipų vibratorių, taip pat ir vibrosužadintuvų ant oro pagalvės, dirbančių autovirpesių režimu konstrukcijų analitinė apžvalga, atlikta eksperimentinių ir teorinių šios srities tyrimų analizė. Išnagrinėtos vibrosužadintojų ant oro pagalvės funkcinės galimybės, kuriant įvairios paskirties robotų griebtus, sukimosi ar transportavimo, detalių orientavimo-surinkimo pavaras, vibrosmūgines sistemas. Atlikta išskirtines savybes turinčių medžiagų (medžiagų, turinčių formos atmintį) fizikinių-mechaninių savybių analizė, jų tinkamumas pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukciniams elementams. Nagrinėta kelių vibrosužadintuvų dažnio ir fazės sinchronizavimo problema. Pateiktos literatūros analizės išvados, problemos pagrindimas, suformuluoti disertacinio darbo tikslai ir uždaviniai.

1.2 Vibrosužadintuvų konstrukcijų ir tyrimų apžvalga.

Šiuolaikinėje pramonėje galima išskirti atskirą įrengimų grupę, kur technologinės operacijos realizuotos virpančio darbinio kūno pagrindu. Paprastai tai tamprios sistemos, sukurtos tokiu būdu, kad užtikrinti reikalingą vibrosužadintuvo darbinio kūno judėjimą.

Vibrosužadintuvai gali būti taikomi vibraciniuose transportavimo ir birių medžiagų paskirstymo, detalių orientavimo įrenginiuose, vibraciniuose siurbliuose, geologinio gręžimo įrankiuose, giluminio grunto ar betono lyginimo ir sutankinimo įrenginiuose, detalių surinkimo ar išskirtimo linijose, smūginėse-vibracinėse mašinos, fizikinių procesų ir cheminių reakcijų suintensyviniui, medicininiuose ir buitiniuose vibraciniuose prietaisuose, bandomuosiuose vibraciniuose standuose ir t.t. Vibrosužadintuvų panaudojimas maišymo įrenginiuose turi įtakos maišymo įrenginių našumui, mažina energijos kaštus ir didina galutinio produkto kokybę. Vibracijos čia gali suintensyvinti maišymo procesą arba sukelti specifinius efektus maišomai medžiagai. Vibrosužadintuvai naudojami birių medžiagų tiekimo įrenginiuose [25] ir transporteriuose.

Vibrosužadintuvai priverčia svyruoti darbinį kūną pagal tam tikrą dėsnį. Keli charakteringi amplitudės pokyčio laiko atžvilgiu režimai pavaizduoti 1 priede.

Pagal sužadinimo būdą vibrosužadintuvus galima išskirti į atskirus tipus (žr. lentelę 2 priede). Egzistuoja kombinuoti kelių tipų vibrosužadintuvai: magneto-mechaniniai, elektrohidrauliniai, hidropneumatiniai ir t.t.

Vibrosužadintuvus galima klasifikuoti ir pagal kitus požymius:

- pagal judėjimo laisvės laipsnių skaičių: su vienu judėjimo laisvės laipsniu ir daugiau;
- pagal darbinio kūno svyravimo dėsnį: harmoniniai, biharmoniniai, chaotiniai virpesiai ir t.t.
- pagal vibrosužadintuvo pavaros darbinės aplinkos tipą: pneumatiniai, hidrauliniai, vaakuminiai, gariniai ir t.t.

Vibrosužadintuvų savybės taikomos įvairiuose technologiniuose procesuose. 3 priede, lentelėje, pateikiami atskirų tipų vibrosužadintuvų privalumai ir trūkumai.

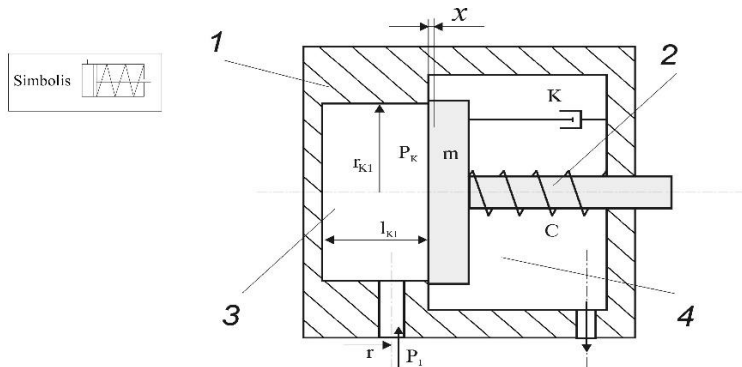
Atlikus vibrosužadintuvų konstrukcijų tipų analizę [18, 26-30], galima pastebėti, kad pagal konstrukcijos paprastumą, geresnes eksploataavimo savybes, darbinio kūno virpesių įvairovę ir pagrindinių parametrų valdymo galimybes pirmumas teikiamas pneumatiniams vibrosužadintuvams. Suspausto oro energiją į mechaninę energiją verčiantys vibrosužadintuvai priklauso vienai iš labiausiai praktikoje naudojamų vibrosužadintuvų grupei. Pritaikymo sritys vis plečiasi. Pneumatiniai įrenginiai naudojami medicinoje (reabilitacijos ir priežiūros įrenginiuose), robotikoje (vaikščiojantys robotai [31]), naudojant specialias medžiagas - elastomerus - kuriami specializuotos paskirties naujos kartos pneumatiniai įrenginiai - minkštos pneumatinės pavaros (SPA - *soft pneumatic actuators*) [32, 33]. Mikro-pneumatiniai vibrosužadintuvai gali būti naudojami minkštų ir lanksčių robotų konstrukcijose, kur suspaustas oras generuoja įvairių roboto judesių spektrą: plėtimąsi bei susitraukimą, sukimąsi, lenkimą ir pan. [34]

Praktikoje dažniausiai naudojami linijinio stūmoklio (pneumatinio cilindro) tipo pneumatiniai vibrosužadintuvai [30, 35]. Jie sukuria tiesialinijinį stūmoklio judesį, kuris gali būti pritaikomas ribotai, besikartojančiai operacijai, pavyzdžiui, užspaudimui, štam pavimui, pernešimui, šakojimui, paskirstymui, išmetimui, matavimui, pakreipimui, lenkimui, tekinimui ir pan. Linijinio judesio pneumatiniai vibrosužadintuvai pagal konstrukciją dar skiriami į vienpusio ir dvipusio veikimo. Kai kurie cilindrų pavyzdžiai, jų sutartinis žymėjimas ir praktinio panaudojimo galimybės pateiktos lentelėje 4 priede. Įvairioms automatizavimo ir robotikos operacijoms naudojami pneumatiniai cilindro tipo vibrosužadintuvai, siekiant sumažinti trinties jėgą, kuri turi įtakos įrenginio tikslumui ir sukuriamai jėgai, gali būti integruojami su kitų tipų pavaromis, pvz., pjezopavaromis [36].

Pagal išgaunamų svyravimų parametrus pneumatiniai vibrosužadintuvai skirstomi į grupes, kurios aprašytos 1.1 lentelėje.

1.1 lentelė. Pneumatinių vibrosužadintuvų klasifikacija [27].

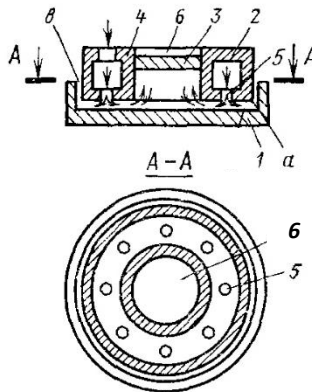
Pneumatinio vibrosužadintuvo tipas	Savybės
Pulsavimo	- žemi dažniai (iki 15 Hz) - amplitudė (20-30 mm) - sukuriama pakankamai didelė jėga
Žemo dažnio autovirpesių	- dažnių intervalas 15-60 Hz - didelės amplitudės ir išvystoma jėga
Išcentrinis	- dažniai 20-400 Hz
Aukšto dažnio autovirpesių	- dažniai iki 2000 Hz - amplitudės iki 0,2 mm



1.1 pav. Vienpusio veikimo vibrosužadintuvas su spyruokle.

Autovirpesių režimu dirbančio vienpusio veikimo vieno laisvės laipsnio pneumatinio vibrosužadintuvo su spyruokle pavyzdys pateiktas 1.1 pav. Korpusė 1 patalpintas stūmoklis (darbo kūnas) 2. Per kiaurymę, kurios spindulys r , į kamerą 3 patenka suspaustas oras, kurio slėgis P_1 . Suspaustas oras stumia stūmoklį 2, nugalėdamas spyruoklės pasipriešinimą. Priklausomai nuo kameroje 3 susidariusio slėgio P_K ir spyruoklės pasipriešinimo, oras patenka į kamerą 4, dalis oro išteka lauk.

1.2 pav. [27] pateiktas sudėtingesnės konstrukcijos vibrosužadintuvas.

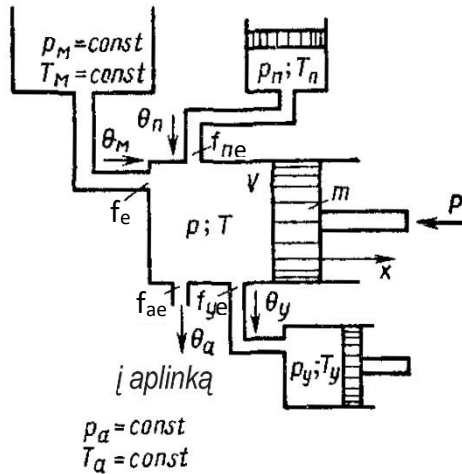


1.2 pav. Vienpusio veikimo vibrosužadintuvas, veikiantis suspausto oro autovirpesių režimu [27].

Konstrukcijoje su vienu korpusu 1 (1.2 pav.), stūmoklį 2 reikia spausti prie korpuso spyruoklės pagalba. Stūmoklis 2 turi vidinę kamerą, reikalingą oro slėgio išlyginimui. Į kamerą paduodamas suspaustas oras, kuris per droseliuojančias kiaurymes 5 patenka į erdvę tarp stūmoklio ir korpuso. Stūmoklyje yra kiaurymė 6. Dangtelis 3, judėdamas išilgai ašies, suformuoja ertmę tarp stūmoklio ir korpuso, į kurią patekęs suspaustas oras sukuria papildomą tūrį, atliekantį akumuliuojamo oro vaidmenį. Tarp korpuso vidinio paviršiaus a ir stūmoklio galinės plokštumos susidaro oro pagalvė. Oras per plyšį 8 tarp korpuso ir stūmoklio išteka lauk. Slėgio pokyčiai dėl netolygaus oro srauto tekėjimo per įrenginį sukuria stūmoklio vibravimą korpuso atžvilgiu.

Keletas vibrosužadintojų, dirbančių ant oro pagalvės autovirpesių režimu, konstrukcijų ir jų taikymo sritys pateiktos lentelėje 5 priede.

Pneumatinių vibroįrenginių pavaros pagrindinių judėjimo parametrų skaitiniam radimui reikalinga diferencialinių lygčių sistema, apjungianti mechaninės dalies judėjimo dėsnius bei oro srauto lygtis [27]. 1.3 pav. pateikta schema, kur nagrinėjamas bendrasis oro įtekėjimo ir ištekėjimo kintamo tūrio ertmėje atvejais, įvertinus šiluminius mainus su aplinka ir nuostolius.



1.3 pav. Pavaros skerspjūvio bendroji schema [27]

Iš tam tikro tūrio šaltinio į kintamo tūrio V kamerą paduodamas pastovios temperatūros T_M ir pastovaus slėgio p_M suspausto oro kiekis θ_M . Į tą pačią kamerą iš riboto tūrio kameros patenka tam tikras oro kiekis θ_n , kurio temperatūra yra T_n , o suspausto oro slėgis p_n yra kintamas. Tai gali būti kitos pneumatinio vibrosužadintuvo kameros įtaka arba papildoma kamera su didesnio slėgio oro srauto zona. Iš kameros, kurios tūris V , dalis suspausto oro θ_a išteka į atmosferą, kurios slėgis ir temperatūra yra pastovūs ir atitinkamai lygūs p_a ir T_a , o oro dalis θ_y patenka į tam tikro tūrio kamerą su kintamu slėgiu p_y ir temperatūra T_y . Pneumatinėse sistemose tai gali būti tiek suspausto oro ištekėjimo į aplinką sistema, tiek kamera su mažesnio slėgio zona.

Nepaisant oro ištekėjimo dėl suspausto oro įtakos V tūrio kameroje slėgis p pakyla ir stumia stūmoklį. Stūmoklio ir viso darbinio kūno masė yra m , o iš kitos pusės jį veikia jėga $P(t)$. Tokios pneumatinės pavaros termodinaminių procesų pokytis nusistovėjus ištekėjimo režimams gali būti užrašomas lygčių sistema, sudaryta iš lygčių (1.1-1.3):

$$m\ddot{x} = pF - P(t) \quad (1.1)$$

$$V dp - kp dV = k\sqrt{R} \left[\begin{array}{l} T_M K f_e p_M \varphi(Y) + \sqrt{T_n} K f_{ne} \varphi(Y_n) - \sqrt{T} K f_{ae} p \varphi(Z_a) - \\ - \sqrt{T} K f_{ye} p \varphi(Z_y) - \frac{\alpha(k-1)}{kA\sqrt{R}} (F + \pi D x)(T - T_c) \end{array} \right] dt \quad (1.2)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{dx}{x} + \frac{dp}{p} - \frac{\sqrt{RT_M}}{Fxp} \left[\begin{array}{l} f_e K p_M \frac{T}{T_M} \varphi(Y) + f_{ne} K p_N \frac{T}{\sqrt{T_n T_M}} \varphi(Y_n) - \\ f_{ae} K p \sqrt{\frac{T}{T_M}} \varphi(Z_n) - f_{ye} K p \sqrt{\frac{T}{T_M}} \varphi(Z_y) \end{array} \right] dt \quad (1.3)$$

Šiose lygtyse dujų masė apskaičiuojama, atsižvelgiant į šiluminius mainus tarp kameros ir sienelių T_c , esant šilumos atidavimo koeficientui α_a . F , D , x – atitinkamai stūmoklio plotas, skersmuo ir postūmis; t – laikas; $f_e = \mu f$ – efektyvus įeinančio oro srauto kiauřymės plotas. Slėgių santykiai pažymėti:

$$Y = \frac{p}{p_M}; \quad Z_a = \frac{p_a}{p}; \quad Z_y = \frac{p_y}{p}. \quad K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}, \quad (1.4)$$

kur g – laisvo kritimo pagreitis, k – adiabatės rodiklis; A – terminis darbo ekvivalentas, $R = 287,04 \text{ J/(kgK)}$ – pastovi dujų (oro) konstanta.

$$\varphi(Y) = \sqrt{Y \frac{2}{k} - Y \frac{k+1}{k}}, \quad \text{kai } 0,5282 \leq Y \leq 1 \text{ (ikikritinis slėgis)} \quad \text{ir} \quad (1.5)$$

$$\varphi(Y) = 0,2588, \quad \text{kai } 0 \leq Y \leq 0,5282 \text{ (virškritis slėgis)} \quad (1.6)$$

Trijose lygtyse duotam $P(t)$ apibrėžti trys kintamieji: T , p ir V . Dydis x susietas su parametru – tūriu V . Nagrinėjant konkrečius vibrosužadintuvus, vietoje pirmosios lygties (1.1) įstatoma diferencialinių lygčių sistema, aprašanti vibropavaros judėjimą. Jeigu stūmoklis turi savo ertmės oro įtekėjimui ir ištekėjimui, lygtys (1.2) ir (1.3) tampa dar sudėtingesnės. Taigi matematinė vibrosužadintuvo darbinio kūno judėjimo ir visa dinaminė sistema aprašoma pakankamai sudėtingai.

Aukščiau aprašyta pneumatinės pavaros konstrukcija apjungia kelias kameras, suspaustos skirtingo slėgio dujos į pagrindinę kamerą paduodamos iš kelių šaltinių. Pats modelis apima įvairius termodinaminius procesus, tačiau yra sudėtingas matematinio modeliavimo atžvilgiu. Į vibrosužadintuvų, tirtų A.Galinsko, K.Ragulskio, A.Šermukšnio, R.Bansevičiaus, E.Kibirškio, K.Vaitasiaus darbuose [14, 18, 21-24], kamerą suspaustas oras patenka iš vieno šaltinio, dujos išteka į atmosferą, o ne į mažesnio slėgio kameras. Ankstesniuose jų darbuose atlikti vienos kameros vibrosužadintuvo, dirbančio autovirpesių režimu, teoriniai tyrimai ir eksperimentai.

Įvairių pneumatinių pavarų dinamikos klausimai yra nagrinėjami ir vėlesniuose autorių darbuose. Darbe [2] autoriai suformulavo virpesių valdymo ir fazės reguliavimo dėsnius pneumatinės pavaros lanksčių manipuliatorių sistemai. Darbe [3] ištirta ir pristatyta dviejų grandžių PD (proporcinė ir diferencijuojanti grandis) valdiklio įtaka pneumatinės ir hibridinės (pneumatinės ir pjezoelektrinės) vibropavaros valdymui. Netiesinių ir laiko atžvilgiu kintančių pneumatinių sistemų virpesių charakteristikų valdymo būdai tiriami darbe [4]. Dviejų kamerų pneumatinio vibrosužadintuvo su reguliuojamu sklendės mechanizmu teorinis ir eksperimentinis tyrimas pristatytas darbe [5].

Technologiniuose kompleksuose, kuriuos sudaro keli pneumatiniai vibrosužadintuvai, svarbią vietą užima tokių vibrosužadintuvų virpesių sinchronizacija. Vibratorių sinchronizacijos klausimus sprendė žinomi mokslininkai. I.I. Blekhman sukūrė metodiką, leidžiančią išaiškinti sąlygas savarankiškai sinchronizuotų nesubalansuotų rotorių judesių egzistavimui ir stabilumui mechaninėse sistemose [37]. Panaudojus savaime susižadinančių autovirpesių oro pagalvėse efektą, yra sukurti pneumatiniai vibrosužadintuvai, dirbantys autovirpesių režimu. Tokio tipo vibrosužadintuvus kūrė ir tyrė A.Galinskas, K.Ragulskis, A.Šermukšnis, E.Kibirskštis, K.Vaitasius [14-18, 38-40]. Kuriant technologinę įrangą, susidedančią iš kelių vibrosužadintuvų, skirtą technologinių procesų intensyviniui, daugeliu atvejų svarbu, kad šie vibrosužadintuvai dirbtų sinchroniškai. Dirbant keliems, vienas nuo kito nutolusiems tokio tipo vibrosužadintuvams, svarbu nustatyti jų sinchroninio darbo ar darbo su sinchronine faze režimus. Kombinuoto savaiminio sinchronizavimo metodą yra pasiūlęs K. Ragulskis, kuris ir išvystė šios srities teoriją [41-43].

Kelių vibrosužadintuvų sinchronizavimo užduotims spręsti gali būti naudojami keli sinchronizacijos ir fazių valdymo būdai. Vibrosužadintuvų sinchronizavimas naudojant bendrą standžią platformą yra seniai žinomas ir iširtas būdas [44, 45]. Papildomos vibracijos įrangos kūrimo galimybės, ypač vibraciniam medžiagų transportavimui, gali būti pasiekiamos naudojant sinchroninius vibropavarų darbo režimus. Kelių pneumatinio cilindro tipo pavarų sinchroninio darbo būdai analizuojami darbe [46]. Sinchronizacijai naudojamos elastingos atramos standumo ir slopinimo koeficientų įtaką sinchronizuojamų elementų virpesiams tiria autoriai darbe [47]. Darbuose [48, 49] pasiūlytas dviejų rotorių vibracijos bloko daugiafunkcinio sinchronizavimo algoritmas. Siūloma sistema, kurią sudaro du rotorai ir tvirta platforma, sumontuota ant nejudamojo pagrindo, analizuojama gradientų metodu. Dviejų sužadintuvų sinchronizavimas dėl bendros jungties sukimo momento analizuojamas darbe [50]. Mechaninės sistemos, kurią sudaro keli vibrosužadintuvai, sukimo momentų įtaka sužadintuvų sinchronizacijai tirta darbe [6]. Dviejų sužadintuvų ant netiesinės vibracinės sistemos teorinį tyrimą atliko autoriai darbe [51]. Dviejų vibropavarų sukurtų virpesių sinchronizacija vibruojančio cilindrinio veleno mechaninėje sistemoje nagrinėta darbe [52]. Vibracinės sistemos su dviem virpančiomis masėmis dinaminių charakteristikų kiekybinė analizė, pasitelkiant Lagranžo lygtis atlikta darbe [53]. Dviejų nesubalansuotų rotorių, patalpintų ant dviejų tampriomis jungtimis susietų virpančių kūnų, sinchronizavimo būdas bei teoriniai tyrimai pristatyti darbe [54]. Trijų rotorių 6 laisvės laipsnių sistemos sinchronizavimo sąlygų skaitmeninį tyrimą atliko mokslininkai [7].

Pneumatinių vibrosužadintuvų tyrimų apžvalga įrodo, kad aptinkamos vis naujos vibracinių įrengimų taikymo sritys, ieškomi nauji kelių vibrosužadintuvų sinchroninio darbo ir valdomos fazės būdai, atliekami teoriniai bei eksperimentiniai tyrimai. Mechaninės sistemos su vienu ar keliais pneumatiniiais vibrosužadintuvais skaitmeniniam tyrimui reikia sukurti matematinį modelį ir jį išspręsti skaitiniais metodais. Kitame skyrelyje atlikta matematinio modeliavimo būdų apžvalga.

1.3 Matematinio ir skaitmeninio modeliavimo metodų apžvalga.

Statinių ir dinaminių sistemų matematinio modeliavimo procesas apima matematinio modelio kūrimą, simuliaciją ir pradinių duomenų parinkimą. Kuriant mechaninės sistemos modelį, įvertinamas tiriamų grandžių judėjimo laisvės laipsnių skaičius, veikiančios jėgos ir jėgų šaltiniai, sistemos veikimo ribinės sąlygos.

Matematinų modelių kūrimui ir sprendimui paprastai naudojami:

- fizikinių principų, apibūdinančių kūnų judėjimą, jėgas ir reiškinius, veikiančius sistemose, apibrėžimas (pvz., Niutono, energijos tvermės dėsniai ir pan.);
- metodų, pagrįstų dirbtinio intelekto algoritmais (pvz., genetiniais algoritmais, dirbtinių neuronų tinklais), taikymas [30].

Dirbtinio intelekto metodai pakeičia „standartinius“ skaitinius analizės metodus, kai leidžia efektyviau išspręsti uždavinius arba yra vienintelės teorijos, kurias galima pritaikyti.

1.3.1 Matematinio modelio kūrimo metodai.

Mechaninės sistemos, kurios pagrindą sudaro masė-spyruoklė-slopintuvas, priklauso tęstinio laiko (*CT - continuous-time*) sistemoms, ir jų matematiniai modeliai paprastai aprašomi diferencialinėmis lygtimis, kurios gaunamos pritaikius antrąjį Niutono dėsnį arba Lagranžo (Lagrange) lygtis. Gautos antros eilės diferencialinės lygtys sprendžiamos įvairiais metodais. Aukštesnės eilės diferencialinės lygtys verčiamos į mažesnės eilės difrencialinių lygčių sistemą.

Klasikiniai metodai gali būti kombinuojami su Laplaso (Laplace) ar Furje (Fourier) transformacijomis.

Sudėtingose sistemose, kai yra daug judančių kūnų arba atsiranda sąveikos tarp įvairių elementų ar kitų tipų sistemų, lygtis sudaryti padeda ryšių grafų (*bond graph*) metodas [30]. Taikant energijos metodus, naudojamosi Lagranžo lygtimis, kurios aprašo energijos virsmų ir perdavimo santykius.

1.3.2 Skaitmeninio modeliavimo ir sprendimo metodai.

Skaitmeninis dinaminių sistemų modeliavimas (simuliacija) *LabVIEW Control Design and Simulation Module, The Math Works Inc. Simulink* įrankiais yra įgyvendinamas blokinių diagramų formose, ir gali būti taikomas tiesinėms bei netiesinėms sistemoms.

Be to, įvairaus sudėtingumo inžineriniams projektams analizuoti, spręsti ir vizualizuoti gali būti naudojama inžinerinės matematikos programinė įranga. Tai simbolinio ir skaitmeninio sprendimo priemonės: *PTC Mathcad, Mathematica, MATLAB* arba *ANSYS* (žinoma kaip baigtinių elementų modeliavimo) programinė įranga. Kai kuriuose iš šių paketų yra integruoti blokinių diagramų modeliavimo įrankiai (pvz., *MATLAB* ir *Simulink, ANSYS* ir *MemsPro*) arba jie patys gali būti integruoti į *CAD* programinę įrangą (*Mathcad* ir *SolidWorks*).

Tęstinio laiko (*CT*) sistemoms naudojami diferencialinių lygčių (*ODE*) sprendimo algoritmai, besiremiantys fiksuoto ir kintamo laiko intervalo (žingsnio) metodais. Sprendimui su fiksuotu laiko intervalu gali būti taikomi Rungės-Kuto (*Runge-Kutta*), Eulerio (*Euler*) metodai. Tuo tarpu kintamo žingsnio atveju – Rungės-

Kuto, BDF (atvirkštinio diferenciovimo - *Backward differentiation formula*), Adamso-Moultono (Adams-Moulton) ir kiti metodai.

Diferencialinių lygčių, aprašančių vibruojančias sistemas, sprendimas dažnai būna problematiškas dėl sudėtingų išvestinių išraiškų. Egzistuoja apytikslio sprendimo metodai: baigtinių skirtumų (skirtuminis) metodas, kintamų iteracijų metodas ir kt. Darbe [8] autoriai įrodo, kad netiesinės virpančios sistemos sprendimui naudojant minimų-maksimų (Min-Max) metodą, kurį pasiūlė senovės kinų matematikai, esant tam tikroms sąlygoms (nedidelei svyravimų amplitudei) skiriasi nuo Rungės-Kuto 4 metodo 2-3 proc. Dviejų laisvės laipsnių virpančiai dinaminei sistemai spręsti autoriai [55] naudoja Bogacki-Šampine (Bogacki-Shampine) metodą, kuris yra Rungės-Kuto metodas su kintamu žingsniu ir skirtas antros eilės diferenciacinėms lygtims spręsti. Trijų laisvės laipsnių vožtuvo pavaros matematinis modelis išspręstas, naudojant Rungės-Kuto 4 algoritimą ir palygintas su rezultatais, gautais sprendžiant baigtinių skirtumų metodu. Abiem metodais gautų virpesių amplitudės ir dažniai sutampa [9]. Skaitmeniniuose tyrimuose darbe [56] keturių laisvės laipsnių vibracinė sistema tirta baigtinių elementų metodu. Sistema reikalauja sudėtingo analitinio tyrimo, todėl sprendžiama masių matricą optimizavus genetiniu algoritmu. Pneumatinių pavarų sistemos matematinis modelis, sudarytas iš antros eilės diferencialinių lygčių, suvestas į pirmos eilės diferencialinių lygčių sistemą ir išspręstas Rungės-Kuto 4 metodu [10]. Teorinio ir eksperimentinių tyrimų rezultatų palyginimas parodė, kad matematinis modelis šiai sistemai yra tinkamas, o jo sprendimas tikslus.

Pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukcijoje galima panaudoti medžiagas su formos atmintimi (FA). Todėl kitame skyrelyje atlikta FA turinčių medžiagų mokslinių tyrimų analizė.

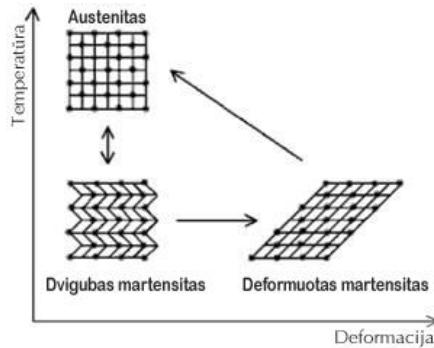
1.4 Medžiagos su formos atmintimi.

Formos atmintį turinčios medžiagos - tai ypatingos cheminės sudėties lydiniai, pasižymintys adaptyviomis funkcinėmis savybėmis. Tai:

- laisvas pirminės formos atstatymas, kurį pritaikant FA elementas sužadina judesį arba įtempimus;
- priverstinis pirminės formos atstatymas, kurio elementas su FA priešinasi formos pokyčiui ir tokiu būdu sužadina įtempimus;
- pavaros darbo rezultatų pritaikymas, kurio metu judesys priešpastatomas įtempimams, ir jų dėka elementas, turintis formos atmintį, atlieka darbą;
- superelastiškumo (pseudoeelastiškumo) pritaikymas remiasi šio proceso izotermiškumu ir potencinės energijos kaupimu.

Medžiagos su FA – metalų lydiniai, pasižymintys labai unikaliomis savybėmis. Visų pirma, tai – superelastiškumas ir formos atminties efektas. Šių savybių dėka, keičiant temperatūrą (kai kuriuose lydinuose užtenka tik 10 laipsnių), pasikeičia molekulių išsidėstymas. Deformuojasi kristalinė gardelė, ir medžiaga keičia formą, nors išlieka kietos būsenos. Lydiniams su FA svarbi martensitinė ir austenitinė transformacijos.

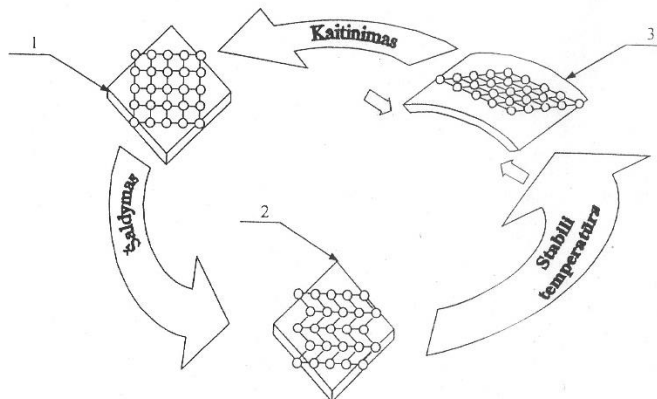
Martensitinė deformacija palyginti lengvai pasireiškia prie žemos temperatūros. Molekulinė medžiagos struktūra šioje fazėje yra susipynusi (žr. 1.4 pav.). Austenito deformacija atsiranda prie aukštos temperatūros. Austenito struktūra yra kubo formos, o molekulių išsidėstymas matyti 1.5 pav. Nedeformuoto martensito fazėje medžiaga yra tokios pat formos ir dydžio kaip austenito fazėje [57].



1.4 pav. Lydinių su FA makroskopinis ir mikroskopinis dviejų fazių atvaizdavimas [57].

Lydinių su FA būsenai yra svarbūs šie temperatūriniai režimai: M_s , M_f – tiesioginio martensitinio virsmo pradžios ir pabaigos temperatūros; A_s , A_f – atgalinio martensitinio (austenito) virsmo pradžios ir pabaigos temperatūros; T_d – deformavimo temperatūra.

Formos atminties efekto mechanizmas lydiniuose paaiškinamas galingsiomis tarpatominėmis jėgomis. Supaprastinta FA efekto schema parodyta 1.5 pav.

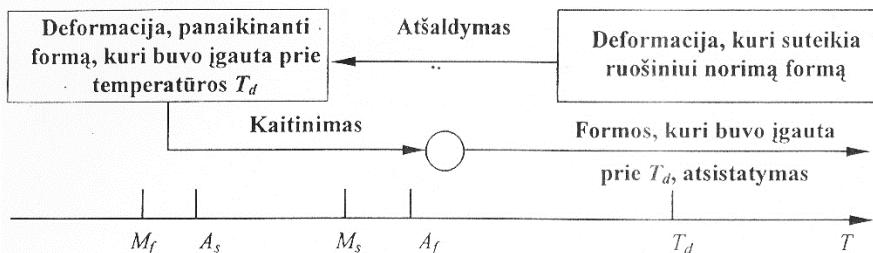


1.5 pav. FA efekto mechanizmas metaluose: 1 – Ti-Ni gardelės vaizdas įprastinėmis sąlygomis, 2- vaizdas atšaldžius, 3 – vaizdas deformavus [58, 59].

FA efektas pasireiškia, kai temperatūra medžiagoje nukrinta žemiau M_f , ir lydinys yra lengvai deformuojamas. Įprasta forma sugrįžta, kaitinant medžiagą ir viršijus temperatūrą A_f .

Įprastinėmis sąlygomis lydinio kristalinėje gardelėje atomai išsidėsto taisyklingai (1.5 pav. - 1). Atšaldžius, gardelė transformuojasi (2) – tai atitinka būseną su žemesniu energetiniu lygiu. Deformavus lydinį, atsiranda įtempimai ir kristalinė gardelė dar labiau deformuojasi. Nutraukus deformuojamos jėgos veikimą,

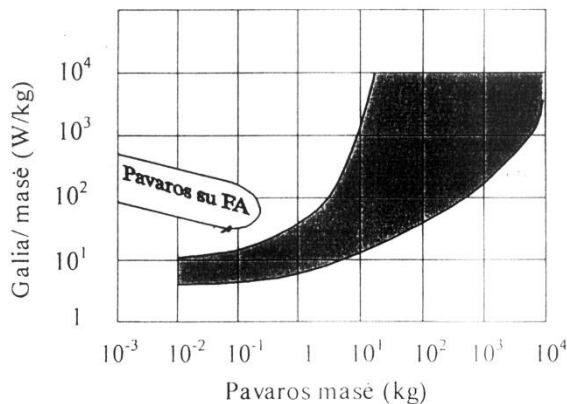
deformacija liks, nes abi būsenos energetiškai ekvivalencijos (3). Šildant kristalinę gardelę vėl įgauna taisyklingą formą – pradinę lydinio forma pilnai atsistato (1). Formos pasikeitimas vyksta labai greitai. Schematiškai šis procesas pavaizduotas 1.6 pav.



1.6 pav. Schematinis formos atminties efekto interpretavimas: M_s , M_f – tiesioginio martensitinio virsmo pradžios ir pabaigos temperatūros, A_s , A_f – atgalinio martensitinio virsmo pradžios ir pabaigos temperatūros, T_d – deformavimo temperatūra [60].

Lydinių su FA formos pokyčių išlaikymas yra susijęs su martensitine transformacija, paprastai vykstančia tam tikroje lydinio būsenoje. Ši transformacija charakterizuojama jos pradžios ir pabaigos temperatūromis (t.y. A_s , A_f ir M_s , M_f). Martensitinė transformacija egzistuoja daugelyje lydinių, tačiau tik tam tikruose (pvz., Ti-Ni, Cu-Zn-Al) ji yra reikšminga ir pritaikoma.

Vienas iš pavarų, pagamintų iš medžiagų su FA, privalumų yra didelis galios/masės koeficientas, esant mažoms masių reikšmėms (žr. 1.7 pav.).



1.7 pav. Pavarų su FA padėtis bendroje galios/masės diagramoje [60].

1.2 lentelė. FA lydinių (NiTi ir CuZnAl) mechaninės savybės [60].

Savybės	NiTi lydiniai	CuZnAl lydiniai
Deformacija Įtempimai	maks. 8 proc. maks. 400 MPa	maks. 4 proc. maks. 200 MPa.
Ciklinis ilgaamžiškumas: 2 proc. lydiniai 0,5 proc. lydiniai Atsparumas korozijai	100 000 ciklų 10 000 000 ciklų geras	100 ciklų 100 000 ciklų problematiškas

Lydinių su FA taikymas

FA lydinių rinkoje populiariausi NiTi ir CuZnAl lydiniai. Jų mechaninės bei ilgaamžiškumo savybės pateiktos 1.2 lentelėje.

Maksimalūs įtempimai elementuose su FA pasirenkami pagal reikiamų ciklų skaičių. Pasirinkimas gali būti atliekamas pagal Stokelo lentelę [61], kurios fragmentas pateiktas 1.3 lentelėje:

1.3 lentelė. Stokelo lentelė NiTi lydiniams [61].

Ciklai	Maks. suspaudimas	Maks. įtempimai
1	8 proc.	500 MPa
100	4 proc.	275 MPa
10 000	2 proc.	140 MPa
100 000 ir daugiau	1 proc.	70 MPa

FeNiCoTi lydiniai žinomi kaip feromagnetinės medžiagos su FA. Tai termiškai stabilios ir puikias amortizacines savybes turinčios medžiagos, galinčios išgauti iki 700 MPa jėgą. Lydiniai, kurių sudėtyje yra daugiau geležies, turi 20-30 proc. NiTi lydinių grįžtamumo ir jų FA atminties savybės yra prastesnės. FeNiCo lydiniai irgi pasižymi grįžtamosiomis fizinėmis savybėmis. Lydiniai Fe(25-33)Ni(10-25)Co(2-6)Ti turi ir feromagnetinių savybių.

Efektyviausi ir plačiausiai naudojami lydiniai NiTi, CuZnAl ir CuAlNi. Tokių lydinių pritaikymo spektras labai platus.

Lydiniai su FA turi neįprastas savybes, tačiau jų modeliavimas yra labiau komplikuoatas nei grandžių iš įprastų medžiagų.

Atsižvelgiant į įvairias teorijas, galima išskirti 5 bandinių su FA modeliavimo kategorijas: feroelektriniai (*ferroelectrics*) modeliai; vidinių kintamųjų (*internal variable*) modeliai; plastiškumo (*platicity*) modeliai; hysterezės (*hysteresis*) modeliai ir neizoterminiai (*nonisothermal*) modeliai [62].

Visi išvardinti koncepciniai modeliai numato įtempimų-deformacijų priklausomybes, superelastiškumo efektą, energijos išsklaidymą superelastiškumo efekto metu, tempimo-gniuždymo efektus, taip pat vienos krypties ir dviejų krypčių formos atminties efektus medžiagose su FA, esant izoterminiam apkrovimui.

Vidinių kintamųjų modelių kategorijai priklauso Brinsono (L.C. Brinson) išvystyta teorija, kai martensitinės frakcijos kintamasis skaidomas į du komponentus, priklausančius nuo įtempimo ir nuo temperatūros. Vienos dimensijos supaprastintas vidinių kintamųjų modelis, pasiūlytas Brinsono [63], išsamiau panagrinėtas 5 skyriuje.

Taigi, FA efektą turinčių medžiagų pranašumą lemia:

- greiti ir griežtai pastovūs judesiai;
- pavaros su FA yra kompaktiškos ir lengvos;
- begarsis veikimas;
- energijos perdavimas;
- bio-suderinamumas;
- atsparumas korozijai.

Konstruojant vibrosužadintuvus, grandys su FA gali būti naudojamos, norint išgauti:

- didelę jėgą (100 kN ar daugiau);
- greitį (nuo 5 mm/s ir daugiau)
- ilgą postūmį (200 mm ir daugiau).

Mokslinės literatūros analitinės apžvalgos išvados pateiktos 1.5 skyrelyje.

1.5 Literatūros analizės išvados ir tyrimų tematikos pagrindimas.

Atlikus įvairių literatūros šaltinių analitinę apžvalgą, galima padaryti šias išvadas:

- nepakanka darbų apie vibrosužadintuvų ant oro pagalvės eksperimentinius ir teorinius darbo kūno virpesių charakteristikų tyrimus, susijusius su valdomo dėsnio virpesių formavimu;
- nepakanka virpesių charakteristikų tyrimų, panaudojant dvi žadinimo kameras;
- nėra ištirta galimybė, panaudojant savaiminio susižadavimo efektą (autovirpesius), suformuoti roboto griebto tiesialinijinį judesį;
- nėra sukurta vibrosužadintuvų, dirbančių autovirpesių režimu, dažnio sinchronizavimo ir fazių valdymo teorija vieno laisvės laipsnio vibrosužadintuvų sinchronizacijai;
- pneumatinio vibrosužadintuvo matematinio modelio kūrimui naudojama diferencialinių lygčių sistema, kuri gali būti sprendžiama Rungės-Kuto metodais;
- neištirta galimybė pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukcijų elementams pritaikyti išmaniąsias medžiagas.

Kitame skyriuje išdėstoma vibrosužadintuvų ant oro pagalvės eksperimentinio ir teorinio tyrimo metodika.

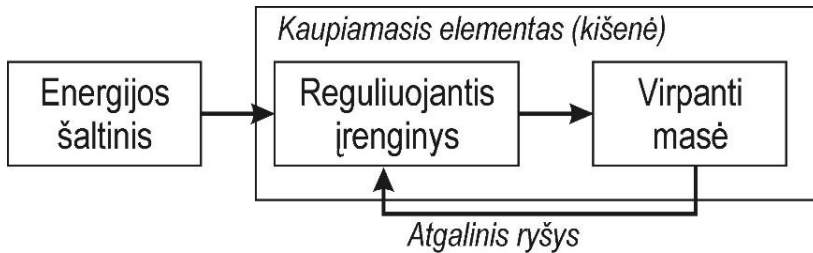
2. VIBROSUŽADINTUVŲ ANT ORO PAGALVĖS EKSPERIMENTINIO IR TEORINIO TYRIMO METODIKOS.

2.1 Įvadas.

Šiame skyriuje yra pateikta vibrosužadintuvų ant oro pagalvės, kuriuos sudaro viena ir dvi kameros, eksperimentinio tyrimo įranga ir teorinio tyrimo metodikos. Pasiūlyta dviejų vibrosužadintuvų sinchronizavimo tyrimo metodika, naudojant tamprų elementą, aerodinaminio ryšio kanalą arba paduodamą pulsuojantį slėgį. Kituose skyriuose sukurtas roboto griebtas, pateikiama tiesialinijinio žengimo roboto pavaros teorinio tyrimo metodika.

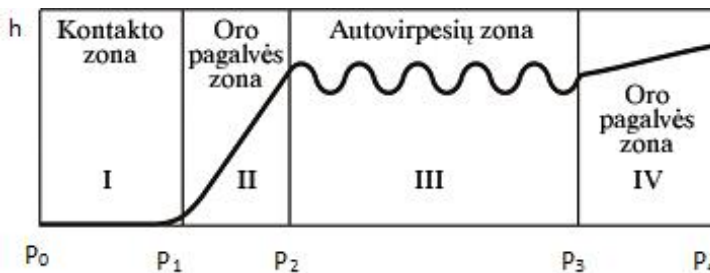
2.2 Pneumatinio vibrosužadintuvo ant oro pagalvės veikimo principas.

Ankstesniais tyrimais [17-19] nustatyta, kad tokio tipo savaime susižadinantys ir dirbantys autovirpesių režimu pneumatiniai vibrosužadintuvai susideda iš suspausto oro šaltinio, tampriai pakabintos masės, kuri atlieka ir reguliuojančio įrenginio funkcijas, ir iš energijos kaupiamojo elemento (kišenės) (2.1 pav.).



2.1 pav. Autovirpesių režimu dirbančios sistemos schema.

Šie vibrosužadintuvai, priklausomai nuo paduodamo slėgio dydžio, gali turėti keturis darbo režimus: kontakto, du oro pagalvės ir autovirpesių režimus (2.2 pav.). Visi jie pagal gamybinės sistemos technologinio režimo poreikį gali būti panaudoti.



2.2 pav. Pneumatinų vibrosužadintuvų darbinio kūno darbo režimai. $P_0..P_4$ – paduodamo slėgio reikšmės.

Kontakto režime slėgio kameroje nepakanka, kad įveikti tamprios pakabos įveržimą. Dujų nuotėkis per žiedinį darbinį plyšį nedidelis ir gali atsirasti tik dėl paviršiuje esančių mikronelygumų, t.y. dujų nuotėkio praktiškai nėra.

$$CH_z > P_K(t)S_K, \text{ kai } P_0 < P_K(t) < P_1 \quad (2.1)$$

Čia C – pakabos tamprumo koeficientas, H_z – pradinis pakabos įveržimas, S_K – žiedinio plyšio plotas, $P_K(t)$ – slėgis kameroje.

Oro pagalvės zonoje (II zonoje) vibrosužadintuvo pakaba pakyla iš pusiausvyros padėties, tačiau dėl per mažos paduodamo slėgio jėgos, kuri yra mažesnė už tamprią pakabą veikiančią spyruoklės jėgą, virpesių nėra. Oro pagalvės IV zonoje paduodamas slėgis yra per didelis – pakaba pakyla ir lieka maksimalaus atsilenkimo padėtyje.

Oro pagalvės II zonoje galioja (2.2) išraiška, o IV zonoje – (2.3) išraiška:

$$P_K(t)S_K + 2\pi \int_{r_K}^{r_a} [P(t, r) - P_a] r dr > C(H_z + h_0), \text{ kai } P_1 < P_K(t) < P_2 \quad (2.2)$$

$$P_K(t)S_K + 2\pi \int_{r_K}^{r_a} [P(t, r) - P_a] r dr > C(H_z + h_0'), \text{ kai } P_3 < P_K(t) < P_4 \quad (2.3)$$

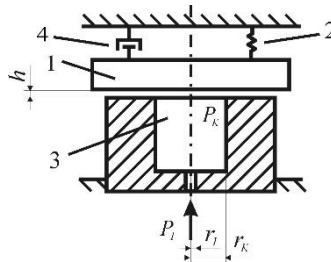
Čia r_K – kameros kišenės spindulys, r_a – išorinis kameros spindulys, P_a – atmosferos slėgimas, h_0 ir h_0' – pakabos pusiausvyros padėtis.

Darbinio kūno autovirpesių sužadinimui gali būti naudojamas tik III zonoje esantis slėgis, kuris sukelia pneumatinės pavaros autovirpesių režimą, t.y. $P_2 < P_K < P_3$.

Autovirpesių zonoje darbinis kūnas cikliškai juda. Jo poslinkį laiko atžvilgiu atspindi narys $h(t)$ formulėje (2.4).

$$P_K(t)S_K + 2\pi \int_{r_K}^{r_a} [P(t, r) - P_a] r dr > C[H_z + h(t)], \text{ kai } P_2 < P_K(t) < P_3 \quad (2.4)$$

Tokių vibrosužadintuvų veikimo principas yra šis: padavus tam tikro slėgio P_1 suspaustą orą (dujas) per kiaurymę (droselį), jos papuola į kišenę 3 (2.3 pav.).



2.3 pav. Vibrosužadintuvo, dirbančio autovirpesių režimu, principinė schema: 1 – virpanti masė, 2 – spyruoklė, 3 – vibrosužadintuvo kamera, 4 – slopintuvas, P_1 – paduodamas slėgis, P_K – slėgis kameroje, h – virpančios masės atsilenkimai, r_l – kiaurymės, per kurią paduodamas slėgis, spindulys, r_K – vibrosužadintuvo kameros spindulys.

Per žiedo formos plyšį tarp pakabintos masės 1 ir vibrosužadintuvo paviršiaus dalis dujų išteka laukan. Susidariusiame plyšelyje susiformuoja dujų statinė pagalvė. Tolesnis į kišenę patenkančių dujų slėgio didinimas sukelia slėgį kišenėje ir darbiniam plyšyje. Slėgis didėja tol, kol nugalėjus spyruoklės 2 tamprumą C , tampri pakaba 1 pradeda judėti darbinio plyšio didėjimo link. Dėl masės m inercijos pakaba

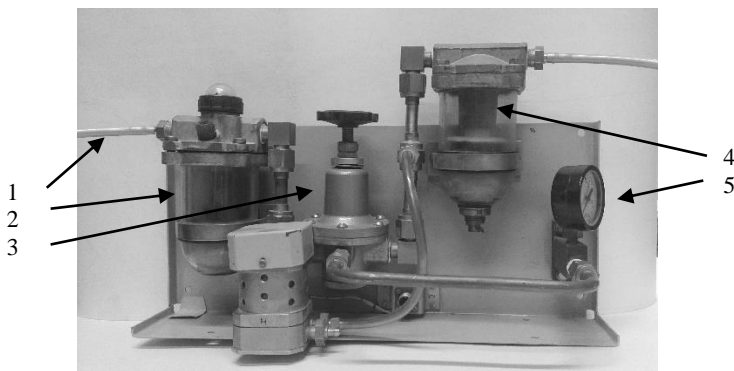
praeina pusiausvyros tašką ir plyšys pasiekia ribinę reikšmę h_{max} . Šioje padėtyje slėgis kišenėje per aukštas, todėl pro kiaurymę dujų patenka mažiau, nei jų išteka per plyšį. To pasekmė – krinta slėgis P_K kišenėje 3. Sumažėjus P_K , masė m ima judėti darbinio plyšio h mažėjimo kryptimi. Vėl iš inercijos pereinamas pusiausvyros taškas ir plyšys pasiekia mažiausią reikšmę h_{min} . Sumažėjus plyšiui h , dujos kišenėje kaupiasi greičiau, nei išeina per plyšį, kas vėl sukelia slėgį kišenėje. Padidėjęs slėgis P_K kišenėje priverčia masę m judėti plyšio didėjimo kryptimi. Procesas cikliškai kartojasi.

2.3 Vienos kameros vibrosužadintuvo ant oro pagalvės eksperimentinio tyrimo metodika ir įranga.

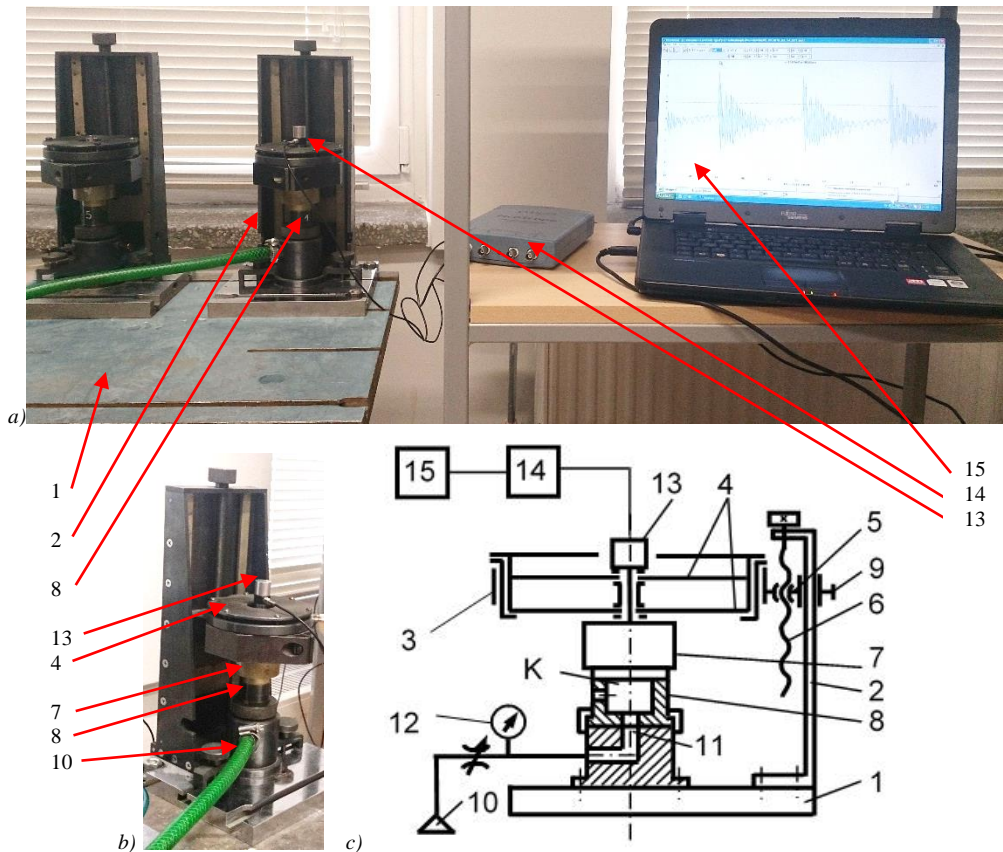
Pneumatinių vibropavarų su viena kamera eksperimentiniams tyrimams atlikti buvo sumontuotas eksperimentinio tyrimo stendas, kurio konstrukcijos bendras vaizdas, struktūrinė ir matavimo įrangos blokinė schemas pateiktos 2.4 ir 2.5 pav.

Sumontuotas stendas (žr. 2.5 pav.) su reguliuojamu plokščių spyruoklių 4 įveržimu, kas leidžia keisti virpančios sistemos parametrus (amplitudę ir dažnį). Virpančios masės 7 virpesių amplitudę bei dažnį galima keisti ir pakeičiant masės m vertę, taip pat virpesių sužadintuvo 8 kameros K geometrinius parametrus. Tiriama virpanti sistema yra daugiaparametrinė, todėl masės ir virpesių parametrai priklauso ir nuo droselio II skersmens bei per drošelį II paduodamo slėgio P_I vertės.

Paduodamas suspaustas oras praeina pro drėgmės ir dulkių surinkimo įrenginį (2.4 pav.)

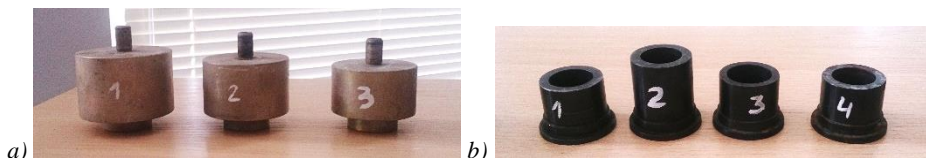


2.4 pav. Suspausto oro valymo nuo drėgmės ir dulkių įranga: 1 – suspausto oro padavimas, 2 – drėgmės surinktuvas, 3 – slėgio reguliatorius, 4 – dulkių filtras, 5 – slėgio manometras.



2.5 pav. Dviejų vibrosužadintuvų ant oro pagalvės tyrimo stendo bendras vaizdas (a), vibrosužadintuvo tyrimo stendo bendras vaizdas (b) ir stendo konstrukcijos struktūrinė ir matavimo įrangos blokinė schema (c): 1 - pagrindas, 2 - stovas, 3 - laikiklis, 4 - plokščios spyruoklės (pakaba), 5 - kreipiančiosios, 6 - sraigtas, 7 - keičiama masė, 8 - virpesių sužadintuvas su kamera K, 9 - aukščio fiksatorius, 10 - suspausto oro sistema, 11 - droselis, 12 - manometras, 13 - jutiklis (akcelerometras KD35a 70292), 14 - matavimo įranga (vibrometras PicoScope 3423), 15 – personalinis kompiuteris.

Pagamintų VVK1 tipo vibrosužadintuvų gama leidžia nustatyti virpesių žadintuvo 8 geometrinių parametru r_l , l_k , r_k įtaką virpančios masės m_v virpesių charakteristikoms. Eksperimentų metu tirtų masių ir sužadintuvo kamerų pavydžiai pateikti 2.6 pav.



2.6 pav. Eksperimentų metu naudotų masių (a) ir kamerų (b) pavydžiai.

Tiriamų pneumatinių vibrosužadintuvų virpesių parametrai buvo išmatuoti ir užrašyti naudojant matavimo įrangą: inercinio jutiklio KD35a 70292 fiksuoti

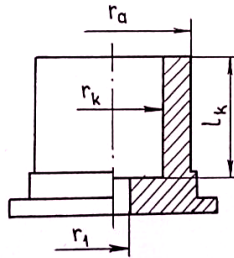
duomenys vibrometru *PicoScope* verčiami į signalą, kuris atvaizduojamas *PicoSope* programine įranga personaliniame kompiuteryje (žr. 2.5 pav.).

Prie vibrosužadintuvo pakabos specialiu sraigtu, kurio masė $m_v=15$ g, tvirtinama masė m_s . Kartu su mase vibruoja ir jutiklis 13 (iš 2.5 pav.), kurio masė $m_j = 30$ g. Bendra virpanti masė $m=m_v+m_s+m_j$. Eksperimento metu tirtų pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 geometrinių parametrų skaitinės vertės pateiktos 2.1 lentelėje, o geometrinių parametrų žymėjimai – 2.7 pav.

2.1 lentelė. Vibrosužadintuvo VBK1 dalių geometriniai parametrai

Masės			Vibrosužadintuvo kameros					
Eil. Nr.	m_s , kg	m , kg	Eil. Nr.	$2r_k$, $\times 10^{-3}$ m	l_k , $\times 10^{-3}$ m	$2r_l$, $\times 10^{-3}$ m	$2r_a$, $\times 10^{-3}$ m	V_k , $\times 10^{-6}$ m ³
1	0,921	0,966	1	20,0	19,0	3,0	30,0	11,932
2	0,684	0,729	2	20,0	30,0	3,0	30,0	18,840
3	0,497	0,542	3	22,0	19,0	3,0	30,0	14,437
			4	20,0	18,0	6,0	30,0	11,304

Vibrosužadintuvo VBK1 kameros schema pavaizduota 2.7 pav.

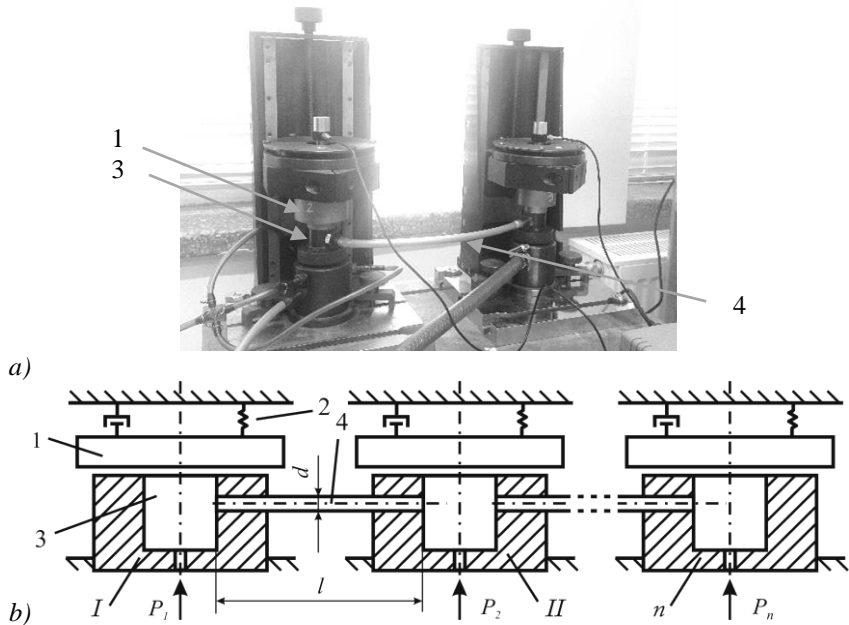


2.7 pav. Vibrosužadintuvo VBK1 kameros schema

2.4 Vibrosužadintuvų ant oro pagalvės sinchronizacijos ir fazių formavimo tyrimo metodika bei įranga.

Dirbant keliems, vienas nuo kito nutolusiems vibrosužadintuvams, svarbu nustatyti jų sinchroninio darbo ar darbo su sinchronine faze režimus. Tokioms užduotims spręsti gali būti naudojami keli vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių derinimo būdai.

Pasiūlytas vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių derinimo būdas **naudojant aerodinaminio ryšio kanalus** (2.8 pav. b). Šiuo atveju galima atlikti dviejų ar kelių vibrosužadintuvų su nusistovėjusiu režimu ar dirbančių sinchronine faze sinchronizaciją. Tam naudojamas pulsuojančio slėgio ir tekėjimo greičio oro srautas, atsirandantis dirbančių vibrosužadintuvų kanaluose.



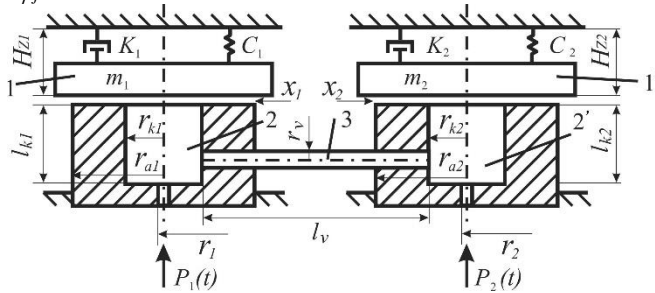
2.8 pav. Kelių vibrosužadintuvų ant oro pagalvės synchronizacijos ir fazių formavimo tyrimo stendo, naudojant synchronizuojančius kanalus, bendras vaizdas (a), šio būdo struktūrinė schema (b): *I, II... n* - vibrosužadintuvai; 1 - virpanti masė, 2 - spyruoklė, 3 - vibrosužadintuvo kamera, 4 - synchronizuojantis kanalas, *l, d* - synchronizuojančio kanalo ilgis ir skersmuo, P_1, P_2, \dots, P_n - slėgis paduodamas į atitinkamus vibrosužadintuvus.

Paduodant suspaustą orą P_1, P_2, \dots, P_n į vibrosužadintuvus (žr. 2.8 pav.), masės *l* pradeda virpėti autovirpesių dažniais, esant tam tikriems vibrosužadintuvų parametrams (masei, spyruoklių 2 tamprumui, droselių skerspjūvio plotui, kameros tūriui ir paduodamo slėgio dydžiui). Esant synchronizuojantiems kanalams 4 su atitinkamu aerodinaminiu pasipriešinimu, atsiranda papildomos priklausomybės tarp slėgio pokyčių gretimose kameroje, t.y. pasikeitęs slėgis vienoje kameroje įtakoja kitos kameros kintamos slėgio dedamosios pokytį. Dėl šių papildomų ryšių pereinamoju proceso momentu, kuris trunka keletą svyravimo periodų, nusistovi vienodas kintamų slėgio dedamųjų dažnis atskirose kameroje, t.y. svyravimų dažnis kameroje tampa vienodas. Priklausomai nuo aerodinaminio ryšio parametru, bendra svyravimų fazė gali keistis nuo 0 iki 2π . Masės svyravimo dažnis priklauso nuo dujų aerodinaminio pasipriešinimo kanaluose 4, kanalų ilgio, skersmens, formos ir vibrosužadintuvų kamerų geometrinių parametru. Grafinės priklausomybės nustatomos eksperimento metu arba skaitmeniniu būdu, tiriant sudėtingą diferencialinę lygčių sistemą su dideliu kintamų parametru skaičiumi.

Kitas synchronizacijos ir fazių derinimo būdas gali būti, kai į vibrosužadintuvų kameras iš išorės yra **paduodamas pulsuojančias slėgis** (2.9 pav.), kuris kinta laiko *t* atžvilgiu pagal dėsnį:

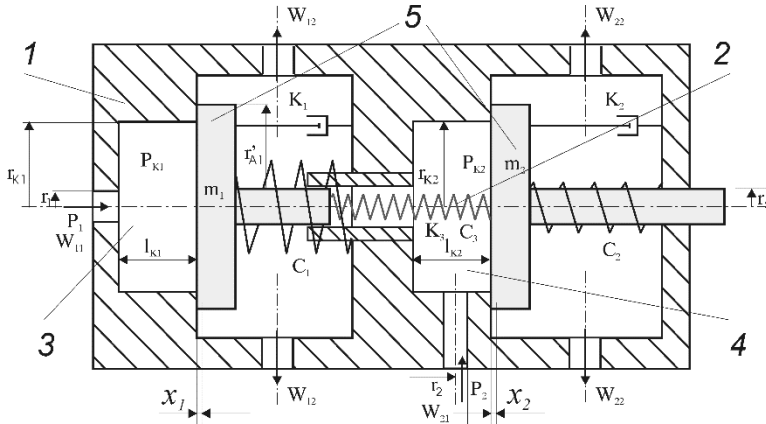
$$P_j(t) = P_j^0 + A_{pj} \sin(\varpi_j t + \varphi_j) \quad (2.5)$$

Čia P_j – j kameras paduodamo suspausto oro slėgiai $P_1(t)$ ir $P_2(t)$, apie pusiausvyros padėtį P_j^0 pulsuoiantys su pulsavimo amplitude A_{P_j} , kampiniu dažniu ω_j ir pradine faze φ_j .



2.9 pav. Dviejų vibrosužadintuvų ant oro pagalvės, naudojant sinchronizuojantį kanalą, principinė schema: $1, 1'$ – virpanti masė, $2, 2'$ – vibrosužadintuvo kamera, 3 – sinchronizacijos kanalas, P_1, P_2 – paduodamas slėgis, r_1, r_2 – j kameras paduodamo slėgio droselių spindulys, r_{k1}, r_{k2} – kamerų spindulys, l_{k1}, l_{k2} – kamerų aukštis, r_{a1}, r_{a2} – išorinis spindulys, l_v – sinchronizuojančio kanalo ilgis, r_v – sinchronizuojančio kanalo spindulys.

Darbe pasiūlytas ir ištirtas dar vienas vibrosužadintuvų sinchronizavimo būdas – **panaudojant tamprią grandį** (2.10 pav.).



2.10 pav. Dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos schema, esant tampriai grandžiai tarp vibrosužadintuvų: 1 – korpusas, 2 – darbo kūnus jungianti tampri grandis, $3, 4$ – vibrosužadintuvų kameros, 5 – darbo kūnai.

2.10 pav. pavaizduotą pavarą sudaro korpusas 1 , kuriame sumontuoti du vibrosužadintuvai. Į vibrosužadintuvus paduodamas suspaustas oras (dujos) P_1 ir P_2 . Kamerosse 3 ir 4 susidaro slėgiai P_{K1} ir P_{K2} . Darbo kūnai sujungti tampria grandimi 2 .

Sinchronizacijos ir bendros fazės radimo sprendimas yra sudėtingas, ypač skaitmeniniu keliu, bet yra svarbus pneumatinių vibrosužadintuvų pritaikymo galimybėms.

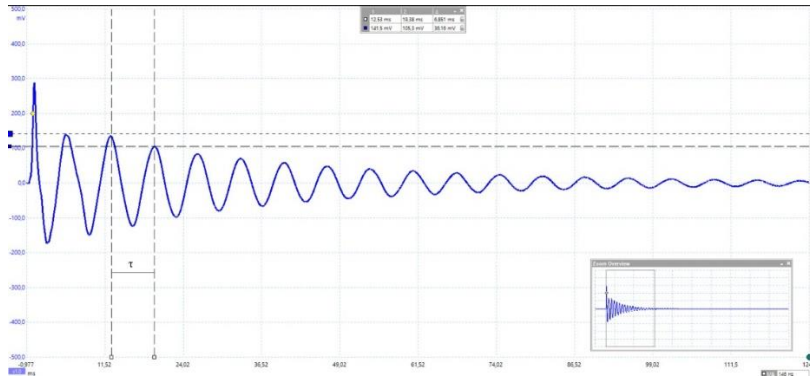
Dviejų vibrosužadintuvų virpesių charakteristikos sinchronizacijos laikas, pereinamų procesų charakteristikos, virpesių fazės buvo nustatytos sprendžiant sudėtingas diferencialinių lygčių sistemas.

2.5 Vienos kameros vibrosužadintuvo ant oro pagalvės dinaminių parametru nustatymo metodika.

Eksperimentinių tyrimų metu vibrosužadintojui VBK1 su viena kamera buvo nustatytos tamprios pakabos standumo koeficiento C [N/m] ir pasipriešinimo koeficiento K [kg/s] reikšmės.

2.5.1 Tamprios pakabos pasipriešinimo koeficiento nustatymas.

Standumo koeficiento nustatymui atliktas tamprios pakabos savųjų virpesių testas – *bump* testas (2.11 pav.).



2.11 pav. Tamprios pakabos savųjų virpesių testas *PicoScope* signalo rezultatų lange: τ – virpesių periodas.

Pneumatinio vibrosužadintuvo tamprios pakabos judėjimas (laisvieji virpesiai) aprašomi lygtimi:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + K_1 \frac{dx}{dt} + C_1 x = 0 \quad (2.6)$$

Lygtis yra homogeninė tiesinė antros eilės diferencialinė lygtis su pastoviais koeficientais, kurios sprendinys yra [64]:

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (2.7)$$

Išdiferencijavę sprendinį (2.7) gauname:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -A \omega^2 \cos \omega t - B \omega^2 \sin \omega t \quad (2.8)$$

Arba:

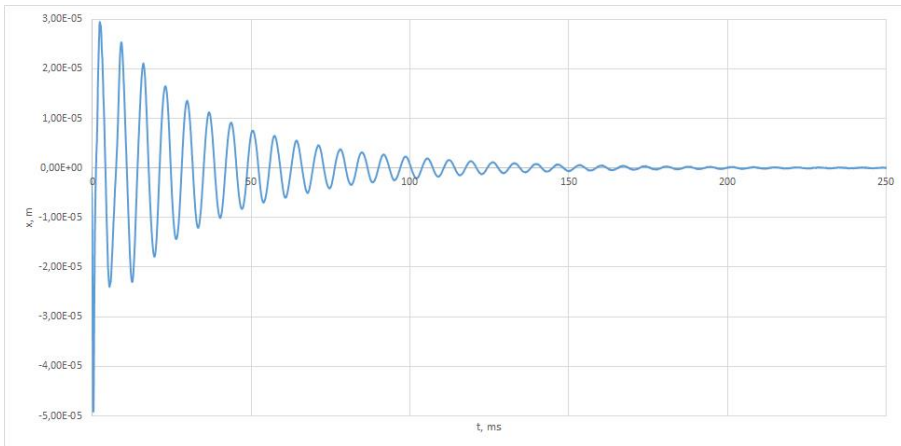
$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\omega^2 x \quad (2.9)$$

Pagal technines inercinio pagreičio matavimo jutiklio 70292 jautrio charakteristikas, 65 mV_{P-P} atitinka 9,3 m/s². Todėl, jeigu išmatuotas signalas žymimas $u(t)$ [V], gauname:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{9,3}{65} u(t) \quad (2.10)$$

$$x = -\frac{9,3}{65} \frac{u(t)}{\omega^2} \quad (2.11)$$

Atsižvelgiant į išraišką (2.11), suradus dažnį ω pagal laisvųjų virpesių periodą $\tau = 6,851$ ms (iš 2.11 pav.) ir apskaičiuotą dažnį $f=145,96$ Hz, gauname pakabos savųjų virpesių slopinimo diagramą (2.12 pav.):



2.12 pav. Pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 tamprios pakabos savųjų virpesių diagrama.

Įvedę sistemos slopinimo koeficientą δ ir sistemos tikrinį kampinį dažnį ω_0 , (2.6) lygtį galima perrašyti:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\delta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0 \quad (2.12),$$

kur slopinimo koeficientas:

$$\delta = \frac{K}{2m} \quad (2.13),$$

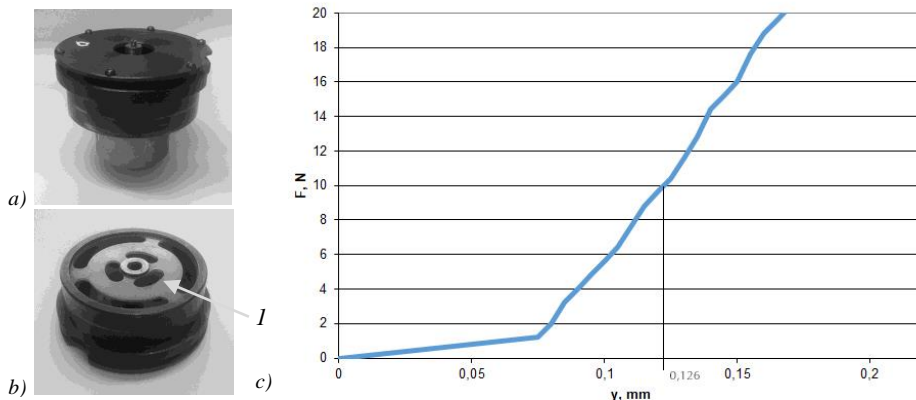
Suradus laisvųjų virpesių logaritminį slopinimo dekrementą Λ , kuris išreiškiamas [64]:

$$\Lambda = \ln \frac{x(t)}{x(t+\tau)}, \Lambda = \delta\tau \quad (2.14),$$

Pagal lygtis (2.14) apskaičiavus logaritminį slopinimo dekrementą Λ ($\Lambda=0,13$) ir slopinimo koeficientą δ ($\delta=18,98 \text{ s}^{-1}$) bei įvertinus vibrosužadintuvo tirtos pakabos masę m , randamas tamprios pakabos pasipriešinimo koeficientas K . Apskaičiuotas pasipriešinimo koeficientas $K = 36,67 \text{ kg/s}$.

2.5.2 Tamprios pakabos standumo koeficiento nustatymas.

Standumo koeficiento nustatymui tempimo-gniuždymo-lenkimo mašina *Tinius Olsen H10KT* atliktas pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 tamprios pakabos - membranos (2.13 pav. a,b) – gniuždymo testas. Testo rezultatai pateikti 2.13 pav. c.



2.13 pav. Pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 tamprios pakabos mazgo bendras vaizdas ir standumo testo diagrama: a), b) pakabos bendras vaizdas, kur *I* - membrana; c), pakabos membranos gniuždymo jėgos ir deformacijos priklausomybė.

Membranos standumo koeficientą galima nustatyti iš gniuždymo jėgos ir deformacijos priklausomybės (2.13 pav. c) pagal išraišką (2.13):

$$C = \frac{F}{y} \quad (2.15),$$

Apskaičiuotas pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 tamprios pakabos standumo koeficientas zonoje nuo 2 iki 20 N yra lygus $C = 82539$ N/m.

2.6 Skaitmeninių matematinio modelio sprendimo metodų parinkimas.

Aukščiau minėtų uždavinių sprendimas grindžiamas kelių kamerų pneumatinio autovirpesių vibrosužadintuvo ir kelių pneumatinių sinchroniškai veikiančių vibropavarų matematinų modelių sudarymu, skaitiniu dinaminės sistemos sprendimu ir gautų rezultatų palyginimu su praktinio tyrimo rezultatais. Šiems tyrimams atlikti numatoma sudaryti dinaminų sistemų sprendimo algoritmus, kurie bus realizuoti *MathCad* aplinkoje. Dinaminų modelių pagrindą sudarys kelių netiesinių diferencialinių lygčių sistemos, kur dujų tekėjimas bus aprašytas Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) arba Prandtlio (Prandtl) lygtimis. Adaptuotas matematinis dinaminis modelis, kaip netiesinių lygčių sistema su kiekviename žingsnyje kintamais tam tikrais parametrais, sprendžiamas įvairiais metodais, integruotais *MathCad* aplinkoje.

Analizuojant rezultatus bus sukurtos rekomendacijos pneumatinių vibrosužadintuvų, veikiančių autovirpesių režimu, darbinio kūno pagrindinių parametų (dažnio ir amplitudės) optimizavimui.

Analizuojant ir modeliuojant dinamines sistemas įvairioms fizikinėms ir mokslinėms techninėms uždutims nagrinėti, jos grindžiamos diferencialinių lygčių sudarymu ir sprendimu. Netiesinės diferencialinės lygtys ir jų sistemos dažnai neturi analitinių skaičiavimo metodų, todėl svarbu jas išspręsti skaitmeniškai.

MathCad aplinkoje diferencialinių lygčių sistemą, sudarytą iš pirmos eilės diferencialinių lygčių ir pateiktą vektorinėje Koši (Cauchy) formoje galima spręsti Rungės-Kuto (Runge-Kutta) kintamo ir fiksuoto žingsnio metodais. Automatiškai besikeičiančio žingsnio metodas kartais duoda tikslesnį rezultatą, tačiau dažnai pralošiama skaičiavimo laike. Fiksuoto žingsnių skaičiaus metodas, parinkus pakankamą žingsnių skaičių duotajame intervale, duoda taip pat tikslius rezultatus ir veikia žymiai greičiau.

Darbe sukurti matematiniai modeliai, susidedantys iš antros ir pirmos eilės diferencialinių lygčių, buvo suvedami į pirmos eilės diferencialinių lygčių sistemą. Skaičiavimams buvo naudojami abu skaitmeninio sprendimo metodai.

Darbo eigoje, atliekant atskiras uždutis, taip pat buvo pasinaudota *Mathcad* aplinkoje įdiegtais lygčių su n -ojo laipsnio daugianariais sprendimo metodais.

Išvados:

Vibrosužadintuvų ant oro pagalvės dinamikos eksperimentiniams tyrimams atlikti panaudoti standai su skirtingomis tamprios pakabos masėmis ir skirtingais žadinimo kamerų geometriniais parametrais.

Dviejų vibrosužadintuvų galimos sinchronizacijos tyrimams atlikti sukurti standai, kurių žadinimo kameros sujungtos aerodinaminio ryšio kanalu.

Vibrosužadintuvo autovirpesių egzistavimo srities nustatymui, autovirpesių charakteristikų įvertinimui, sinchronizacijos parametrų nustatymui sukurti matematiniai modeliai, susidedantys iš antros ir pirmos eilės diferencialinių lygčių. Jie sprendžiami Rungės-Kuto metodais, naudojant *Mathcad* programinę įrangą.

Susipažinus su pneumatinių vibrosužadintuvų ant oro pagalvės veikimo principu, galimais kelių vibrosužadintuvų sinchronizavimo ir fazių formavimo metodais bei matematinio modelio sprendimo būdais, kituose skyriuose bus analizuojami dinaminiai sistemų su vienu ir dviem vibrosužadintuvais skaitmeniniai bei eksperimentiniai tyrimai.

3. PNEUMATINIO VIBROSUŽADINTUOVO DINAMIKOS TEORINIAI TYRIMAI, SINCHRONIZACIJOS IR FAZIŲ FORMAVIMO BŪDAI

3.1 Įvadas.

Šiame skyriuje skaitmeniniu būdu ištirta: pneumatinis vienos kameros vibrosužadintuvas, dirbantis autovirpesių režime, siekiant nustatyti darbo kūno virpesių egzistavimo sritį; dviejų kamerų pneumatinis vibrosužadintuvas, kai slėgis kameroje veikia vieną bendrą darbo kūną; mechaninė sistema su dviem pneumatiniiais vieno laisvės laipsnio vibrosužadintuvais, į kameras paduodant pastovų arba pulsuojantį slėgį, kai vibrosužadintuvai sujungti aerodinaminiu ryšiu arba jų sinchronizacijai panaudotas tamprus elementas; nustatyta vibrosužadintuvų geometrinių ir dinaminių parametrų įtaka virpesių parametrų bei vibrosužadintuvų sinchronizacijos sąlygoms. Kiekvieno poskyrio, aprašančio tyrimą, pabaigoje suformuluotos teorinio tyrimo išvados.

3.2 Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių egzistavimo srities nustatymas.

Šiame poskyryje ištirtas pneumatinis vienos kameros vibrosužadintuvas, dirbantis autovirpesių režimu.

Tyrimo tikslas yra nustatyti mechaninės sistemos, susidedančios iš vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo, darbo kūno virpesių egzistavimo sritį, esant tam tikriems sistemos geometriniams ir dinaminiais parametrams.

3.2.1 Vibrosužadintuvo darbo kūno dinamikos lygtys.

Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno judėjimas aprašomas lygtimi:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + K_1 \frac{dx}{dt} + C_1 x = \pi r_k^2 (P_k - P_a) \quad (3.1)$$

Dujų debito pokytis kameroje apskaičiuojamas, panaudojant Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) lygtis [16, 65, 66]:

$$\frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_k^2 L_k + \pi r_a^2 x) \right] = W_1 - W_2 \quad (3.2)$$

Čia W_1 – į kamerą paduodamo oro kiekis, W_2 – oro kiekis, ištekančias iš kameros darbinio kūno kryptimi, L_k – vibrosužadintuvo kameros aukštis, r_k – kameros vidinis spindulys, P_k – slėgis kameroje, P_1 – paduodamas slėgis.

Bedimensinėje formoje, naudojant supaprastintas Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) lygtis, kurias pasiūlė Prandtlis (Prandtl) [67, 68] mechaninės sistemos dinamika gali būti aprašoma diferencialinių lygčių sistema, kurią sudaro (3.3) ir (3.4) lygtys:

$$\frac{d^2(x^*)}{d(t^*)^2} + \frac{K_1}{m} \left(\frac{m L_k}{\pi r_k^2 P_a} \right)^{1/2} \frac{d(x^*)}{dt^*} + \frac{C_1 L_k}{\pi r_k^2 P_a} (x^*) = P^* \quad (3.3)$$

$$\frac{1}{0,76} \frac{r_k^2}{r_1^2} \frac{L_k}{a_0} \left(\frac{\pi r_k^2 P_a}{m L_k} \right)^{1/2} \left(\frac{d}{dt^*} (P^*) + (1 + \alpha + P^*) \frac{d}{dt^*} (x^*) \right) = W(t), \quad (3.4)$$

kur

$$W(t) = \begin{cases} \sqrt{\left(1 + \alpha + P^*\right) \left(\frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha - P^*\right)} - \sqrt{\frac{1 + \alpha}{\alpha} \left(\frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha\right) (\alpha + P^*)} - \\ - 2 \frac{r_k}{r_1^2} L_k x^* \sqrt{\alpha + P^*}, \text{ kai } P^* \geq \frac{1}{2} \frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha; \\ \frac{1}{2} \frac{P_1}{P_a} - \frac{1}{2\sqrt{\alpha}} \frac{P_1}{P_a} \sqrt{\alpha + P^*} - 2 \frac{r_k}{r_1^2} L_k x^* \sqrt{\alpha + P^*}, \\ \text{kai } P^* < \frac{1}{2} \frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha \end{cases} \quad (3.5)$$

Čia bedimensinei formai gauti panaudoti žymėjimai:

$$\alpha = \left(\frac{m L_k}{\pi r_k^2 P_a} \right)^{1/2}; \quad \frac{x}{L_k} = x^*; \quad \frac{P_k}{P_a} = P^*; \quad \frac{L}{\alpha} = L^*; \quad (3.6)$$

3.2.2 Vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių egzistavimo srities nustatymas.

Pneumatinės pavaros darbo kūnas turi oro pagalvės ir autovirpesių režimą (2.2 pav.). Norint užtikrinti pavaros virpančią judesį, gali būti naudojamas tik vibrosužadintojo autovirpesių režimas. Todėl vibrosužadintojo darbas gali būti užtikrintas tik tam tikrame paduodamo slėgio diapazone, užtikrinančiame virpančios sistemos autovirpesių režimą, ir esant tik tam tikroms pavaros geometriniais bei dinaminiais parametrais.

Siekiant surasti sistemos autovirpesių egzistavimo sritį, buvo naudojami du būdai.

Pirmasis būdas. Pagal sistemos judėjimo dinamiką aprašančias supaprastintas lygtis (3.3) ir (3.4) *Mathcad* bazėje sukurta programa. Esant pastoviems sistemos dinaminiais ir geometriniais parametrais (3.1 lentelė), buvo fiksuojamas įtempimas α ir pamažu keičiama paduodamojo slėgio P_1 reikšmė. Atliekant skaičiavimus stebėta, prie kokios P_1 reikšmės nagrinėjamoje mechaninėje sistemoje atsiranda ir prie kokios baigiasi pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesiai. Tokiu būdu skaitmeniniu keliu buvo gauta autovirpesių egzistavimo sritis, apribota kreivių I (3.1 pav.).

3.1 lentelė. Pneumatinio vibrosužadintuvo dinaminiai ir geometriniai parametrai.

m , kg	r_k , 10^{-3} m	r_a , 10^{-3} m	l_k , 10^{-3} m	K_1 , kg/s	C_1 , N/m
0,248	10	15	15	60	3480

Antrasis būdas. Analizuojama ištiesinta diferencialinė lygtis (3.7), gauta iš diferencialinės lygčių sistemos (3.3) ir (3.4) išreiškus P^* (pgl. literatūrą [19]).

$$\frac{d^3(x^*)}{d(t^*)^3} + \frac{a_0 \gamma}{L_k} \frac{nr_1^2}{r_k^2} \left[\frac{K_1 r_k^2 L_k}{0.76 \cdot ma_0 nr_1^2} + z \right] \frac{d^2(x^*)}{d(t^*)^2} + \left[\frac{L_k C_1}{\pi r_k^2 P_a} + 1 + \alpha + \frac{K_1 a_0 nr_1^2}{\pi r_k^4 P_a} z \right] \frac{d(x^*)}{dt^*} + \frac{a_0 \gamma}{r_k} \left[2\sqrt{\alpha} + \frac{C_1 nr_1^2}{\pi r_k^3 P_a} z \right] (x^*) = 0 \quad (3.7)$$

$$\text{kur } \gamma = \left(\frac{m_1 L_k}{\pi r_k^2 P_a} \right)^{1/2}, \quad z = \frac{\alpha + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{P_1}{P_a} - 1 \right)}{2 \sqrt{\left(1 + \alpha \right) \left(\frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha \right)}}, \quad x^* = \frac{x}{L_k}.$$

Įvedus koeficientus $K1-K6$, gauname lygtį:

$$\frac{d^3(x^*)}{d(t^*)^3} + K1 \cdot [K2 + z] \frac{d^2(x^*)}{d(t^*)^2} + [K3 + \alpha + K4 \cdot z] \frac{d(x^*)}{dt^*} + K5 \cdot [2\sqrt{\alpha} + K6 \cdot z] (x^*) = 0 \quad (3.8)$$

Trečios eilės diferencialinę lygtį atitinka polinomas:

$$L(\lambda) = \lambda^3 + A\lambda^2 + B\lambda + C, \quad (3.9)$$

$$\text{kur } A = K1 \cdot [K2 + z], \quad B = [K3 + \alpha + K4 \cdot z], \quad C = K5 \cdot [2\sqrt{\alpha} + K6 \cdot z].$$

Kai $AB=C$, polinomo (3.9) šaknys bus $\lambda_1 = -A$; $\lambda_2 = i\sqrt{B}$; $\lambda_3 = -i\sqrt{B}$.

Vietoje $AB=C$ galime parašyti :

$$K1 \cdot [K2 + z] \cdot [K3 + \alpha + K4 \cdot z] = K5 \cdot [2\sqrt{\alpha} + K6 \cdot z] \quad (3.10)$$

Tokiu būdu gavome naują lygtį, kurios nežinomieji yra z ir α .

Fiksuodami α reikšmę, sprendžiame kvadratinę lygtį (3.10) ir gauname du sprendinius. Reikalinga tik teigiama z reikšmė.

Iš z išraiškos dabar galima bus išskaičiuoti P_I :

$$z_i = \frac{\alpha + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{P_1}{P_a} - 1 \right)}{2 \sqrt{\left(1 + \alpha \right) \left(\frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha \right)}} \quad (3.11)$$

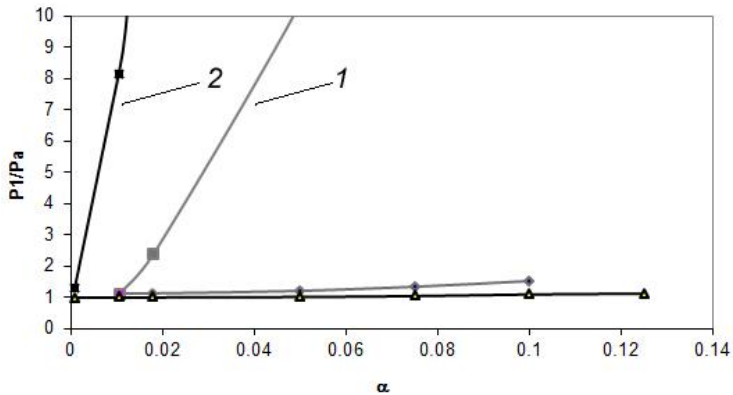
I (3.11) lygtį įstatę reikalingą z reikšmę ir atlikę pažymėjimą $\xi = \sqrt{\frac{P_1}{P_a} - 1 - \alpha}$,

gausime naują kvadratinę lygtį:

$$\xi^2 - 2z_i \cdot \alpha \sqrt{1 + \alpha} \cdot \xi + \alpha(1 + \alpha) = 0, \quad (3.12)$$

kurią išsprendus, galėsime išskaičiuoti P_I reikšmes, kurios ir bus kritiniai taškai, apsprendžiantys autovirpesių egzistavimo srities ribas.

(3.10)-(3.12) lygčių sprendimams *Mathcad* bazėje sukurta programa, o skaičiavimų rezultatai, esant pradiniam sistemos parametrui, nurodytiems 3.1 lentelėje, pateikti 3.1 pav. Antruoju būdu gauta sistemos autovirpesių režimo sritis ribojama kreivių 2.



3.1 pav. Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių egzistavimo sritys: 1 – kreivė, gauta tiriant pirmuoju būdu, 2 – kreivė, gauta tiriant antruoju būdu.

Išvados.

Sukurta pneumatinio vibrosužadintuvo autovirpesių egzistavimo srities nustatymo metodika.

Gauti abiejų tyrimų rezultatai rodo, kad sprendžiant lygčių sistemą (3.3) – (3.4), fiksuojant α ir keičiant paduodamojo slėgio P_1 reikšmes, gauname tikslesnę autovirpesių egzistavimo sritį.

Sprendžiant pagal ištiesintą lygtį (3.7) gauname sritį, kuri yra artima pirmuoju būdu gautai sričiai. Apatinės sričių ribos beveik sutampa, o skirtumai dėl viršutinių kreivių padėties atsiranda todėl, kad lygtis (3.7), pritaikyta ikikritinio slėgio atveju, ir, esant didelėms P_1 reikšmėms, duoda paklaidą.

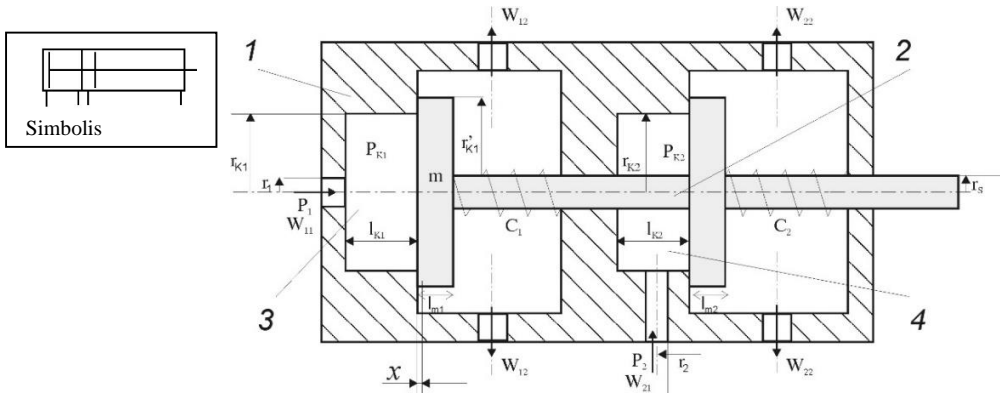
3.3 Pneumatinio vibrosužadintuvo su dviem kameromis tyrimas.

Šiame poskyryje tiriama dviejų kamerų pneumatinis vibrosužadintuvas, kai slėgis kameroje veikia vieną bendrą darbo kūną. Nuo ankstesniuose darbuose atliktų tyrimų šis skiriasi tuo, kad tiriama pneumatinis vibrosužadintuvas turi dvi kameras.

Šio poskyrio tikslas yra skaitmeniniu būdu ištirti tokio vibrokeitiklio darbo režimus, nustatyti antrosios kameros įtaką bendro darbo kūno virpesiams, ištirti mechaninės sistemos pereinamuosius procesus ir stabiluosius režimus.

3.3.1 Vibrosužadintuvo schema ir veikimo principo aprašymas.

Ankstesniuose darbuose tirtam vibrosužadintuvui pasitelkiama papildoma kamera, kurioje susidarantis slėgis veikia tą patį darbinį kūną. Tokio vibrosužadintuvo simbolis (pagal simbolių lentelę 4 priede) ir schema pateikta 3.2 pav.



3.2 pav. Pneumatinio vibrosužadintuvo su dviem kameromis schema: 1 – korpusas, 2 – darbo kūnas, 3,4 – vibrosužadintuvų kameros. P_1, P_2 – paduodamas slėgis, r_1, r_2 – į kameras paduodamo slėgio droselių spindulys, r_{k1}, r_{k2} – kamerų spindulys, l_{k1}, l_{k2} – kamerų aukštis.

Į vibrosužadintuvo kameras atitinkamai paduodamas slėgis P_1 ir P_2 . Kamerose susidaręs slėgis veikia tą patį darbo kūną.

3.3.2 Vibrosužadintuvo su dviem kameromis matematinis modelis.

Analizuojant pneumatinio dviejų kamerų vibrosužadintuvo dinamiką, galima teigti, kad yra patenkinamos šios sąlygos.

- Dujos yra idealios, t.y. sąveiką tarp molekulių galima ignoruoti.
- Energijos nuostoliai dėl klampios trinties yra maži, palyginus su tekančių dujų bendra energija ir todėl galioja Bernuli (Bernoulli) dėsnis.
- Dujų ištekėjimas yra adiabatinis, t.y. be šilumos mainų su išorine aplinka.
- Dujų masė kameroje yra didesnė už dujų masę, ištekiančių per vieną sekundę per žiedinį plyšį.

Atliekant teorinius tyrimus, buvo pasinaudota artutinėmis formulėmis, nusakančiomis dujų ištekėjimą iš rezervuaro į kamerą. Formules pasiūlė Prandtlis (Prandtl) [67, 68]. Todėl, sudarydami matematinį modelį, taip pat jomis pasinaudosime.

Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai nusakomi antros eilės diferencialine lygtimi:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + K \frac{dx}{dt} + Cx = S_{K1} P_{K1}' + S_{K2} P_{K2}' \quad (3.13)$$

kur

$$S_{K1} = \pi r_{k1}^2, \quad S_{K2} = \pi (r_{k2}^2 - r_s^2) \quad (3.14)$$

$$P_{K1} = P_{K1}^0 + P_{K1}', \quad P_{K2} = P_{K2}^0 + P_{K2}'$$

$$CH_Z = S_{K1} (P_{K1}^0 - P_a) + S_{K2} (P_{K2}^0 - P_a) \quad (3.15)$$

Darbo kūno virpesių lygtį (3.13) reikia papildyti lygtimis, nusakančiomis dujų masės tvermės dėsnį:

$$\frac{dQ_i}{dt} = W_{i1} - W_{i2}, \quad (3.16)$$

Čia $i=1,2$, o dujų debito pokytis kameroje išreiškiamas lygtimis (3.17), (3.19), (3.20):

$$Q_i = \frac{M}{RT_{ki}} P_{ki} [S_{ki} l_{ki} + S'_{ki} (h_0 + x)] \quad (3.17)$$

Čia R - dujų konstanta, M - molio masė, T_{ki} - absoliuti temperatūra i -oje kameroje.

$$S'_{k1} = \pi r'^2_{k1}, S'_{k2} = \pi (r'^2_{k2} - r^2_s) \quad (3.18)$$

$$R = 8,31 \frac{J}{mol.K}, \quad M = 28,97 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{mol} \quad (3.18)$$

$$W_{i1} = \begin{cases} \frac{0,76 S_i}{g} \sqrt{\frac{(P_i - P_{ki}) P_{k1}}{T_{0i}}}, & \text{kai } P_{ki} > \frac{1}{2} P_i \\ \frac{0,38 S_i}{g} \frac{P_i}{\sqrt{T_{0i}}}, & \text{kai } P_{ki} \leq \frac{1}{2} P_i, \end{cases} \quad (3.19)$$

$$W_{i2} = \begin{cases} \frac{0,76 \cdot 2\pi r_{ki} (h_0 + x)}{g} \sqrt{\frac{(P_{ki} - P_a) P_a}{T_{ki}}}, & \text{kai } P_a > \frac{1}{2} P_{ki}, \\ \frac{0,38 \cdot 2\pi r'_{ki} (h_0 + x)}{g} \frac{P_{ki}}{\sqrt{T_{ki}}}, & \text{kai } P_a \leq \frac{1}{2} P_{ki}. \end{cases} \quad (3.20)$$

Darbe [16] nustatyta, kad, kai tiekiamų dujų slėgis P_i į i -ąją kamerą yra artimas slėgiui kameroje P_{ki} , teoriniai rezultatai sutampa su eksperimentiniais. Teigsiame, kad ši sąlyga yra patenkinta. Antra vertus, pagal prielaidą procesas yra adiabatinis. Be to, pagal dujų būsenos lygtį [65, 66, 67, 69],

$$T_{ki} = \left(\frac{P_{ki}}{P_a} \right)^{\frac{\beta-1}{\beta}} T_{0i}, \quad (3.21)$$

$T_{0i} = T_{ki}^0$ - absoliuti temperatūra i -oje kameroje, kai masė m yra pusiausvyros padėtyje h_0 , o $\beta=1,405$.

Tokiu būdu (3.17) lygtį galima užrašyti tokia forma:

$$\begin{aligned} & [S_{ki} l_{ki} + S'_{ki} (h_0 + x)] \frac{dP'_{ki}}{dt} + (\tilde{P}^0_{ki} + P'_{ki}) S'_{ki} \frac{dx}{dt} = \frac{0,76 \cdot R \sqrt{T^0_{ki}}}{Mg} \times \\ & \times \left[S_i \sqrt{(P_i - \tilde{P}^0_{ki} - P'_{ki})(\tilde{P}^0_{ki} + P'_{ki})} - 2\pi r'_{ki} (h_0 + x) \sqrt{(\tilde{P}^0_{ki} + P'_{ki} - P_a) P_a} \right], \end{aligned} \quad (3.22)$$

kur

$$\tilde{P}^0_{k1} = P_{k1}^0, \quad \tilde{P}^0_{k2} = P_{k2}^0 \quad (3.23)$$

Įvedus naujus kintamuosius (3.24),

$$\bar{t} = \frac{t}{q}, \quad \bar{x} = \frac{r_{K1}}{r_1^2} x, \quad \bar{P}_{Ki} = \frac{P'_{Ki}}{P_a}, \quad q = \frac{r_1}{r_{K1}} \sqrt{\frac{m}{r_{K1} P_a}}, \quad V_{Ki}^0 = S_{Ki} L_{Ki} + S'_{Ki} h_0. \quad (3.24)$$

tiriamą mechaninę sistemą aprašanti lygčių sistema, susidedanti iš lygčių (3.13) ir (3.22), linearizuojama ir suvedama į bematę formą. Gaunama nauja lygčių sistema:

$$\frac{d^2 \bar{x}}{d\bar{t}^2} + \frac{qK}{m} \frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} + \frac{q^2 C}{m} \bar{x} = \pi \bar{P}_{K1} + \pi \frac{r_{K2}^2 - r_S^2}{r_{K1}^2} \bar{P}_{K2}, \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{P}_{Ki}}{d\bar{t}} + \frac{\tilde{P}^0_{Ki} S'_{Ki} r_1^2}{P_a V^0_{Ki} r_{K1}} \frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} + \frac{0,76 \cdot Rq \sqrt{T^0_{Ki}}}{MV^0_{Ki} g} \left\{ \left[\frac{(2\tilde{P}^0_{Ki} - P_i) S_i}{2\sqrt{(P_i - \tilde{P}^0_{Ki}) \tilde{P}^0_{Ki}}} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\pi r'_{Ki} h_0}{\sqrt{\left(\frac{\tilde{P}^0_{Ki}}{P_a} - 1\right)}} \bar{P}_{Ki} + \frac{2\pi r'_{Ki} r_1^2}{r_{K1}} \sqrt{\left(\frac{\tilde{P}^0_{Ki}}{P_a} - 1\right)} \cdot \bar{x} \right\} = 0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Teigdami, kad

$$\tilde{P}^0_{Ki} = (1 + \alpha_i) P_a, \quad (3.27)$$

kur α_i – bedimensinis įtempimas i -oje kameroje, ir įvedę kintamuosius:

$$x_1 = \bar{x}, \quad x_2 = \frac{d\bar{x}}{d\bar{t}}, \quad x_3 = \bar{P}_{K1}, \quad x_4 = \bar{P}_{K2}, \quad (3.28)$$

lygčių sistemą (3.25)-(3.26) galime perrašyti ekvivalenčioje normalinėje formoje:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} - x_2 = 0, \\ \frac{dx_2}{dt} + \gamma_1 x_1 + \gamma_2 x_2 - \gamma_3 x_3 - \gamma_4 x_4 = 0, \\ \frac{dx_3}{dt} + \beta_{11} x_1 + \beta_{12} x_2 + \beta_{13} x_3 = 0, \\ \frac{dx_4}{dt} + \beta_{21} x_1 + \beta_{22} x_2 + \beta_{24} x_4 = 0. \end{cases} \quad (3.29)$$

kur koeficientai:

$$\gamma_1 = \frac{q^2 C}{m}, \quad \gamma_2 = \frac{qK}{m}, \quad \gamma_3 = \pi, \quad \gamma_4 = \pi \frac{r_{K2}^2 - r_S^2}{r_{K1}^2}, \quad (3.30)$$

$$\beta_{i1} = \frac{1,52 \cdot R \pi_{Ki}' r_1^2 q \sqrt{T_{Ki}^0 \alpha_i}}{MV_{Ki}^0 g r_{K1}}, \quad \beta_{i2} = \frac{S_{Ki}' r_1^2 (1 + \alpha_i)}{V_{Ki}^0 r_{K1}}, \quad \text{kai } i = 1, 2 \quad (3.31)$$

$$\beta_{il} = \frac{0,76 \cdot R q \sqrt{T_{Ki}^0}}{MV_{Ki}^0 g} \left\{ \frac{\left[2(1 + \alpha_i) - \frac{P_i}{P_a} \right] S_i}{2 \sqrt{\left(\frac{P_i}{P_a} - 1 - \alpha_i \right) (1 + \alpha_i)}} + \frac{\pi_{Ki}' h_0}{\sqrt{\alpha_i}} \right\}, \quad \text{kai } l = 3, 4 \quad (3.32)$$

Lygčių sistemą (3.29) atitiks charakteringoji lygtis:

$$\lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0, \quad (3.33)$$

kur:

$$\begin{aligned} a_1 &= \gamma_2 + \beta_{13} + \beta_{24}, \\ a_2 &= \gamma_1 + \gamma_2 (\beta_{13} + \beta_{24}) + \gamma_3 \beta_{12} + \gamma_4 \beta_{22} + \beta_{13} \beta_{24}, \\ a_3 &= \gamma_1 (\beta_{13} + \beta_{24}) + \gamma_2 \beta_{13} \beta_{24} + \\ &\quad + \gamma_3 (\beta_{11} + \beta_{12} \beta_{24}) + \gamma_4 (\beta_{21} + \beta_{13} \beta_{22}), \\ a_4 &= \gamma_1 \beta_{13} \beta_{24} + \gamma_3 \beta_{11} \beta_{24} + \gamma_4 \beta_{21} \beta_{13}. \end{aligned} \quad (3.34)$$

Pagal Gurvico (Routh-Hurwitz) teoremą (3.33) lygties visų šaknų realiosios dalys tada ir tik tada yra neigiamos, kai jos koeficientai patenkina sąlygas [70]:

$$a_1 > 0, \quad a_1 a_2 - a_3 > 0, \quad (a_1 a_2 - a_3) a_3 - a_1^2 a_4 > 0, \quad a_4 > 0. \quad (3.35)$$

Šiuo atveju, pagal pirmąją Liapunovo teoremą, sistemos pusiausvyros padėtis yra asimptoniškai stabili [71] ir autovirpesių procesas nevyksta. Iš (3.30)-(3.32) ir (3.34) formulių matyti, kad visi (3.33) lygties koeficientai yra teigiami, jeigu

$$(a_1 a_2 - a_3) a_3 - a_1^2 a_4 > 0, \quad \text{tai ir } a_1 a_2 - a_3 > 0 \quad (3.36)$$

Todėl (3.35) sąlygos gali būti nepatenkintos tik tuo atveju, kai

$$(a_1 a_2 - a_3) a_3 - a_1^2 a_4 < 0 \quad (3.37)$$

Ši nelygybė ir apibrėžia parametrų, dėl kurių gali egzistuoti negęstantys virpesiai, sritį. Siena, skirianti šias sritis, apibrėžiama lygtimi

$$(a_1 a_2 - a_3) a_3 - a_1^2 a_4 = 0 \quad (3.38)$$

Kadangi visi (3.33) lygties koeficientai yra teigiami, ji turi turėti poromis sujungtines kompleksines šaknis. Tarkime, šios lygties kompleksinių šaknų $\lambda = \lambda_1 + i \lambda_2$ realiosios dalys $\lambda_1 = 0$. Įstatę į šią lygtį $\lambda = i \lambda_2$ ir prilyginę nuliui realiąsias ir menamas dalis, gauname lygčių sistemą

$$\begin{cases} \lambda_2^4 - a_2 \lambda_2^2 + a_4 = 0 \\ a_1 \lambda_2^2 - a_3 = 0 \end{cases} \quad (3.39)$$

(3.39) lygčių sistemos sprendinio modulis yra artimas lygties (3.33) kompleksinių sprendinių menamos dalies moduliui. Šie sprendiniai gali būti panaudoti virpesių, kuriuos nusako (3.29) lygčių sistema, apytiksliam dažnio apskaičiavimui:

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{|\lambda|}{q} \quad (3.40)$$

Skaitmeninis lygčių sistemos normalinėje formoje (3.29), lygčių (3.33) ir (3.39) sprendimas bei apytikslės dažnio reikšmės radimo formulės (3.40) patikrinimas pateiktas 3.3.3 skyrelyje.

3.3.3 Vibrosužadintuvo su dviem kameromis skaitmeninio tyrimo rezultatai.

Antrosios kameros įtakos vibrosužadintuvo darbo kūno judėjimui tyrimas.

Pneumatinio dviejų kamerų vibrosužadintuvo su vienu darbo kūnu skaitmeniniam tyrimui buvo naudojamas anksčiau aprašytas matematinis modelis. Pagal lygtis (3.13)-(3.20) *MathCad* bazėje buvo sukurta programinė įranga tirti dviejų kamerų pneumatinio vibrosužadintuvo darbinio kūno judėjimo dėsnius. Programoje diferencialinių lygčių sprendimui panaudotas Rungės-Kuto algoritmas, leidžiantis spręsti lygtį kintamo žingsnio metodu [72-75].

Diferencialinės lygtys aprašomos matricioje (3.41), kur laiko t atžvilgiu kintantys nariai kiekvienu laiko momentu perskaičiuojami atskirose procedūrose.

$$D(t, X) = \begin{bmatrix} \frac{dx_1}{dt} \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} \\ \frac{dP_{K1}}{dt} \\ \frac{dP_{K2}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ f_1(X_0, X_1, X_2, X_3) \\ f_2(X_0, X_1, X_2) \\ f_3(X_0, X_1, X_3) \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

Čia funkcijos f_1 išraiška randama atitinkamai iš (3.13) lygties, o funkcijos f_2 ir f_3 (slėgio vibrosužadintuvų kameros pokytis per laiko t vienetą) išvedamos iš (3.16), (3.17), (3.19), (3.20) lygčių.

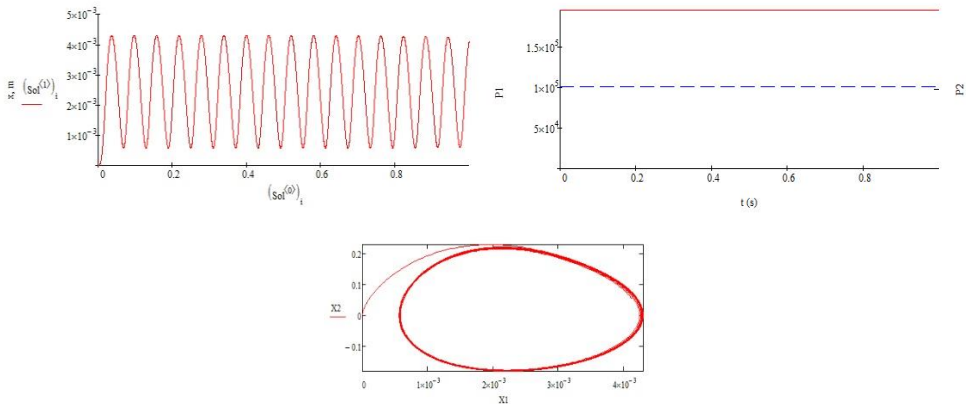
$$\frac{dP_{ki}}{dt} = \left(\frac{W_{i1} - W_{i2}}{MR} - S'_{Ki} \frac{dx}{dt} P_{Ki} \right) \times \frac{\beta}{(S_{ki} I_{ki} + S'_{Ki} (x + H_z)) \left(\frac{P_{Ki}}{P_i} \right)^{\frac{1-\beta}{\beta}}} \quad (3.42)$$

Naudojant pradinis duomenis, pateiktus 3.2 lentelėje, buvo tirta mechaninė sistema. Tyrimo metu kai kurie parametrai nesikeitė: $K=20$ kg/s, $C=3900$ N/m.

Iš pradžių aktyvi buvo tik pirmoji kamera, t.y. paduodamas slėgis tik į pirmąją kamerą: $P_1 > P_a$, $P_2 = P_a$. Buvo rastas parametų rinkinys (3.2 lentelė Nr.1), kada egzistuoja autovirpesiai (3.3 pav.). Padavus slėgį ir į antrąją kamerą (3.2 lentelė Nr.2), virpesiai, pasiekę didesnę amplitudę, ėmė slopti – autovirpesius pakeitė oro pagalvės režimas (3.4 pav.).

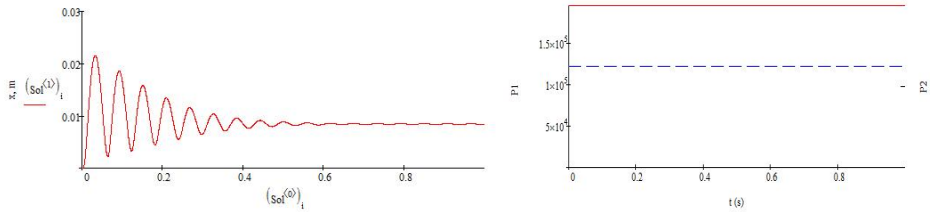
3.2 lentelė. Pneumatinio vibrosužadintuvo pradiniai parametrai ir gautų autovirpesių vertės.

Nr.	m , kg	r_{k1} , 10^{-3} m	r_{a1} , 10^{-3} m	l_{k1} , 10^{-3} m	r_{k2} , 10^{-3} m	r_{a2} , 10^{-3} m	l_{k2} , 10^{-3} m	P_1/P_a	P_2/P_a	A , 10^{-3} m	f , Hz
1	1,0	25	30	40	25	30	40	1,92	1	1,8	16,51
2	1,0	25	30	40	25	30	40	1,92	1,2	-	-
3	2,8	25	30	40	25	30	40	1,95	1,95	15,2	10,39
4	2,8	25	30	40	25	30	20	1,95	1,95	-	16,09
5	2,8	25	30	40	25	30	40	1,6	1,6	11,6	10,01
6	2,8	25	30	40	25	30	40	1,7	kint.	16,0; 24,0	9,42
7	2,8	25	30	40	25	30	40	1,7	kint.	3,36	9,2

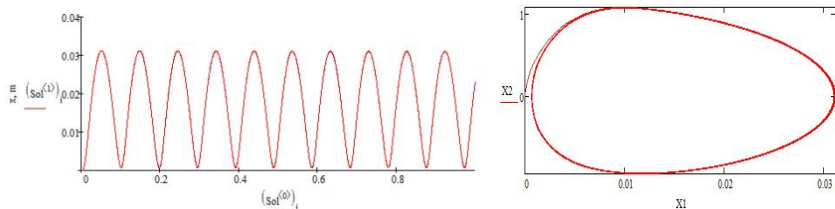


3.3 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesiai 1 s intervale (a), į kameras paduodamų slėgių funkcijos (b) ir fazinis vaizdas (c) pagal duomenis Nr.1 iš 3.2 lentelės.

Nekeičiant kamerų geometrinių parametru, didinant į kameras paduodamų slėgių reikšmes (3.2 lentelė Nr.3), pastebėta, kad autovirpesių režimas pasiekiamas ir padidinus darbinio kūno masę (3.5 pav.). Šiuo atveju, į abi kameras paduodant tokį slėgį, kuris buvo tiekiamas tik į pirmą kamerą, galima priversti autovirpesių režimu judėti sunkesnę darbo kūną ir pasiekti didesnės amplitudės virpesius: $A=15,2 \times 10^{-3}$ m. Sumažinus į abi kameras paduodamą slėgį (3.2 lentelės Nr.5 duomenys) gaunami autovirpesiai su mažesne amplitudė $A=11,6 \times 10^{-3}$ m ir mažesniu dažniu $f=10,01$.

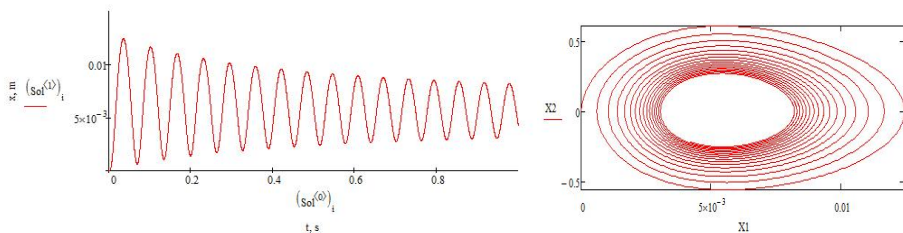


3.4 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 1 s intervale (a) ir į kameras paduodamų slėgių funkcijos (b) pagal duomenis Nr.2 iš 3.2 lentelės.



3.5 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 1 s intervale (a) ir fazinis virpesių vaizdas (b) pagal duomenis Nr.3 iš 3.2 lentelės.

2 kartus sumažinus antrosios kameros ilgį (3.2 lentelės Nr.4 duomenys) mechaninės sistemos darbo kūnas virpa didesniu dažniu, tačiau virpesiai pamažu ima gesti (3.6 pav.).



3.6 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 2 s intervale (a) ir fazinis virpesių vaizdas (b) pagal duomenis Nr.4 iš 3.2 lentelės.

Buvo tiriama, kaip keičiasi darbo kūno virpesiai, kai į antrąją kamerą paduodamas (3.2 lentelė Nr.6) slėgis, kuris kinta laiko t atžvilgiu pagal dėsnį [64]:

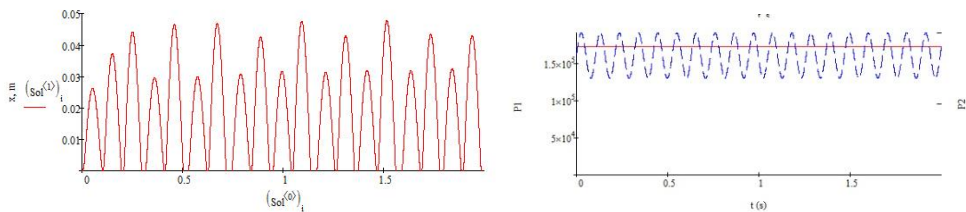
$$P_2(t) = P_0' + A_p \sin(\omega t + \varphi) \quad (3.43)$$

čia P_2 – į antrąją kamerą paduodamo suspausto oro slėgis $P_2(t)$, svyruojantis apie pusiausvyros padėtį P_0' , su pulsavimo amplitude A_p , kampiniu dažniu ω ir pradine faze φ . Slėgis, paduodamas į pirmąją kamerą, išliko pastovus $P_1/P_a=1,7$.

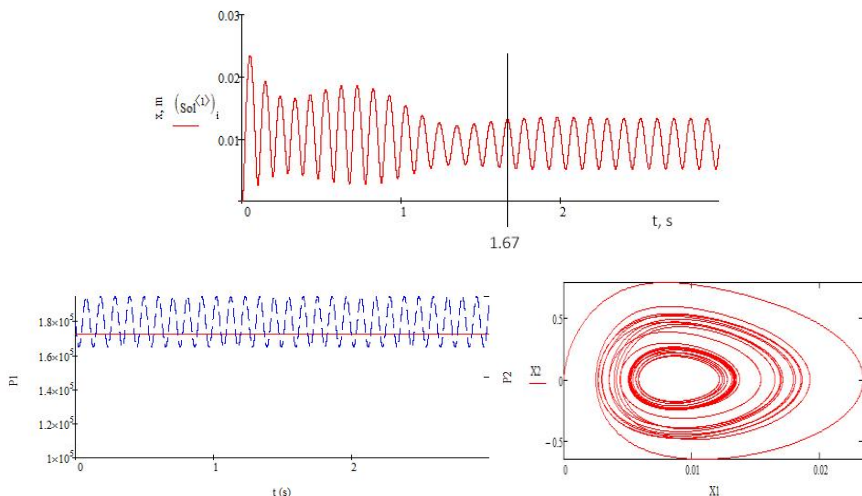
Pulsuojančio slėgio įtakai įvertinti buvo pertvarkytas matematinis modelis. Diferencialinių lygčių sistemoje (3.41) panaudotos papildomos lygtys (3.44), nusakančios paduodamo slėgio kitimą, taip pat pakeista slėgio antroje kameroje išvestinės laiko atžvilgiu išraiška.

$$D(t, X) = \begin{bmatrix} \frac{dx_1}{dt} \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} \\ \frac{dP_{K1}}{dt} \\ \frac{dP_{K2}}{dt} \\ 0 \\ \frac{dP_1}{dt} \\ \frac{dP_2}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ f_1(X_0, X_1, X_2, X_3) \\ f_2(X_0, X_1, X_2) \\ f_3(X_0, X_1, X_3, X_5) \\ 0 \\ f_5(P_2) \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Kai pusiausvyros padėtis $P_0' = 1,6 \times 10^5$ Pa, pulsavimo amplitudė $A_P = 0,3 \times 10^5$ Pa, kampinis dažnis $\omega = 60$, o pradinė fazė $\varphi = 0$, esant pradiniam duomenims 3.2 lentelė Nr.5, gaunami kintamos amplitudės darbo kūno virpesiai pavaizduoti 3.7 pav. Tačiau, vien tik pakeitus į antrąją kamerą paduodamo slėgio pradinę fazę $\varphi = \pi$ (lyginant 3.7-b pav. su 3.8-b pav.), gaunami visai kitokio charakterio virpesiai – po 1.67 s nusistovi autovirpesiai su amplitude $A = 3,36 \times 10^{-3}$ m ir dažniu $f = 9,2$ (3.8 pav).



3.7 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 2 s intervale (a) ir į kameras paduodamų slėgių funkcijos (b) pagal duomenis Nr.6 iš 3.2 lentelės.



3.8 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 3 s intervale (a), į kameras paduodamų slėgių funkcijos (b) ir fazinis vaizdas (c) pagal duomenis Nr.7 iš 3.2 lentelės.

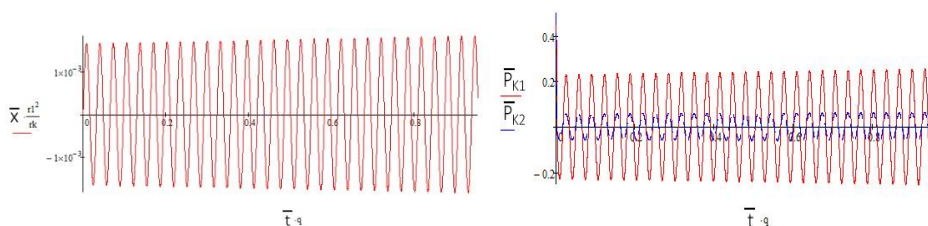
Dviejų kamerų vibrosužadintuvo lygčių normalinėje formoje tyrimas.

Bedimensinių lygčių, aprašančių pneumatinio dviejų kamerų vibrosužadintuvo su vienu darbo kūnu dinamiką, skaitmeninis tyrimas atliktas *MathCad* bazėje panaudojant diferencialinių lygčių sistemą (3.29).

Skaitmeniniam tyrimui naudoti mechaninės sistemos duomenys aprašyti 3.3 lentelėje, o vibrosužadintuvo darbo kūno svyravimai apie pusiausvyros padėtį pateikti 3.9 pav.

3.3 lentelė. Pneumatinio vibrosužadintuvo pradiniai parametrai.

Nr.	m , kg	r_{k1} , 10^{-3} m	r_{a1} , 10^{-3} m	l_{k1} , 10^{-3} m	r_{k2} , 10^{-3} m	r_{a2} , 10^{-3} m	l_{k2} , 10^{-3} m	P_1/P_a	P_2/P_a	α_1	α_2
1	1,0	25	35	40	25	35	80	1,9	1,6	0,775	0,6



3.9 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai (a) ir slėgių kamerose bedimensinėje išraiškoje pokytis (b) apie pusiausvyros padėtį per 1 s pagal duomenis iš 3.3 lentelės.

Analizuojant rezultatus, pateiktus 3.9 pav., nustatyta, kad darbinis kūnas apie pusiausvyros padėtį virpa su amplitude $A_I=1,8 \times 10^{-3}$ m ir dažniu $f_I=30,95$.

Siekiant patikrinti aukščiau išdėstytus samprotavimus ir lygtis (3.33)-(3.40), *MathCad* bazėje buvo išspręstos lygtys (3.33) ir (3.39). Sprendimo rezultatai pateikti 3.10 pav.

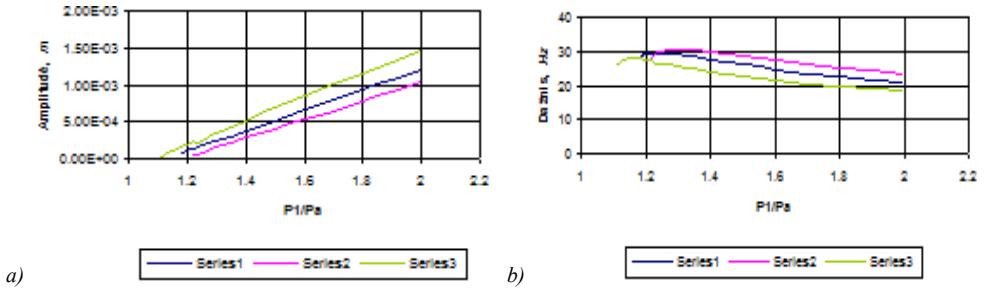
$$\begin{pmatrix} -8.0018368496473369712 \\ -4.454687818227800097 \\ -0.0037376660624314658699 + 0.92800012568327939957i \\ -0.0037376660624314658699 - 0.92800012568327939957i \end{pmatrix}$$

3.10 pav. Lygties (5.21) sprendinys.

Analizuojant (3.33) lygties kompleksines šaknis ($\lambda=\lambda_1+i\lambda_2$) matyti, kad realiosios dalys $\lambda_1 \approx 0$, o menamųjų dalių koeficientas $|\lambda_2| \approx 0,928$. Ši reikšmė praktiškai atitinka ir lygčių sistemos (3.39) šaknis. Perskaičiavus dažnį pagal (3.40) formulę, gaunama dažnio reikšmė $f_2=30.973$, kuri beveik sutampa su reikšme f_1 , kuri gauta analizuojant rezultatus, išsprendus diferencialinių lygčių sistemą (3.29).

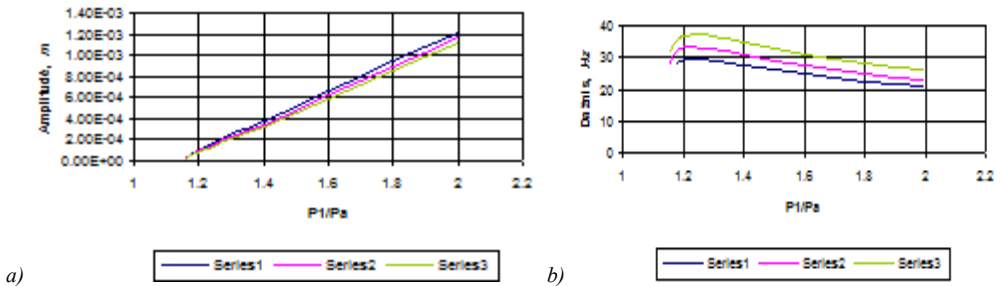
Amplitudės ir dažnio priklausomybių tyrimas.

Panaudojant aukščiau aprašytą matematinį modelį skaitmeniniu būdu buvo atliekamas darbinio kūno virpesių amplitudės ir dažnio priklausomybių tyrimas.



3.11 pav. Darbinio kūno amplitudės (a) ir dažnio (b) priklausomybių nuo į pirmąją kamerą paduodamo slėgio P_1 grafikai (*series1* - $\alpha_1=0,15$, *series2* - $\alpha_1=0,2$, *series3* - $\alpha_1=0,1$).

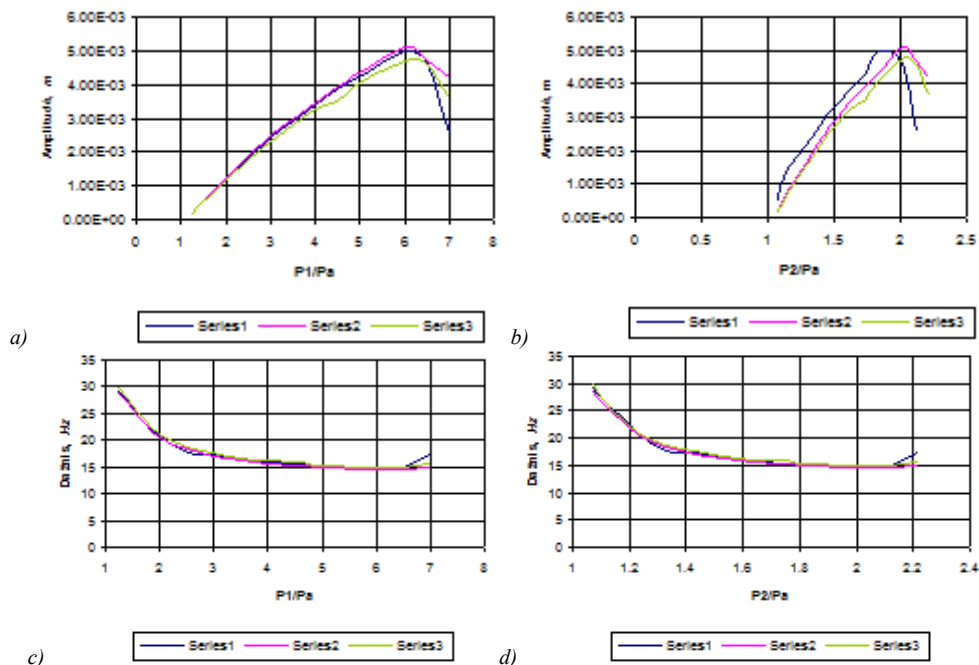
3.11 pav. iliustruoja, kaip kinta darbinio kūno amplitudė (3.11 a pav.) ir dažnis (3.11 b pav.) priklausomai nuo slėgių santykio P_1/P_a ir pirmosios tamprios grandies įveržimo, kai antrosios grandies bedimensinis įveržimas yra pastovus: $\alpha_2=0,05$. Amplitudės beveik tiesiškai didėja, didinant slėgį P_1 , o skaitinės amplitudės reikšmės mažėja, didėjant α_1 . Dažnio grafikai rodo, kad didėjant parametru α_1 kreivių ekstremumai pasiekiami prie didesnių slėgio P_1 reikšmių.



3.12 pav. Darbinio kūno amplitudės (a) ir dažnio (b) priklausomybių nuo į pirmąją kamerą paduodamo slėgio P_1 grafikai (*series1* - $\alpha_2=0,05$, *series2* - $\alpha_2=0,1$, *series3* - $\alpha_2=0,19$).

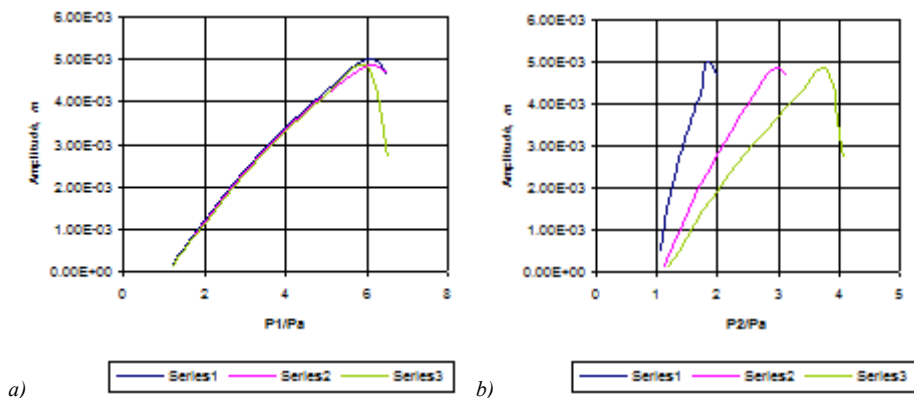
3.12 pav. iliustruoja kaip kinta darbinio kūno amplitudė (3.12a pav.) ir dažnis (3.12b pav.), priklausomi nuo slėgių santykio P_1/P_a , keičiant antros tamprios grandies bedimensinį įveržimą (pirmosios grandies bedimensinis įveržimas yra pastovus: $\alpha_1=0,15$). Čia, skirtingai nuo 3.11 pav. grafikų, didėjant α_2 , dažnio kreivės ekstremumus pasiekia prie tų pačių slėgio P_1 reikšmių, tik auga dažnio skaitinė reikšmė.

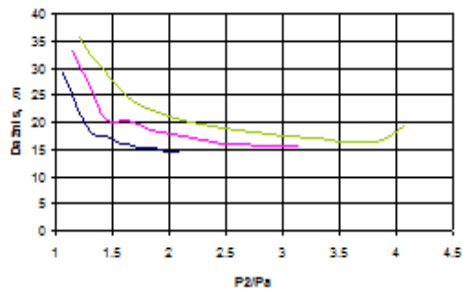
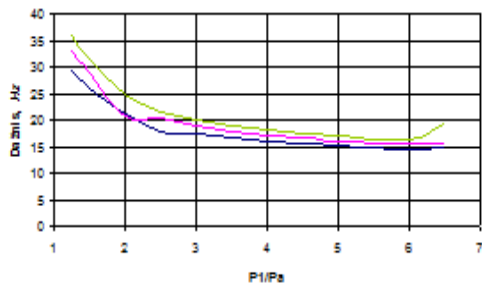
Tyrimo rezultatai, pateikti 3.13 pav. (a,b,c,d), rodo kaip kinta virpesių amplitudė ir dažnis, esant fiksuotam pirmos kameros ilgiui ($lk_1=0,055$ m) ir keičiant antrosios kameros ilgį: $lk_2=0,025$ m (kreivė - *series-1*), $lk_2=0,055$ m (kreivė - *series-2*), $lk_2=0,0125$ m (kreivė - *series-3*). Mažėjant antrosios kameros tūriui, mažėja darbinio kūno virpesių amplitudė ir didėja dažnis.

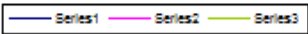


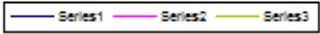
3.13 pav. Amplitudės (a, b) ir dažnio (c,d) priklausomybė nuo į kameras paduodamų slėgių P_1 ir P_2 santykio su atmosferos slėgiu P_a . ($\alpha_1=0,15$; $\alpha_2=0,05$; $lk_1=0,055$; $lk_2=0,025$; $0,055$; $0,0125$)

3.14 pav. pateikti grafikai, iliustruojantys amplitudės ir dažnio priklausomybes nuo slėgių santykio. Jie gauti modeliuojant sąlygas, kai buvo keičiamas antrosios tamprios grandies įveržimas ($\alpha_2=0,05$ (series1), $\alpha_2=0,1$ (series2), $\alpha_2=0,15$ (series3)). Kiti parametrai buvo pastovūs: $\alpha_1=0,15$, $lk_1=0,055$ m, $lk_2=0,025$ m. Didėjant parametro α_2 reikšmei, mažėja darbinio kūno virpesių amplitudė ir didėja dažnis.





c) 

d) 

3.14 pav. Amplitudės (a, b) ir dažnio (c,d) priklausomybė nuo į kameras paduodamų slėgių P_1 ir P_2 santykio su atmosferos slėgiu P_a prie skirtingų α_2 ($\alpha_2 = 0,05; 0,1; 0,15$)

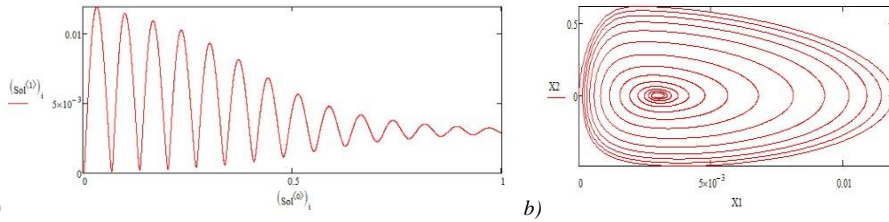
3.3.4 Vibrosužadintuvo ant oro pagalvės su dviem kameromis pereinamųjų procesų ir stabilių režimų tyrimas.

Tiriamą pneumatinio dviejų kamerų vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių režimus iliustruoja 3.15-3.18 pav., kur pateikti charakteringi darbo kūno judėjimo virpesiai per 1 s ir faziniai virpesių vaizdai. Rezultatams, pateiktiems 3.15-3.18 pav., panaudoti pradiniai duomenys nurodyti 3.4 lentelėje. Skaitmeninio tyrimo naudojant matematinį modelį, pagrindą sudaro Prandtlio (Prandtl) formulės (lygtys (3.13)-(3.20)). Rezultatai rodo, kad pneumatinio dviejų kamerų vibrosužadintuvo darbo kūnas, kaip ir vienos kameros atveju, gali papulti į įvairias virpesių zonas. Į vieną iš kamerų paduodant pulsuojančią slėgį, galima gauti dar įvairesnių darbo kūno svyravimų.

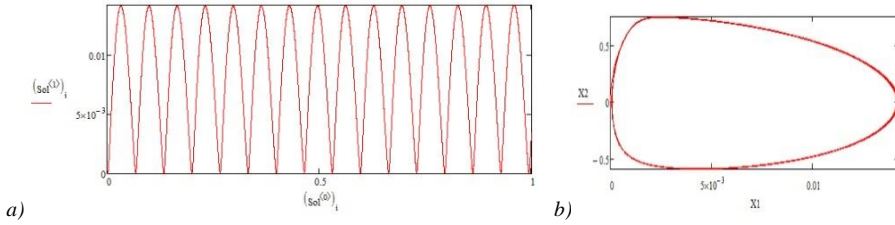
Skirtingai nuo vienos kameros vibrosužadintuvo, esant papildomai antrajai kamerai, atsiranda daugiau galimybių keisti virpesių parametrus. Tai daugiaparametrinė sistema, kur darbinio kūno virpesiai priklauso nuo sistemos geometrinių parametru, paduodamo slėgio ir kitų charakteristikų. Paduodamo slėgio įtaką visai sistemai stipriai lemia ne tik slėgio reikšmės, bet ir tamprių grandžių pradiniai įveržimai bei tamprios pakabos standumas.

3.4 lentelė. Pneumatinio vibrosužadintuvo pirmosios kameros parametrai.

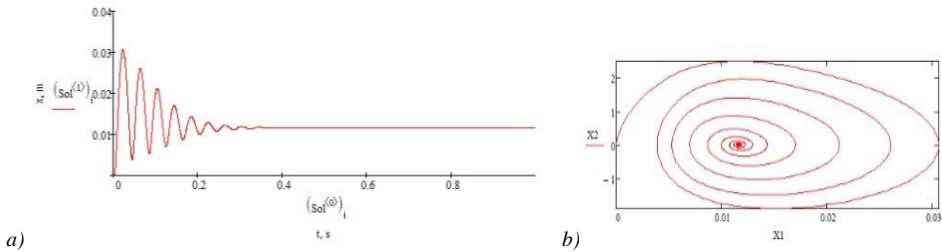
Nr.	m , kg	r_{k1} , 10^{-3} m	r_{a1} , 10^{-3} m	l_{k1} , 10^{-3} m	r_{k2} , 10^{-3} m	r_{a2} , 10^{-3} m	l_{k2} , 10^{-3} m	P_1/P_a	P_2/P_a
1	1,0	25	35	40	25	35	80	1,5	1,6
2	1,0	25	35	40	25	35	80	1,89	1,6
3	0,5	25	30	40	25	30	40	1,95	3,0
4	1,0	25	30	40	25	30	40	1,95	3,0



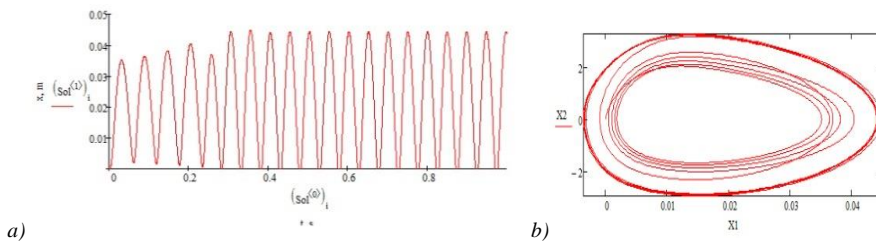
3.15 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 1 s intervale (a) ir fazinis virpesių vaizdas (b) pagal duomenis Nr.1 iš 3.4 lentelės.



3.16 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 1 s intervale (a) ir fazinis virpesių vaizdas (b) pagal duomenis Nr.2 iš 3.4 lentelės.



3.17 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 1 s intervale (a) ir fazinis virpesių vaizdas (b) pagal duomenis Nr.3 iš 3.4 lentelės.



3.18 pav. Vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai 1 s intervale (a) ir fazinis virpesių vaizdas (b) pagal duomenis Nr.4 iš 3.4 lentelės.

Skaitmeninio tyrimo rezultatai rodo, kad fiksuojant geometrinius mechaninės sistemos parametrus ir tik keičiant paduodamo slėgio ar masės reikšmes, galima keisti pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių režimus.

Išvados.

Dviejų kamerų vibrosužadintuvas – tai daugiaparametrinė sistema, kurios

atskirų parametų priklausomybėms nustatyti reikalingas sudėtingas matematinis modelis.

Remiantis Prandtlio (Prandtl) pasiūlytomis formulėmis, sudarytas dviejų kamerų pneumatinio vibrosužadintuvo su vienu darbo kūnu matematinis modelis. Modelis adaptuotas ir sistemai, kurioje paduodamas slėgis pulsuoja.

Prandtlio formulėmis pagrįsto modelio pavertimas bedimensine forma ir tolesnė gautų lygčių analizė rodo, kad galima skaitmeniškai rasti mechaninės sistemos darbo kūno virpesių dažnį. Išvesta formulė patikrinta skaitmeniniu būdu.

Modeliavimo rezultatai rodo, kad pagrindinės vibrosužadintuvo virpesių charakteristikos kinta, keičiant geometrinius kamerų ir dinامينius visos sistemos parametrus.

Antrosios kameros, veikiančios tą patį darbo kūną, panaudojimas leidžia nedidinant slėgio reikšmių gauti didesnės amplitudės autovirpesius ir veikti didesnės masės darbo kūną.

Skaitmeniniai tyrimai, rodo, kad keičiant antrosios tamprios grandies bedimensinį įveržimą ir į antrąją kamerą paduodamą slėgį P_2 , galima reguliuoti pagrindines bendro darbo kūno virpesių charakteristikas: amplitudę ir dažnį. Padidinius pradinį įveržimą, žymiai išauga virpesių dažnis, sumažėja amplitudė.

Gauta charakteringoji lygtis, kurios ištyrimas leidžia nustatyti pneumatinio vibrosužadintuvo parametų sritį, nusakančią vibrosužadintuvo darbo režimus.

3.4 Kelių pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių autovirpesių režimu, sinchronizacijos ir fazių formavimo būdai.

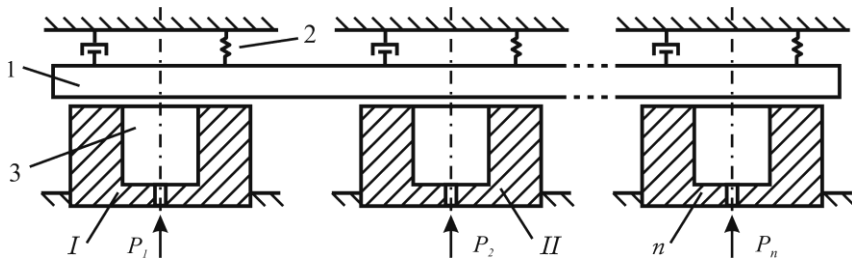
Poskyryje tiriama mechaninė sistema su dviem pneumatiniiais vieno laisvės laipsnio vibrosužadintuvais, dirbančiais autovirpesių režimu. Dirbant keliems, vienas nuo kito nutolusiems tokio tipo vibrosužadintuvams, svarbu nustatyti jų sinchroninio darbo režimus. Šiame poskyryje yra pasiūlytas vibrosužadintuvų sinchronizacijos būdas, naudojant sinchronizuojančius, kameras jungiančius aerodinامينius ryšius. Taip pat čia tiriama vibropavaros mechaninė sistema su dviem pneumatiniiais vieno laisvės laipsnio vibrosužadintuvais, sujungiant juos sinchronizuojančia tampria grandimi.

Šio poskyrio tikslas yra apžvelgti galimas kelių vibrosužadintuvų sinchronizacijos schemas, skaitmeniniu būdu ištirti dviejų vibrosužadintuvų darbo režimus, į kameras paduodant pastovų arba pulsuojančią slėgį, kai vibrosužadintuvai sujungti aerodinامينiu ryšiu arba jų sinchronizacijai panaudotas tamprus elementas, nustatyti vibrosužadintuvų geometrinių ir dinامينių parametų įtaką virpesių parametrams bei vibrosužadintuvų sinchronizacijos sąlygoms.

Kelių vibrosužadintuvų sinchronizacija yra reikalinga įvairių technologinių procesų metu, kai vibratoriai vienas nuo kito yra nutolę tam tikru atstumu. Tokių technologinių procesų intensyvinimui būtina jų sinchronizacija skirtinga faze, skirtingu dažniu, ta pačia faze ar tuo pačiu dažniu. Kai kuriais atvejais vibratorių virpesių charakteristikos ir fazė turi būti valdomi cikliška, pagal tam parengtą kompiuterinę valdymo programą.

3.4.1 Galimos kelių vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo schemas.

Dirbant keliems, vienas nuo kito nutolusiems vibrosužadintuvams, svarbu nustatyti jų sinchroninio darbo ar darbo su sinchronine faze režimus. Tokioms užduotims spręsti gali būti naudojami keli vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių derinimo būdai.



3.19 pav. Pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo būdas, naudojant bendrą virpančią masę: I, II, \dots, n - vibrosužadintuvai; 1 - virpanči masė, 2 - spyruoklė, 3 - vibrosužadintuvo kamera, P_1, P_2, \dots, P_n - slėgis paduodamas į atitinkamus vibrosužadintuvus.

Vieno iš pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos variantų schema pateikta 3.19 pav. Šiuo atveju sinchronizacija pasiekama, kai n vibrokeitiklių, virpančių artimais autovirpesių dažniais ir esant tam tikriems vibrosužadintuvų parametrams (masei, spyruoklių 2 tamprumui, droselių skerspjūvio plotui, kamerų 3 tūriui ir paduodamo slėgio P_i ($i=1..n$) dydžiui), veikia bendrą virpančią masę. Šis būdas tirtas darbuose [42, 43].

Galimo pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo būdo, panaudojant aerodinaminio ryšio kanalą, struktūrinė schema pateikta 2.8 pav., o jos veikimas aprašytas 2.4 skyriuje.

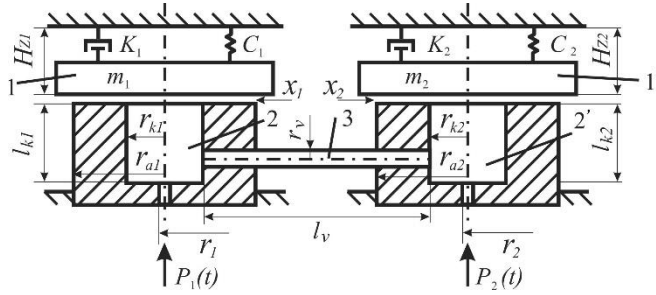
Žemiau pateikiama mechaninės sistemos, susidedančios iš dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių autovirpesių režimu, sinchronizacijos proceso tyrimas.

3.4.2 Dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo tyrimas, kai paduodamas slėgis pastovus.

3.4.2.1 Matematinis modelis.

Atliktas dviejų vibrosužadintuvų, sujungtų aerodinaminio sinchronizavimo ryšiu - vamzdelio formos (spindulys r_v , ilgis l_v) kanalu - tyrimas.

Sudarant matematinį modelį, naudojamas supaprastintas dujų tekėjimo modelis, neatsižvelgiama į smūginės dujų srauto bangas, ežektoriaus efektą.



3.20 pav. Dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų, naudojant sinchronizuojantį kanalą, principinė schema: 1, 1' – virpanči masė, 2, 2' – vibrosužadintuvo kamera, 3 – sinchronizacijos kanalas, P_1, P_2 – paduodamas slėgis, r_1, r_2 – į kameras paduodamo slėgio droselių spindulys, r_{k1}, r_{k2} – kamerų spindulys, l_{k1}, l_{k2} – kamerų aukštis, r_{a1}, r_{a2} – išorinis spindulys, l_v – sinchronizuojančio kanalo ilgis, r_v – sinchronizuojančio kanalo spindulys.

Visa sistema aprašoma dviem antros eilės diferencialinėmis lygtimis, nusakančiomis kiekvieno vibrosužadintuvo darbinio kūno (masės m_1 ir m_2) judėjimą:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + K_1 \frac{dx_1}{dt} + C_1(x_1 + H_{z1}) = \pi r_{k1}^2 (P_{k1} - P_a), \quad (3.45)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + K_2 \frac{dx_2}{dt} + C_2(x_2 + H_{z2}) = \pi r_{k2}^2 (P_{k2} - P_a) \quad (3.46)$$

H_{z1} ir H_{z2} – pradinis virpančių masių m_1 ir m_2 įveržimas, turintis įtakos visos sistemos standumui, P_{k1} ir P_{k2} – suspausto oro slėgis kameroje, P_a – atmosferos slėgis ($P_a = 10^5$ Pa), K_1, K_2 – pasipriešinimo koeficientas, C_1, C_2 – standumo koeficientas, x_1 ir x_2 kamerų darbinio kūno poslinkis.

Dujų debitas kameroje aprašomas lygtimis pagal dujų masės pusiausvyros dėsnį:

$$\frac{dQ_{k1}}{dt} = W_{11} - W_{12} + G \quad (\text{kur } G=G, \text{ kai } P_{k1} < P_{k2}, \quad G = -G, \text{ kai } P_{k1} > P_{k2}) \quad (3.47)$$

$$\frac{dQ_{k2}}{dt} = W_{21} - W_{22} - G \quad (\text{kur } G=G, \text{ kai } P_{k1} < P_{k2}, \quad G = -G, \text{ kai } P_{k1} > P_{k2}) \quad (3.48)$$

Čia Q_{k1} ir Q_{k2} – dujų masė kameroje, W_{11} ir W_{21} – į kameras paduodamų dujų debitas, W_{12} ir W_{22} – iš kameros darbinio kūno kryptimi ištekantių dujų debitas, G – dujų kiekis, ištekantis (įtekantis) iš kameros per sinchronizacijos kanalą per 1 s. Bendroju atveju dujų debitas kameroje apskaičiuojamas:

$$\frac{dQ_{kj}}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_{kj}}{P_j} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_{kj}^2 l_{kj} + \pi r_{aj}^2 x_j) \right] \quad (3.49)$$

Pritaikius Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) formules [65] nagrinėjamai sistemai, dujų srautą W_{j1} , patenkantį į kameras j ($j=1, 2$) ir srautą W_{j2} , ištekantį iš kameros, galima aprašyti lygtimis:

$$W_{j1} = \begin{cases} \mu_1 \pi r_j^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_j P_j \right)^{1/2} (P_{kj} / P_j)^{1/\beta} \left[1 - (P_{kj} / P_j)^{1-1/\beta} \right]^{1/2} \\ \text{kai } \lambda < P_{kj} / P_j < 1, \\ \mu_1 \pi r_j^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{1/\beta-1} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_j \rho_j \right]^{1/2}, \text{ kai } P_{kj} / P_j < \lambda, \end{cases} \quad (3.50)$$

$$W_{j2} = \begin{cases} \mu_2 \pi r_{kj}^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_{kj} P_{kj} \right)^{1/2} (P_a / P_{kj})^{1/\beta} \left[1 - (P_a / P_{kj})^{1-1/\beta} \right]^{1/2} \\ \text{kai } \lambda < P_a / P_{kj} < 1, \\ \mu_2 \pi r_{kj}^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{1/\beta-1} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_{kj} \rho_{kj} \right]^{1/2}, \text{ kai } P_a / P_{kj} < \lambda \end{cases} \quad (3.51)$$

Čia μ – dujų pasipriešinimą įvertinantys koeficientai: μ_1 – oro įtekėjimo į kamerą pasipriešinimo koeficientas; μ_2 – oro tekėjimo iš kameros pasipriešinimo koeficientas; ρ_j – paduodamo oro tankis; λ – kritinis slėgių santykis ($\lambda = 0,528$); $\beta = C_p / C_v = 1,405$. C_p – oro savitoji šiluma prie pastovaus slėgio; C_v – oro savitoji šiluma prie pastovaus tūrio.

Primame, kad esant nedideliam sinchronizacijos kanalo ilgiui, dujos kanale nespėja pasikeisti šiluma su sienelėmis. Slėgio nuostoliai dėl trinties išilgai vamzdelio išreiškiami pagal Darsi (Darcy) formulę [66]:

$$dp = \lambda_{tr} \frac{dy}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.52)$$

Čia λ_{tr} – koeficientas trinties ir kitiems techniniams nuostoliams įvertinti, v – dujų tekėjimo greitis, D – vamzdelio skersmuo.

Naudojantis energijos lygtimi, galima sudaryti diferencialinę kinetinės ir potencinės energijos balanso lygtį, įvertinant nuostolius dy intervale:

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} + \lambda_{tr} \frac{dy}{D} \frac{v^2}{2} = 0 \quad (3.53)$$

Pagal srauto vientisumo lygtį $G = \rho F v = const.$, tuomet pratekančių dujų greitis v bus lygus:

$$v = \frac{G}{\rho F} = \frac{GRT}{Fp} \quad (3.54)$$

Čia G – įtekančių ir ištekančių dujų debitas vamzdelyje, F – vamzdelio skerspjūvio plotas. Įstatę (6.10) į (6.9) gauname:

$$\lambda_{tr} \frac{dy}{D} = 2 \frac{dp}{\rho} - \frac{2F^2}{RTG^2} p dp \quad (3.55)$$

Jeigu slėgis pradiniame vamzdelio skerspjūvyje lygus p_1 , o galiniame – p_2 , ir vamzdelio ilgis l_v , gausime lygtį:

$$\lambda_{tr} \frac{l_v}{D} = 2 \ln \frac{p_2}{p_1} + \frac{F^2}{RTG^2} (p_1^2 - p_2^2) \quad (3.56)$$

Išreiškus iš (3.56) lygties G , gauname dujų debito formulę, esant izoterminiam tekėjimui vamzdelyje:

$$G = F \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT \left(\frac{\lambda_{tr} l_v}{D} + 2 \ln \frac{p_1}{p_2} \right)}} \quad (3.57)$$

Pagal žymėjimus iš 3.20 pav., dujų masės pokytis per 1s pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos vamzdelyje gali būti užrašytas:

$$G = \begin{cases} \pi r_v^2 \sqrt{\frac{P_{k1}^2 - P_{k2}^2}{\rho_{k1} \left(\frac{\lambda_{tr} l_v}{2r_v} + 2 \ln \frac{P_{k1}}{P_{k2}} \right)}}, & \text{kai } P_{k1} > P_{k2} \\ \pi r_v^2 \sqrt{\frac{P_{k2}^2 - P_{k1}^2}{\rho_{k2} \left(\frac{\lambda_{tr} l_v}{2r_v} + 2 \ln \frac{P_{k2}}{P_{k1}} \right)}}, & \text{kai } P_{k2} > P_{k1} \end{cases} \quad (3.58)$$

Taigi, bendrą dviejų vibrosužadintuvų, sujungtų aerodinaminio ryšio sinchronizacijos kanalu, dinamiką galima aprašyti lygčių (3.45-3.48) sistema, kur naudojamos išraiškos (3.49), (3.50), (3.51), (3.58).

Sprendimo metu pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistema pertvarkoma į šešių pirmos eilės lygčių sistemą. Šioms lygtims išspręsti naudojami Rungės-Kuto (Runge-Kutta) metodu pagrįsti būdai su kintamu (užsidavus sprendimo tikslumą) ir fiksuotu integravimo žingsnių skaičiumi. Sprendimas realizuotas *MathCad* bazėje.

Diferencialinės lygtys aprašomos matricoje (3.59), kur laiko t atžvilgiu kintantys nariai kiekvienu laiko momentu perskaičiuojami atskirose procedūrose.

$$D(t, X) = \begin{bmatrix} \frac{dx_1}{dt} \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} \\ \frac{dx_2}{dt} \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} \\ \frac{dP_{k1}}{dt} \\ \frac{dP_{k2}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ f_1(X_0, X_1, X_2) \\ X_3 \\ f_2(X_2, X_3, X_5) \\ f_3(X_0, X_4, X_5) \\ f_4(X_2, X_4, X_5) \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

čia funkcijų f_1 ir f_2 išraiškos randamos atitinkamai iš (3.45) ir (3.46) lygčių, o funkcijos f_3 ir f_4 (slėgio vibrosužadintuvų kamerose pokytis per laiko t vienetą) išvedamos iš (3.47-3.49), (3.50), (3.51) ir (3.58) lygčių:

$$\frac{dP_{kj}}{dt} = \left(\frac{W_{j1} - W_{j2} \pm G}{\rho_j \left(\frac{P_{kj}}{P_j} \right)^{\frac{1}{\beta}}} - S_{aj} \frac{dx_j}{dt} \right) \times \left(\frac{\beta P_{kj}}{S_{kj} l_{kj} + S_{aj} (x_j - H_{zj})} \right) + \frac{dP_j}{dt} \frac{P_k}{P_j} \quad (3.60)$$

3.4.2.2 Skaitmeninio tyrimo rezultatai ir jų analizė.

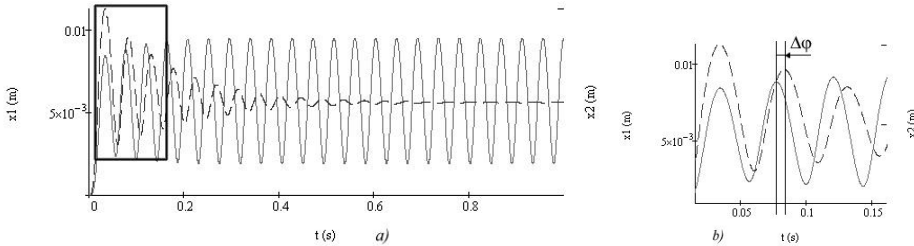
Skaitmeninio tyrimo metu buvo keičiami kamerų geometriniai parametrai (r_{k1} , l_{k1} , r_{1} , r_{k2} , l_{k2} , r_2), pradinio įveržimo H_z , į kameras paduodamo slėgio P_1 ir P_2 , darbinių kūnų masių m_1 ir m_2 reikšmės.

Pradžioje buvo tiriami vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio ryšio, t.y. vibrosužadintuvai dirbo nepriklausomai (be sinchronizavimo kanalo). Po to stebima, kokią įtaką virpesių režimui turi sinchronizuojantis kanalas tarp vibrosužadintuvų. Sinchronizavimo kanalo duomenys testuose Nr.1-4 (kiti duomenys 3.5 lentelėje) pastovūs: ilgis $l_v = 100 \times 10^{-3}$ m, kanalo spindulys $r_v = 2,5 \times 10^{-3}$ m. Testuose Nr. 5, 6 buvo naudojami testo Nr.1 pradiniai duomenys ir keičiami sinchronizavimo kanalo parametrai: bandinyje Nr.5: kanalo ilgis $l_v = 500 \times 10^{-3}$ m, kanalo spindulys $r_v = 2,5 \times 10^{-3}$ m, o bandinyje Nr.6: kanalo ilgis $l_v = 100 \times 10^{-3}$ m, kanalo spindulys $r_v = 5,0 \times 10^{-3}$ m. Teste Nr.7 buvo naudojami testo Nr.3 pradiniai duomenys ir padidintas sinchronizavimo kanalo spindulys $r_v = 5,0 \times 10^{-3}$ m. Visuose testuose vibrosužadintuvų geometriniai parametrai buvo pastovūs: $r_{k1} = r_{k2} = 2,5 \times 10^{-2}$ m, $r_{a1} = r_{a2} = 3,5 \times 10^{-2}$ m, $r_1 = r_2 = 2,0 \times 10^{-3}$ m.

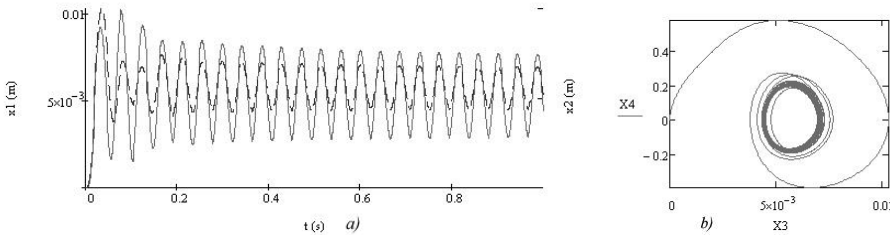
3.5 lentelė. Pradiniai duomenys ir rezultatai.

Testo Nr	i	m, kg	r_k , $\times 10^{-3}$ m	l_k , $\times 10^{-3}$ m	P_i/P_a	H_z , $\times 10^{-3}$ m	Be sinchronizacijos kanalo		Su sinchronizacijos kanalu	
							A_i , m	f_i , Hz	A_i^* , m	f_i^* , Hz
1	2	3	4	5	7	8	9	10	11	12
1	1	1,0	2,5	40	1,6	2,0	$3,79 \times 10^{-3}$	22,86	$2,67 \times 10^{-3}$	23,06
	2	1,5	2,5	20	2,0	2,0	-	21,78	$1,35 \times 10^{-3}$	23,06
2	1	1,0	2,5	40	1,6	2,0	$3,79 \times 10^{-3}$	22,86	$0,64 \times 10^{-3}$	30,00
	2	0,5	2,5	40	1,8	2,0	$1,48 \times 10^{-3}$	34,05	$1,42 \times 10^{-3}$	29,96
3	1	0,5	2,5	30	2,0	1,0	-	34,75	$1,22 \times 10^{-3}$	15,55
	2	1,8	2,5	60	1,8	2,0	$6,03 \times 10^{-3}$	15,26	$4,89 \times 10^{-3}$	15,54
4	1	0,5	2,0	65	2,15	1,0	$2,40 \times 10^{-3}$	28,27	$3,06 \times 10^{-3}$	26,49
	2	0,9	2,5	45	1,6	2,0	$2,80 \times 10^{-3}$	24,29	$1,95 \times 10^{-3}$	26,50
5	1	1,0	2,5	40	1,6	2,0	$3,79 \times 10^{-3}$	22,86	$2,48 \times 10^{-3}$	23,10
	2	1,5	2,5	20	2,0	2,0	-	21,78	$1,24 \times 10^{-3}$	23,12
6	1	1,0	2,5	40	1,6	2,0	$3,79 \times 10^{-3}$	22,86	$2,04 \times 10^{-3}$	23,50
	2	1,5	2,5	20	2,0	2,0	-	21,78	$1,12 \times 10^{-3}$	23,50
7	1	0,5	2,5	30	2,0	1,0	-	34,75	$3,51 \times 10^{-3}$	27,42
	2	1,8	2,5	60	1,8	2,0	$6,03 \times 10^{-3}$	15,26	$0,64 \times 10^{-3}$	27,38
8	1	0,5	2,5	30	kint.	1,0	-	-	kint.	kint.
	2	1,8	2,5	60	2,33	2,0	-	-	kint.	kint.

Pateiktuose rezultatuose panaudoti pradiniai duomenys pateikti 3.5 lentelėje. 1-oje grafoje nurodomas bandinio numeris, 2 – vibrosužadintuvo numeris, 3-8 – pradiniai vibrosužadintuvų nustatymai, 9-10 virpesių amplitudės ir dažnio reikšmės, be sinchronizavimo kanalo, 11-12 virpesių amplitudės ir dažnio reikšmės, esant sinchronizavimo kanalui. Kintamos reikšmės pažymėtos kaip *kint*.



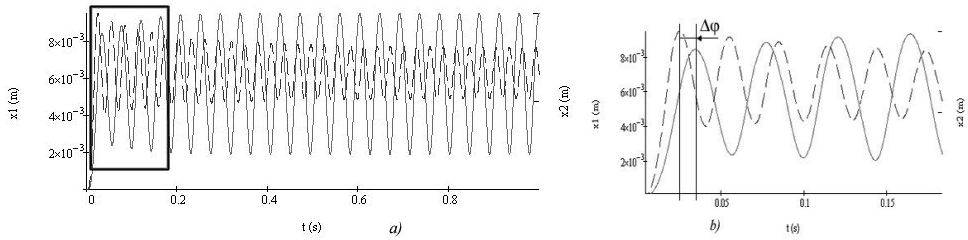
3.21 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūrų virpesiai be aerodinaminio sinchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.1: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai 1 s laiko intervale, b) – padidintas a) dalies fragmentas.



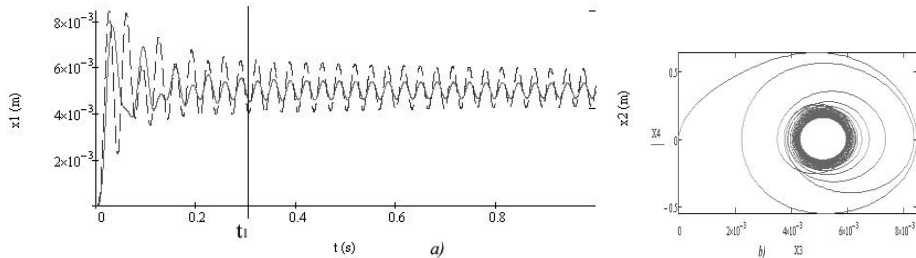
3.22 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūrų virpesiai su aerodinaminio sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.1: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai 1 s laiko intervale, b) – fazinis virpesių vaizdas.

1 testas. Išanalizavus rezultatus pagal sistemos duomenis iš 3.5 lentelės (Nr.1) galima pastebėti, kad vibrosužadintuvams dirbant savarankiškai, viename jų buvo generuojami nusistovėję autovirpesiai, o kitame virpesiai buvo gęstantys (3.21 pav.). Virpesių fazės skyrėsi. Įvedus sinchronizavimo aerodinaminį ryšį, esant tiems patiems parametrams antrasis vibrokeitiklis tai pat išėjo į autovirpesių režimą ir abu vibrosužadintuvai ėmė dirbti vienu dažniu $f_1^* = f_2^* = 23,06$ Hz (3.22 pav.).

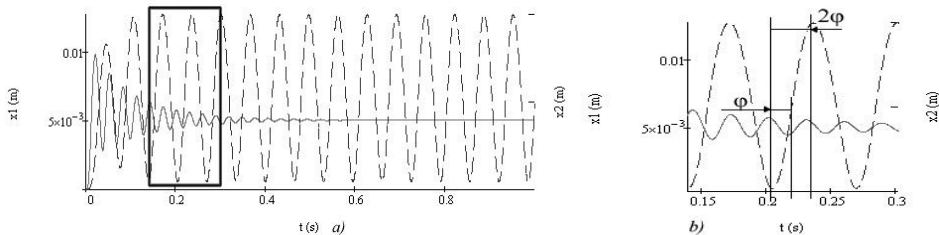
2 testas. Kai abu vibrosužadintuvai savarankiškai dirba autovirpesių režimu, bet jų amplitudės skiriasi daugiau negu 2 kartus, o dažniai – 1.5 karto (3.23 pav.) su pradiniais duomenimis iš 3.5 lentelės (Nr.2), esant aerodinaminiam sinchronizuojančiam ryšiui, po laiko $t = 0,3$ s abejuose kameroje nusistovi autovirpesiai su vienu dažniu $f_1^* = f_2^* = 29,98$ Hz (3.24 pav.).



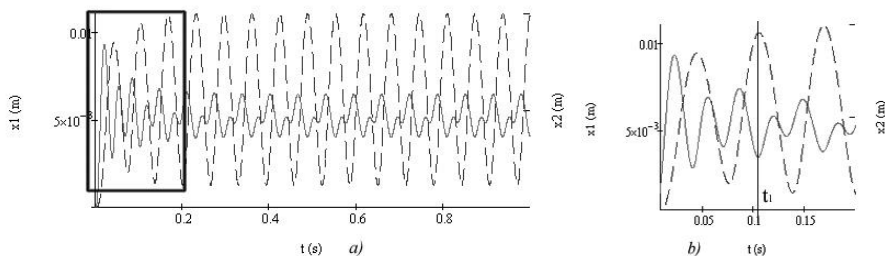
3.23 pav. Abiejų vibrosožadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio synchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.2: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai 1 s laiko intervale, b) – padidintas a) dalies fragmentas.



3.24 pav. Abiejų vibrosožadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminio synchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.2: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai 1 s laiko intervale, b) – fazinis virpesių vaizdas.

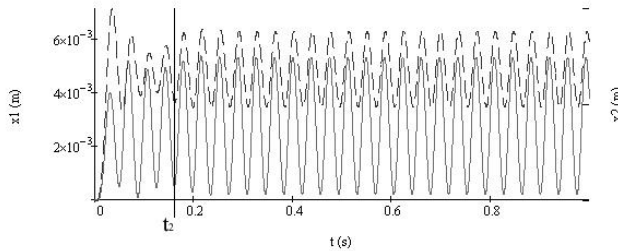


3.25 pav. Abiejų vibrosožadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio synchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.3: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai 1 s laiko intervale, b) – padidintas a) dalies fragmentas.



3.26 pav. Abiejų vibrosožadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminio synchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.3: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai 1 s laiko intervale, b) – padidintas a) dalies fragmentas.

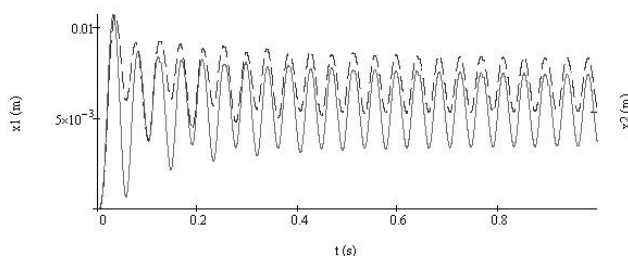
3 testas. Su pradiniais duomenimis pagal 3.5 lentelę (Nr.3) savarankiškai dirbančių vibrosužadintuvų virpesių charakteris pavaizduotas 3.25 pav. Pirmasis vibrokeitiklis (virpesiai x_1) neišeina į autovirpesių režimą. Virpesių dažniai skiriasi beveik dvigubai (34,75 Hz ir 15,26 Hz). Panaudojus sinchronizacijos kanalą, virpesiai įgyja charakterį, pavaizduotą 3.26 pav. Antros kameros virpesiai x_2 išlieka autovirpesių režime, tačiau amplitudė sumažėja nuo $6,03 \times 10^{-3}$ m iki $4,89 \times 10^{-3}$ m. Pirmojoje kameroje po t_1 ($t_1=0,12$ s) nusistovi neharmoniniai svyravimai.



3.27 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai 1 s laiko intervale su aerodinaminiu sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.4: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

4 testas. Kai savarankiškai autovirpesių režimu dirbantiems vibrosužadintuvams su pradiniais duomenimis pagal 3.5 lentelę (Nr.4) panaudojamas sinchronizacijos kanalas, pirmojoje kameroje virpesių amplitudė padidėja (nuo $2,40 \times 10^{-3}$ m iki $3,60 \times 10^{-3}$ m), o antroje sumažėja (nuo $2,80 \times 10^{-3}$ m iki $1,95 \times 10^{-3}$ m). Tačiau abiejuose vibrosužadintuvuose po t_2 ($t_2=0,16$ s) nusistovi autovirpesiai su bendru dažniu $f_1^* = f_2^* = 26,50$ Hz (3.27 pav.).

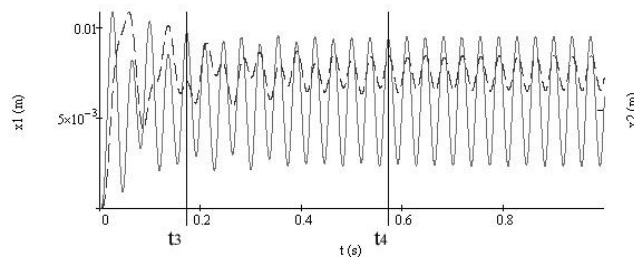
5 testas. Naudojant 1 testo duomenų rinkinį pagal 3.5 lentelę (Nr.1), buvo 5 kartus padidintas sinchronizacijos kanalo ilgis. Iš gautų rezultatų 3.5 lent. (Nr.5) matyti, kad didėjant kanalo ilgiui nežymiai didėja svyravimų dažnis, tačiau mažėja svyravimų amplitudės.



3.28 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminiu sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.6: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

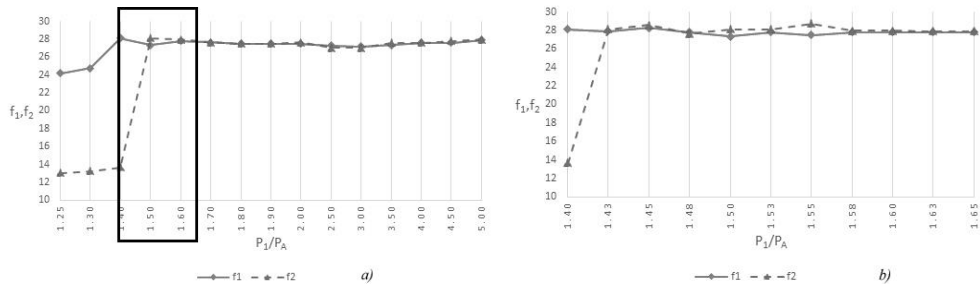
6 testas. Naudojant duomenų rinkinį pagal 3.5 lentelę (Nr.1), 2 kartus padidinus sinchronizacijos kanalo spindulį, pasikeičia antrosios kameros išėjimo į autovirpesių režimą pobūdis (3.28 pav.), palyginus su rezultatais pateiktais 3.22 pav. Taip pat pastebėta, kad 1.2-1.3 karto sumažėja svyravimų amplitudės ir padidėja dažnis (lyginant 3.5 lentelę lent. (Nr.1) ir (Nr.6) bandymo rezultatus).

7 testas. Naudojant 3 testo pradinių duomenų rinkinį pagal 3.5 lent. (Nr.3) ir 2 kartus padidinus sinchronizacijos kanalo spindulį, gaunamas visiškai kitoks virpesių dėsnis (3.29 pav.), palyginus su rezultatais pateiktais 6.10 pav. Pirmojo vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiai turi ryškią įtaką antrojo vibrosužadintuvo darbo kūno dinamikai, visiškai sumažindami pastarojo amplitudę ir vos „neišmušdami“ jo iš autovirpesių režimo bei palikdami labai mažą amplitudę. Fazės susilygina po $t_3 = 0,17$ s, autovirpesiai nusistovi po $t_4 = 0,57$ s. Dažnis padidėja 1,76 karto.



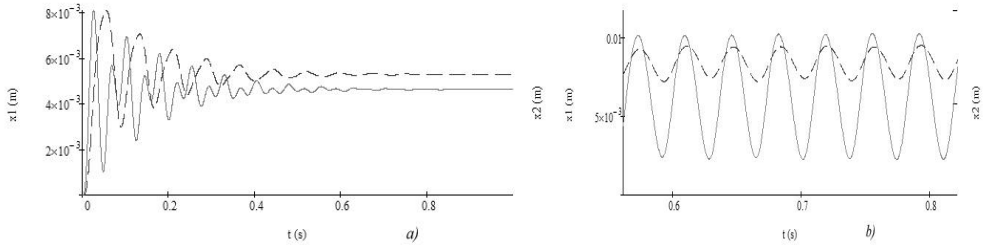
3.29 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminiu sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.7: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

8 testas. Naudojant 8 testo pradinių duomenų rinkinį pagal 3.5 lent. (Nr.8), buvo pamažu keičiamas į pirmąjį vibrokeitiklį paduodamas slėgis P_I . Stebima, kokie svyravimų dažniai nusistovi vibrosužadintuvų kameroje, kai vibrosužadintuvai sujungti sinchronizuojančiu kanalu, kurio ilgis $l_v = 100 \times 10^{-3}$ m, o spindulys $r_v = 5,0 \times 10^{-3}$ m. Rezultatuose, kurie pateikti 6.13 pav., atvaizduotos svyravimų dažnių f_1 ir f_2 priklausomybės nuo P_I ir P_a santykio.



3.30 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesių dažnių pokytis, kintant į pirmąjį vibrokeitiklį paduodamam slėgiui: a) P_I kinta nuo $1,25 \times P_a$ iki $5,00 \times P_a$, b) padidintas a) fragmentas, kur slėgis P_I kinta nuo $1,40 \times P_a$ iki $1,65 \times P_a$.

Pradiniu momentu ($P_I/P_a = 1,25$) abejose kameroje buvo slopstantys virpesiai (3.31 a pav.), tačiau svyravimų dažnis pirmoje kameroje buvo 1,85 karto didesnis. Didėjant slėgiui P_I , didėja virpesių pirmajame vibrosužadintuve amplitudė, ir pamažu auga abiejų darbo kūnų virpesių dažnis. Egzistuoja sritis (3.31 b pav), kurioje mažesniu dažniu virpanti masė bando „užgriebti“ kitos kameros virpesių dažnį, o vibrosužadintuvai po kurio laiko ima dirbti autovirpesių režimu, nors dažniai nėra vienodi (3.31 b pav.). Dar didinant slėgį P_I , nusistovi vienodo dažnio virpesiai.



3.31 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminiu sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.5 lentelės Nr.8: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – virpesiai, kai $P_1/P_a = 1,25$, b) – virpesiai, kai $P_1/P_a = 1,525$.

3.4.3 Dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos ir fazių formavimo tyrimas, kai paduodamas slėgis pulsuoja.

3.4.3.1 Matematinis modelis.

Kuriant matematinį modelį, aprašanti dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų su sinchronizuojančiu kanalu mechaninės sistemos (jos struktūrinė schema pateikta 3.20 pav.) dinamiką, kai į kameras paduodamas pulsuojantis slėgis, naudojamos tos pačios pagrindinės lygtys: (3.45)-(3.49), (3.50), (3.51) bei (3.58), ir iš jų sudaroma lygčių sistema. Tačiau skaičiuojant dujų masę kameroje (pagal lygtį (3.49) ir įtekančių dujų srauto masę (pagal lygtį (3.50)), reikia įvertinti, kad paduodamas slėgis kinta laiko t atžvilgiu pagal dėsnį:

$$P_j(t) = P_j^0 + A_{P_j} \sin(\omega_j t + \varphi_j) \quad (3.61)$$

čia P_j – į kameras paduodamo suspausto oro slėgiai $P_1(t)$ ir $P_2(t)$, apie pusiausvyros padėtį P_j^0 pulsuojantys su pulsavimo amplitude A_{P_j} , kampiniu dažniu ω_j ir pradine faze φ_j .

Atsižvelgiant į (3.47-3.49) bei (3.50), (3.51), (3.58) ir (3.61) lygtis, slėgio vibrosužadintuvų kameroje pokytis per laiko t vienetą šiuo atveju bus išreiškiamas:

$$\frac{dP_{kj}}{dt} = \left(\frac{W_{j1} - W_{j2} \pm G}{P_a} - \frac{\rho_a}{P_a} (S_{k_j} l_{k_j} + S_{aj} (x_j - H_{z_j})) \left(\frac{P_j}{P_a} \right)^{\frac{1}{\beta} - 1} \frac{dP_j}{dt} - \beta S_{aj} \frac{dx_j}{dt} \right) \times \left(\frac{1}{\beta} \rho_j \left(\frac{P_{kj}}{P_j} \right)^{\frac{1}{\beta}} \right) \times \left(\frac{P_{kj}}{S_{k_j} l_{k_j} + S_{aj} (x_j - H_{z_j})} \right) + \frac{dP_j}{dt} \frac{P_k}{P_j} \quad (3.62)$$

Mechaninės sistemos matematinį modelį sudaro pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistema, kuri suvedama į lygčių sistemą iš aštuonių pirmos eilės lygčių, o joms išspręsti naudojami būdai, pagrįsti Rungės-Kuto (Runge-Kutta) metodu [72-75]. Sprendimas realizuotas *MathCad* bazėje.

Diferencialinės lygtys aprašomos matricoje (3.63), kur laiko t atžvilgiu kintantys nariai kiekvienu laiko momentu perskaičiuojami atskirose procedūrose.

$$D(t, X) = \begin{bmatrix} \frac{dx_1}{dt} \\ \frac{d^2x_1}{dt^2} \\ \frac{dx_2}{dt} \\ \frac{d^2x_2}{dt^2} \\ \frac{dP_{K1}}{dt} \\ \frac{dP_{K2}}{dt} \\ \frac{dP_1}{dt} \\ \frac{dP_2}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ f_1(X_0, X_1, X_4) \\ X_3 \\ f_2(X_2, X_3, X_5) \\ f_3(X_0, X_4, X_5, X_6) \\ f_4(X_2, X_4, X_5, X_7) \\ X_6 \\ X_7 \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

3.4.3.2 Skaitmeninio tyrimo rezultatai ir jų analizė.

Skaitmeninio tyrimo metu, parinkus tam tikrus vibrosužadintuvų kamerų geometrinius parametrus ($r_{kl}, l_{kl}, r_1, r_{k2}, l_{k2}, r_2$), pradinio įveržimo H_z , darbinių kūnų masių m_1 ir m_2 reikšmes, buvo keičiamos paduodamo pulsuojamo slėgio charakteristikos: amplitudės A_1, A_2 , kampiniai dažniai ω_1, ω_2 ir pradinės fazės φ_1, φ_2 .

Visuose testuose vibrosužadintuvų geometriniai parametrai buvo pastovūs: $r_{kl} = r_{k2} = 2,5 \times 10^{-2}$ m, $r_{a1} = r_{a2} = 3,5 \times 10^{-2}$ m, $r_1 = r_2 = 2,0 \times 10^{-3}$ m, sinchronizavimo kanalo spindulys ir ilgis taip pat buvo pastovūs: $l_v = 100 \times 10^{-3}$ m, kanalo spindulys $r_v = 2,5 \times 10^{-3}$ m.

3.6 lentelė. Pradiniai duomenys.

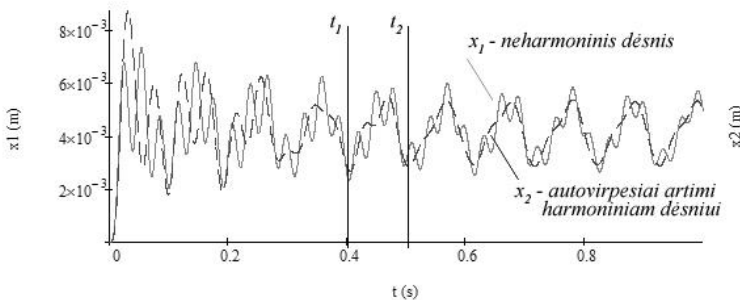
Testo Nr	i	m , kg	l_k , $\times 10^{-3}$ m	H_z , $\times 10^{-3}$ m	Paduodamo slėgio parametrai			
					P_i^0 , $\times 10^5$ Pa	A_{P_i} , $\times 10^4$ Pa	ω_i , rad/s	φ_i , rad
					8	9	10	11
1	1	0,4	60	1,0	1,6	3,04	60	0
	2	1,0	40	1,0	1,6	3,04	60	0
2	1	0,4	60	1,0	1,6	3,04	60	0
	2	1,0	40	1,0	1,6	3,04	30	0
3	1	0,4	60	1,0	1,6	3,04	60	0
	2	1,0	40	1,0	1,6	3,04	60	π
4	1	0,2	20	2,0	2,2	6,08	120	0
	2	0,8	60	2,0	1,6	3,04	30	0
5	1	0,2	20	2,0	2,2	6,08	120	$\pi/2$
	2	0,8	60	2,0	1,6	3,04	30	0
6	1	0,2	40	2,0	2,43	7,09	var.	var.
	2	0,4	60	2,0	1,82	4,05	var.	var.

Iš pradžių buvo tiriami vibrosužadintuvų darbo kūnų autovirpesiai be aerodinaminio ryšio, t.y. vibrosužadintuvai dirbo savarankiškai (be sinchronizavimo kanalo). Po to stebima, kaip autovirpesių formą veikia sinchronizuojančio kanalo tarp vibrosužadintuvų egzistavimas, nustatomas išėjimo į sinchroninį autovirpesių režimą laikas t_{sinch} .

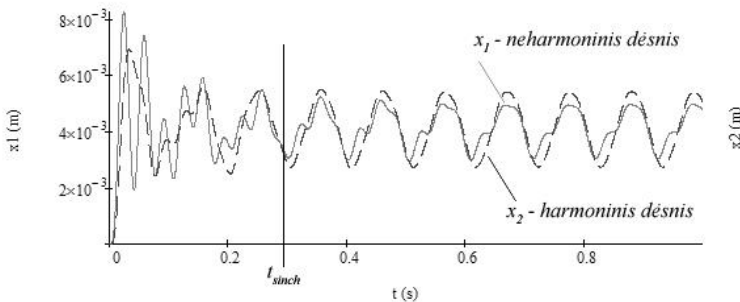
I testas. Atliekant pirmą testą, buvo parinkti dinaminės sistemos pradiniai duomenys, atitinkantys reikšmes iš 3.6 lentelės Nr.1. Į kameras paduodamas pulsuojantis slėgis kito pagal tą patį dėsnį (3.64). Tokiu būdu paduodami slėgiai svyruoja nuo $1,3 \times 10^5$ Pa iki $1,9 \times 10^5$ Pa.

$$P_1(t) = P_2(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(60t) \quad (3.64)$$

Neaktyvavus sinchronizacijos ryšio dėl skirtingų kamerų geometrinių parametru nusistovi skirtingos formos autovirpesiai (žr. 3.32 pav.). Išėjimo į autovirpesių režimą charakteris yra pakankamai sudėtingas, tačiau po laiko $t_1 = 0,4$ s autovirpesiai „nusistovi“ pirmojoje kameroje, o po laiko $t_2 = 0,5$ s – ir antrojoje. Susiformuoja autovirpesiai, kurių periodai praktiškai sutampa. Tai galima paaiškinti vienodu paduodamų dažnių pulsavimu. Pirmoje kameroje virpesių amplitudė A_1 šokinėja nuo $0,5 \times 10^{-3}$ m iki $1,47 \times 10^{-3}$ m, o antrojoje yra apie $A_2 = 1,2 \times 10^{-3}$ m.



3.32 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio sinchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.1: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija)



3.33 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminio sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.1: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

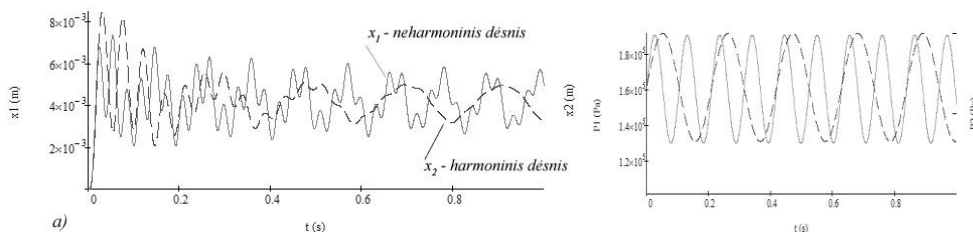
Aktyvavus sinchronizacijos kanalą, vibrosužadintuvų darbo kūnų autovirpesių charakteris po laiko $t_{sinch.}=0,29$ s akivaizdžiai tampa paprastesnis (3.33 pav.), skirtumas tarp amplitudžių sumažėja ($A_1^*=1,1 \times 10^{-3}$ m, $A_2^*=1,4 \times 10^{-3}$ m), o dažnio skaitinės vertės tampa vienodos $f_1^*=f_2^*=10,2$ Hz. Po laiko t_{sinch} nusistovi harmoniniai darbo kūno, kurio masė m_2 , virpesiai, o masės m_1 judėjimo dėsnis - neharmoninis.

2 testas. Pakeitus į antrąją kamerą paduodamo slėgio kampinio dažnio reikšmės (pradiniai duomenys pagal 3.6 lentelės Nr.2), į kameras paduodmi slėgiai kinta pagal dėsnius (3.65) ir (3.66). Paduodami slėgiai svyruoja nuo $1,3 \times 10^5$ Pa iki $1,9 \times 10^5$ Pa (3.34-b pav.).

$$P_1(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(60t) \quad (3.65)$$

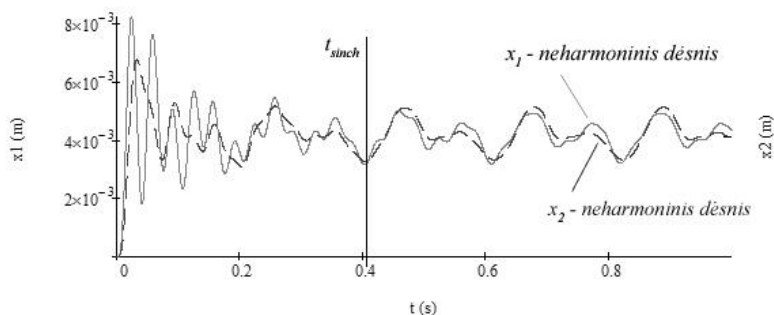
$$P_2(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(30t) \quad (3.66)$$

Neaktyvavus sinchronizacijos ryšio, gaunami masių m_1 ir m_2 autovirpesiai, iliustruojami 3.34-a pav. Pastebima, kad masių autovirpesių formos skiriasi, o dažniai nevienodi. Masė m_1 virpa pagal neharmoninį dėsnį, o antrojo vibrosužadintuvo masės m_2 virpesiai pereina į harmoninius.



3.34 pav. a) - abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio sinchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.2: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) b) – paduodamo slėgio P_1 ir P_2 pulsavimo funkcijos.

Aktyvavus sinchronizacijos kanalą, vibrosužadintuvų darbo kūnų autovirpesių charakteris po laiko $t_{sinch.}=0,41$ s supanašėja, o vidutinės amplitudės ir dažnio skaitinės vertės praktiškai tampa vienodos (3.35 pav.). Masių m_1 ir m_2 neharmoniniai autovirpesiai tampa panašios formos.



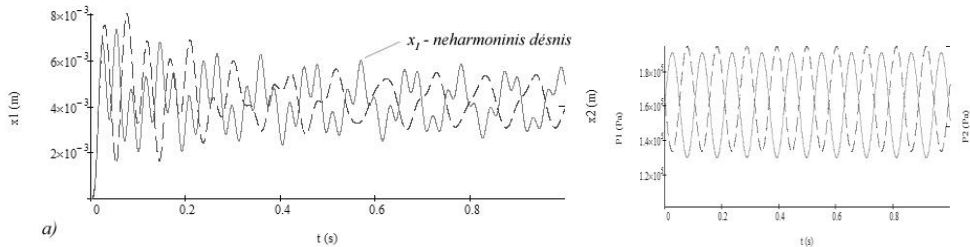
3.35 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.2: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

3 testas. Kai pakeičiama į antrąją kamerą paduodamo slėgio fazė (pradiniai duomenys pagal 3.6 lentelės Nr.3), į kameras paduodmi slėgiai kinta pagal dėsnius (3.67) ir (3.68) ir svyruoja nuo $1,3 \times 10^5$ Pa iki $1,9 \times 10^5$ Pa (3.36-b pav.).

$$P_1(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(60t) \quad (3.67)$$

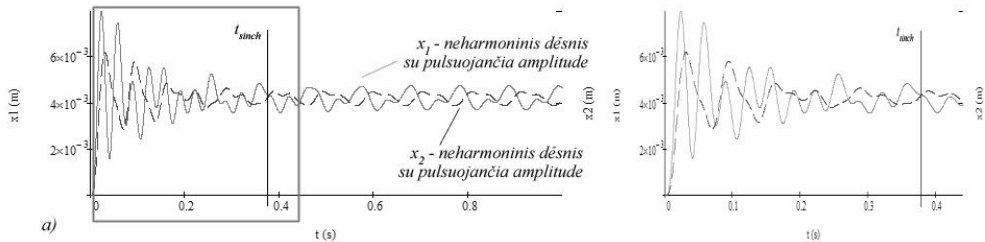
$$P_2(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(60t + \pi) \quad (3.68)$$

Neaktyvavus sinchronizacijos ryšio, nusistovi autovirpesiai, iliustruojami 3.36-a pav. Vibrosužadintuvų masės m_1 ir m_2 virpa skirtingais dažniais, masė m_1 - pagal neharmoninį dėsnį.



3.36 pav. a) - abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio sinchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.3: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) b) – paduodamo slėgio P_1 ir P_2 pulsavimo funkcijos.

Įvedus sinchronizacijos ryšį, vibrosužadintuvų darbo kūnai po laiko $t_{synchron.} = 0,38$ s ima dirbti priešfaze su pulsuojančia amplitude, autovirpesių amplitude sumažėja 3-4 kartus (3.37 pav.).



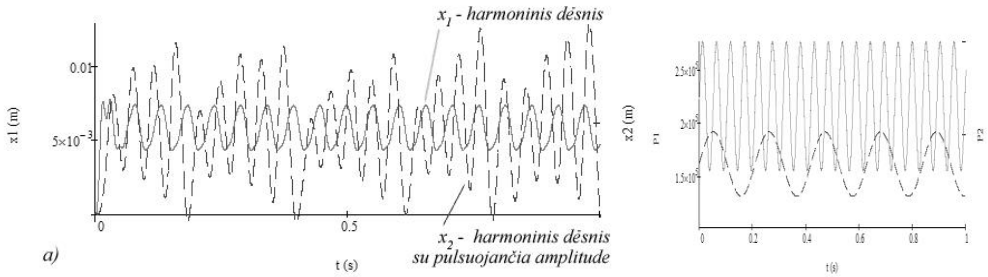
3.37 pav. Abiejų vibrosužadintuoių darbo kūnų autovirpesiai su aerodinaminio sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.3: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) a) – laiko intervale iki 1 s, b) – padidintas fragmentas

4 testas. Pakeičiami mechaninės sistemos pradiniai duomenys: darbo kūnų masės, kamerų geometriniai parametrai (duomenys pagal 3.6 lentelės Nr.4) bei į kameras paduodamo slėgio kitimo dėsniai (3.69) ir (3.70). Į pirmą kamerą paduodamas slėgis dabar kinta nuo $1,59 \times 10^5$ Pa iki $2,81 \times 10^5$ Pa, į antrą - svyruoja nuo $1,3 \times 10^5$ Pa iki $1,9 \times 10^5$ Pa (3.38-b pav.).

$$P_1(t) = 2.2 \times 10^5 + 6.08 \times 10^4 \sin(120t) \quad (3.69)$$

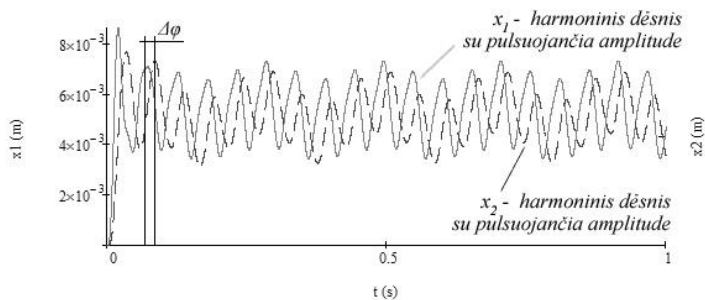
$$P_2(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(60t) \quad (3.70)$$

Neaktyvavus sinchronizacijos ryšio, gaunami virpesiai, iliustruojami 3.38-a pav.). Rezultatai rodo, kad pirmoje kameroje nusistovi harmoniniai virpesiai, kurių amplitudė $A_1=1,5 \times 10^{-3}$ m, o dažnis $f_1= 18,9$ Hz. Tuo tarpu antroje kameroje svyravimai pulsuoja - amplitudė A_2 kinta nuo $2,2 \times 10^{-3}$ m iki $5,7 \times 10^{-3}$ m, įgydama minimalias reikšmes tais laiko momentais, kai paduodamo pulsuojančio slėgio reikšmė yra minimali, o dažnis $f_2= 20,4$ Hz.



3.38 pav. a) - abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio sinchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.4: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija) b) – paduodamo slėgio P_1 ir P_2 pulsavimo funkcijos.

Esant sinchronizacijos ryšiui, vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai įgyja panašią formą (3.39 pav.). Abiejų vibrosužadintuvų masės m_1 ir m_2 virpa pagal harmoninį dėsnį su pulsuojančia amplitude. Pirmos kameros darbo kūno virpesių amplitudė padidėja $A^*_1=1,7 \times 10^{-3}$ m, o antroje kameroje amplitudė sumažėja $A^*_2=1,4 \times 10^{-3}$ m. Svyravimų dažnis tampa vienodas $f^*_1=f^*_2=18,9$ Hz, tačiau susidaro fazių skirtumas $\Delta\varphi$.



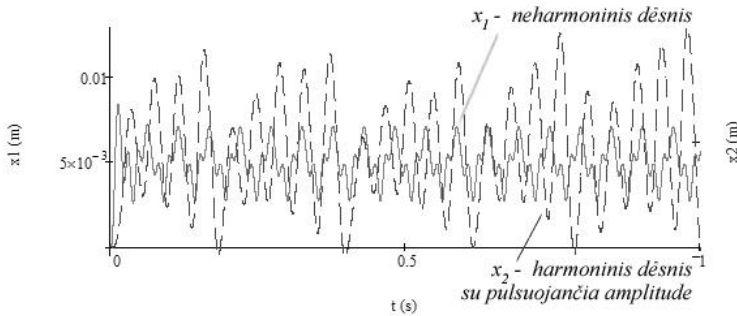
3.39 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminio sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.4: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

5 testas. Pakeitus į pirmąją kamerą paduodamo slėgio pradinę fazę (duomenys pagal 3.6 lentelės Nr.5), į kameras paduodamų slėgių dėsniai bus aprašomi formulėmis (3.71) ir (3.72).

$$P_1(t) = 2.2 \times 10^5 + 6.08 \times 10^4 \sin(120t + \pi/2) \quad (3.71)$$

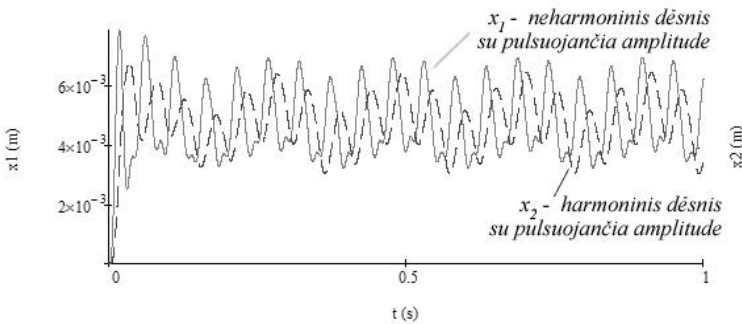
$$P_2(t) = 1.6 \times 10^5 + 3.04 \times 10^4 \sin(60t) \quad (3.72)$$

Vien tik pradinės fazės suteikimas 1-ojo vibrosužadintuvo paduodamam pulsuojančiam slėgiui $P_1(t)$, neaktyvavus sinchronizacijos ryšio, privertė kitaip virpėti 1-ojo vibrosužadintuvo darbo kūną (žr. 3.40 pav.). Dabar pirmoje kameroje nusistovi neharmoniniai virpesiai, kurių amplitudė A_1 kinta nuo $0,6 \times 10^{-3}$ m iki $2,1 \times 10^{-3}$ m, o virpesių dažnis, randamas pagal didžiausius funkcijos ekstremumus arba pritaikius funkcijos glotninimą, artimas reikšmei $f_1 = 19,5$ Hz.



3.40 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai be aerodinaminio sinchronizacijos ryšio (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.5: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

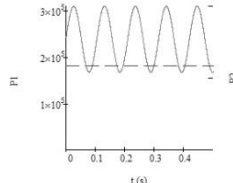
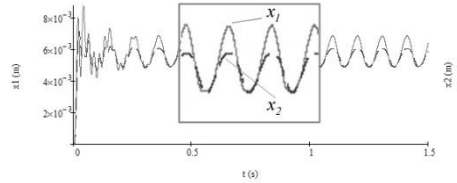
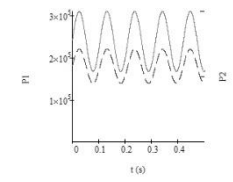
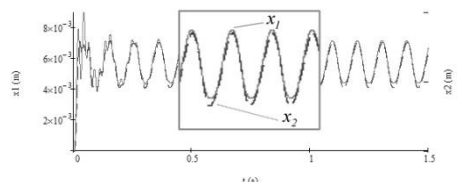
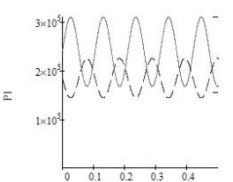
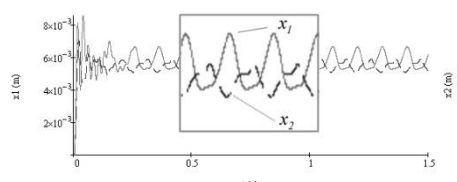
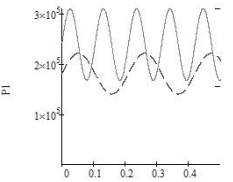
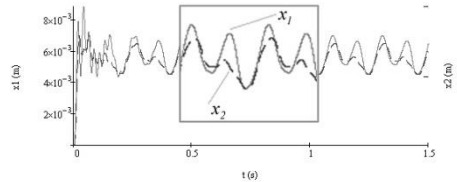
Įvedus sinchronizacijos ryšį, vibrosužadintuvų darbo kūnai virpa pagal dėsnius su pulsuojančiomis amplitudėmis (pavaizduotus 3.41 pav.), o pirmos ir antros kamerų amplitudės priartėjo prie vienos reikšmės: $A_1^* = 1,7 \times 10^{-3}$ m, $A_2^* = 1,4 \times 10^{-3}$ m.

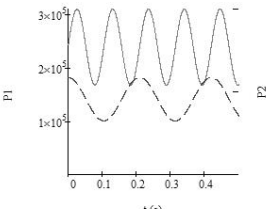
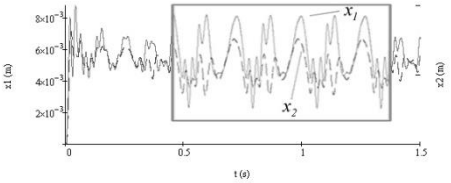
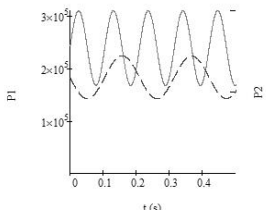
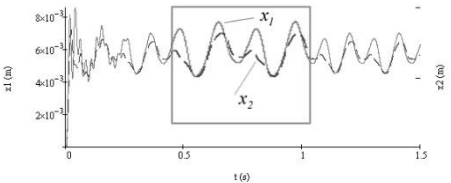
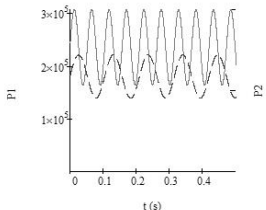
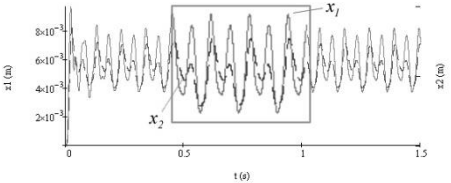
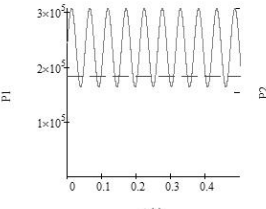
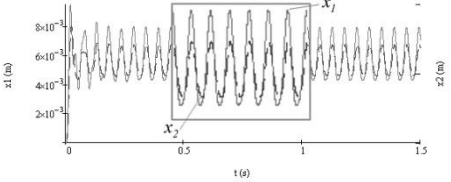
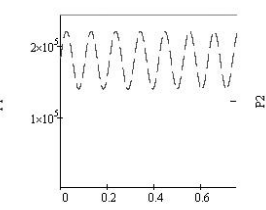
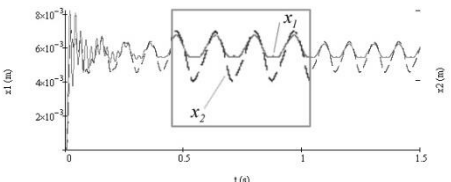


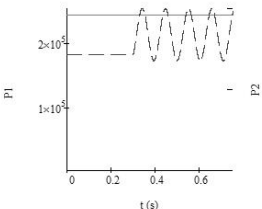
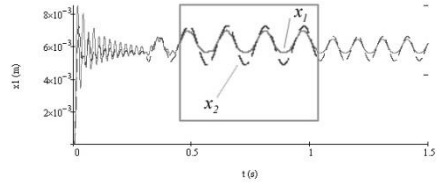
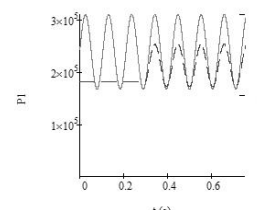
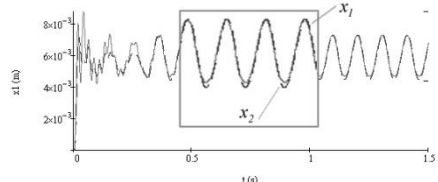
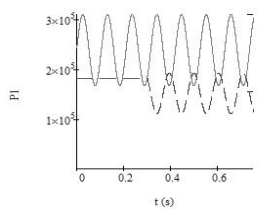
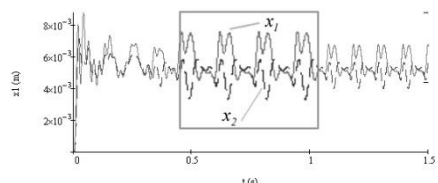
3.41 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai su aerodinaminio sinchronizacijos ryšiu (pradiniai duomenys iš 3.6 lentelės Nr.5: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija).

6 testas. Toliau buvo atlikta nemažai tyrimų pagal geometrinius sistemos duomenis, pateiktus 3.6 lentelėje Nr.6 ir keičiant į vibrosužadintuvų kameras paduodamų slėgių dėsnius bei parametrus (3.61) lygčiai. Charakteringiausi rezultatai su vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiais su aerodinaminio ryšiu per laiką $t = 1,5$ s pateikti 3.7 lentelėje.

3.7 lentelė. Į žadinimo kameras paduodamo slėgio kitimo dėsniai ir vibrosužadintuvų darbo kūnų autovirpesių, esant aerodinaminiam sinchronizacijos kanalui, formos.

Res Nr.	Į kameras paduodamo slėgio parametrai	Slėgių pulsacijos, kur $P_1^0=2.43 \times 10^5$ Pa, $A_{P1}=7.09 \times 10^4$ Pa, $P_2^0=1.82 \times 10^5$ Pa, $A_{P2}=4.05 \times 10^4$ Pa	Darbo kūnų (masių m_1 ir m_2) autovirpesių formos, esant geometriniais parametrams: $m_1=0.2$ kg, $l_{k1}=40 \times 10^{-3}$ m, $H_{Z1}=H_{Z2}=2 \times 10^{-3}$ m, $r_{k1}=r_{k2}=2.5 \times 10^{-3}$ m, $m_2=0.4$ kg, $l_{k2}=60 \times 10^{-3}$ m
1	2	3	4
1	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=0$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \cdot \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio, skirtingų amplitudžių harmoniniai autovirpesiai</p>
2	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \cdot \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \cdot \sin(60t)$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio harmoniniai autovirpesiai</p>
3	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=\pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \cdot \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \cdot \sin(60t + \pi)$	 <p>Nusistovi autovirpesiai su priešfaze. x_1- masės m_1 harmoninis judėjimo dėsnis, x_2- masės m_2 neharmoninis judėjimo dėsnis.</p>
4	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=30$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \cdot \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \cdot \sin(30t)$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio neharmoniniai autovirpesiai su pulsuojančiomis amplitudėmis.</p>

1	2	3	4
5	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=30$ rad/s $\varphi_2= 0,5\pi$	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t),$ $P_2(t)=P_2^0+A_{P2}\cdot\sin(30t+\frac{1}{2}\pi)$	 <p>Abiejų darbo kūnų masės virpa pagal sudėtingus judėjimo dėsnius su periodiškai kintančiomis amplitudėmis ir dažniais.</p>
6	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=30$ rad/s $\varphi_2= \pi$	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t),$ $P_2(t)=P_2^0+A_{P2}\cdot\sin(30t+\pi)$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio neharmoniniai autovirpesiai su pulsuojančiomis amplitudėmis.</p>
7	$\omega_1=120$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(120t),$ $P_2(t)=P_2^0+A_{P2}\cdot\sin(60t)$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio neharmoniniai autovirpesiai su pulsuojančiomis amplitudėmis.</p>
8	$\omega_1=120$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(120t),$ $P_2(t)=P_2^0$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio, skirtingos amplitudės harmoniniai autovirpesiai</p>
9	$\omega_1=0$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t)=P_1^0$ $P_2(t)=P_2^0+A_{P2}\cdot\sin(60t)$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio, skirtingos amplitudės harmoniniai autovirpesiai</p>

1	2	3	4
10	$\omega_1=0$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0$ $P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{p2} \sin(60t), & t \geq 0.3s \end{cases}$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio, skirtingos amplitudės harmoniniai autovirpesiai</p>
11	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(60t),$ $P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{p2} \sin(60t), & t \geq 0.3s \end{cases}$	 <p>Nusistovi abiejų darbo kūnų vieno dažnio, panašios amplitudės harmoniniai autovirpesiai</p>
12	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=\pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(60t),$ $P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{p2} \sin(60t + \pi), & t \geq 0.3s \end{cases}$	 <p>Nusistovi neharmoniniai skirtingos periodiškai kintančios amplitudės autovirpesiai su priešfaze</p>

Šio testo metu buvo atlikti skaitmeniniai tyrimai, kai vibrosužadintuvų, sujungtų aerodinaminiu ryšiu, geometriniai parametrai buvo skirtingi, o paduodamo slėgio parametrai keisti pagal duomenis 3.7 lentelėje.

Rezultatai parodė, kad naudojant sinchronizuojantį kanalą, vibrosužadintuvuose po tam tikro išėjimo į sinchroninę autovirpesių režimą laiko t_{sinch} , nusistovi harmoniniai arba neharmoniniai darbo kūnų autovirpesiai.

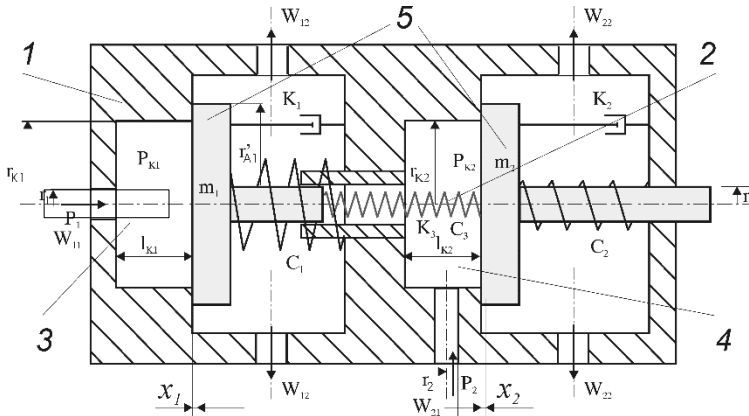
3.4.4 Dviejų kamerų pneumatinės vibropavaros su tampria grandimi sinchronizacijos ir fazijų valdymo tyrimas, kai paduodamas slėgis pastovus.

Toliau sprendžiama vibropavaros mechaninės sistemos su viename korpuse įmontuotais dviem pneumatiniiais vieno laisvės laipsnio vibrosužadintuvais, sinchronizacijos užduotis. Pasiūlytas vibrosužadintuvų darbo kūnų sinchronizacijos būdas, kai jie sujungiami sinchronizuojančia tampria grandimi – spyruokle,

skaitmeniniu būdu ištirti vibrosužadintuvų darbo režimai, į kameras paduodant pastovų slėgį.

3.4.4.1 Pneumatinės vibropavaros schema ir veikimo principo aprašymas.

3.42 pav. pavaizduota pneumatinės dviejų kameros vibropavaros schema, kai darbo kūnai sujungti synchronizuojančia spyruokle.



3.42 pav. Dviejų kamrų pneumatinės vibropavaros schema: 1 – korpusas, 2 – darbo kūnai jungianti grandis, 3,4 – vibrosužadintuvų kameros, 5 – darbo kūnai.

Pavarą sudaro korpusas *I*, kuriame sumontuoti du vibrosužadintuvai. Į vibrosužadintuvus paduodamas suspaustas oras (dujos) P_1 ir P_2 . Kiti darbo kūnų judėjimą lemiantys parametrai: atitinkamai - m_1 ir m_2 - masė, K_1 , K_2 – pasipriešinimo koeficientas, C_1 , C_2 – standumo koeficientas, x_1 ir x_2 kamrų darbinio kūno poslinkis. Kameroje 3 ir 4 susidaro slėgiai P_{K1} ir P_{K2} . Darbo kūnai sujungti spyruokle, kurios charakteristikas nusako spyruoklės standumo koeficientas C_3 ir pasipriešinimo koeficientas K_3 .

3.4.4.2 Matematinis modelis.

Kuriant matematinį modelį buvo pasinaudota Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) formulėmis, adaptuotomis dviems, vienoje mechaninėje sistemoje veikiantiems, vibrosužadintuvams.

Visa sistema aprašoma dviem antros eilės diferencialinėmis lygtimis, nusakantiomis kiekvieno vibrosužadintuvo darbinio kūno (masės m_1 ir m_2) judėjimą, įvertinus synchronizuojančią grandį:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (K_1 + K_3) \frac{dx_1}{dt} - K_3 \frac{dx_2}{dt} + (C_1 + C_3)(x_1 - H_{z1}) - C_3(x_2 - H_{z2}) = \pi r_{k1}^2 (P_{k1} - P_a) \quad (3.73)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - K_3 \frac{dx_1}{dt} + (K_2 + K_3) \frac{dx_2}{dt} - C_3(x_1 - H_{z1}) + (C_2 + C_3)(x_2 - H_{z2}) = \pi r_{k2}^2 (P_{k2} - P_a) \quad (3.74)$$

Čia H_{z1} ir H_{z2} – pradinis virpančių masių m_1 ir m_2 įveržimas, P_{k1} ir P_{k2} – suspausto oro slėgis kameroje, P_a – atmosferos slėgis ($P_a = 10^5$ Pa), K_1 , K_2 , K_3 – pasipriešinimo

koeficientai, C_1, C_2, C_3 – standumo koeficientai, x_1 ir x_2 kamerų darbinio kūno poslinkiai.

Dujų debitas kamerose aprašomas lygtimis pagal dujų masės pusiausvyros dėsni:

$$\frac{dQ_{k1}}{dt} = W_{11} - W_{12} \quad (3.75)$$

$$\frac{dQ_{k2}}{dt} = W_{21} - W_{22} \quad (3.76)$$

Čia Q_{k1} ir Q_{k2} – dujų kiekis kamerose, W_{11} ir W_{21} – į kameras paduodamų dujų debitas, W_{12} ir W_{22} – iš kameros darbinio kūno kryptimi ištekantių dujų debitas. Bendroju atveju dujų debitas kamerose apskaičiuojamas:

$$\frac{dQ_{kj}}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_{kj}}{P_j} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_{kj}^2 l_{kj} + \pi r_{aj}^2 x_j) \right] \quad (3.77)$$

Pritaikius Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) lygtis nagrinėjamai sistemai, dujų srautą W_{j1} , patenkantį į kameras j ($j=1, 2$) ir srautą W_{j2} , ištekantį iš kamerų, galima aprašyti lygtimis (3.50) ir (3.51).

Taigi, bendrą dviejų vibrosužadintuvų, sujungtų aerodinaminio ryšio sinchronizacijos kanalu, dinamiką galima aprašyti lygčių (3.73-3.76) sistema, kur naudojamos išraiškos (3.77), (3.50), (3.51).

Sprendimo metu pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistema suvedama į šešių pirmos eilės lygčių sistemą. Lygtims išspręsti naudojami Rungės-Kuto (Runge-Kutta) metodu pagrįsti būdai su kintamu ir fiksuotu integravimo žingsnių skaičiumi. Sprendimas realizuotas *MathCad* bazėje.

Diferencialinės lygtys aprašomos matricoje (3.78), kur laiko t atžvilgiu kintantys nariai kiekvienu laiko momentu perskaiciuojami atskirose procedūrose.

$$D(t, X) = \begin{bmatrix} \frac{dx_1}{dt} \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} \\ \frac{dx_2}{dt} \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} \\ \frac{dP_{K1}}{dt} \\ \frac{dP_{K2}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ f_1(X_0, X_1, X_2, X_3, X_4) \\ X_3 \\ f_2(X_0, X_1, X_2, X_3, X_5) \\ f_3(X_0, X_4) \\ f_4(X_2, X_5) \end{bmatrix}, \quad (3.78)$$

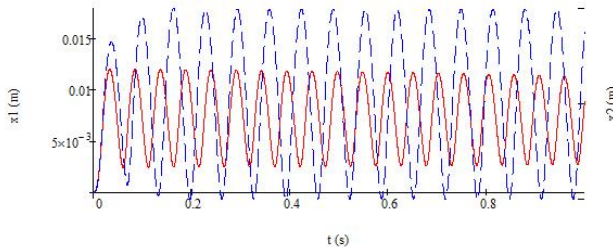
čia funkcijų f_1 ir f_2 išraiškos randamos atitinkamai iš (3.73) ir (3.74) lygčių, o funkcijos f_3 ir f_4 (slėgio vibrosužadintuvų kamerose pokytis per laiko t vienetą) išvedamos iš (3.75-3.77), (3.50) ir (3.51) lygčių:

$$\frac{dP_{kj}}{dt} = \left(\frac{W_{j1} - W_{j2}}{\rho_j \left(\frac{P_{kj}}{P_j} \right)^{\frac{1}{\beta}}} - S_{aj} \frac{dx_j}{dt} \right) \times \frac{\beta P_{kj}}{\left(S_{kj} l_{kj} + S_{aj} (x_j - H_{zj}) \right)} \quad (3.79)$$

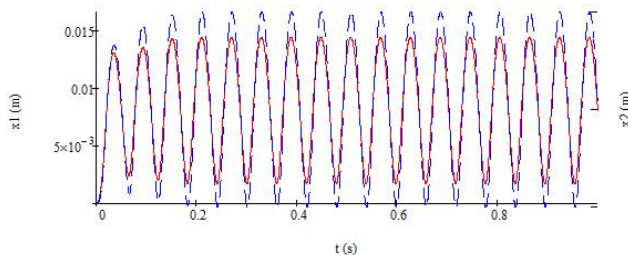
3.4.4.3 Skaitmeninio tyrimo rezultatai ir jų analizė.

Skaitmeninio tyrimo metu buvo keičiami kamerų geometriniai parametrai (r_{k1} , l_{k1} , r_1 , r_{k2} , l_{k2} , r_2), pradinio įveržimo H_z , į kameras paduodamo slėgio P_1 ir P_2 , darbinių kūnų masių m_1 ir m_2 reikšmės. Siekiant įsitikinti, jog sinchronizuojanti spyruoklė daro įtaką darbo kūnų virpesiams, pradžioje buvo tiriamas teorinis modelis nevertinant darbo kūnus jungiančios spyruoklės, t.y. vibrosužadintuvai dirbo be sinchronizavimo ryšio. Po to stebima, kaip virpesių charakterį lemia esanti tampri grandis vibrosužadintuvų.

1. Esant duomenų rinkiniui, kai pirmojo vibrokeitiklio pradiniai duomenys yra $r_{k1} = 25 \times 10^{-3}$ m, $r_{a1} = 30 \times 10^{-3}$ m, $l_{k1} = 40 \times 10^{-3}$ m, $r_1 = 2 \times 10^{-3}$ m, $P_1/P_a = 1.6$, $m_1 = 1,0$ kg, 30×10^{-3} m, $l_{k2} = 40 \times 10^{-3}$ m, $r_2 = 2 \times 10^{-3}$ m, $P_2/P_a = 1.8$, $m_2 = 1,5$ kg, $H_z = 0,2 \times 10^{-3}$ m, vibrosužadintuvuose susidaro skirtingo dažnio autovirpesiai (3.43 pav.) su skirtinga amplitude: $A_1 = 4,48 \times 10^{-3}$ m, $f_1 = 19,29$ Hz, $A_2 = 8,81 \times 10^{-3}$ m, $f_2 = 15,59$ Hz. Aktyvavus sinchronizuojančią grandį, kurios parametrai: $C_3 = 5900$ N/m, pasipriešinimo (slopinimo) konstanta $K_3 = 30$ kg/s, nusistovi vienodos fazės ir dažnio virpesiai: $f_1^* = f_2^* = 16,74$ Hz (3.44 pav.).



3.43 pav. Skirtingo dažnio ir skirtingos amplitudės abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i dirbant nepriklausomai 1 s: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.



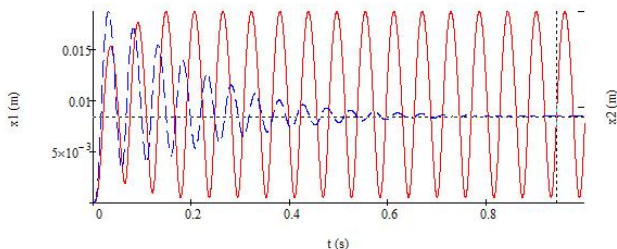
3.44 pav. Sinchronizuojančia spyruokle sujungtų vibrosužadintuvų vienos fazės ir dažnio darbo kūnų virpesiai x_i : $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

Iš skaitmeninio tyrimo rezultatų matyti, kad, sujungus atskirų vibrosužadintuvų darbo kūnus spyruokle, galima sinchronizuoti jų virpesius.

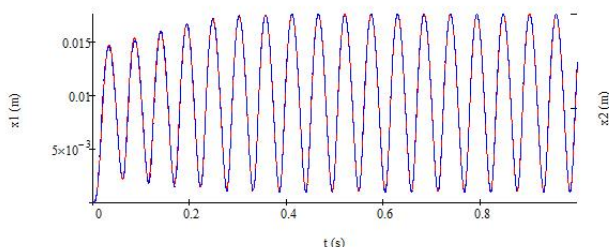
3.8 lentelė. Pradiniai duomenys ir rezultatai.

Testo Nr	i	m, kg	$r_k, \times 10^{-3}$ m	$l_k, \times 10^{-3}$ m	P_i/P_a	$H_z, \times 10^{-3}$ m	Be synchronizacijos kanalo		Su synchronizacijos kanalu	
							A_i, m	f_i, Hz	A_i^*, m	f_i^*, Hz
1	2	3	4	5	7	8	9	10	11	12
1	1	1,0	25	40	1,6	2,0	$4,48 \times 10^{-3}$	19,29	$6,18 \times 10^{-3}$	16,74
	2	1,5	25	40	2,0	2,0	$8,81 \times 10^{-3}$	15,59	$8,25 \times 10^{-3}$	16,74
2	1	1,2	25	40	2,0	2,0	$8,95 \times 10^{-3}$	17,50	$8,21 \times 10^{-3}$	18,67
	2	1,0	25	40	1,8	1,0	-	20,02	$8,21 \times 10^{-3}$	18,67
3	1	1,0	25	40	1,6	2,0	$4,48 \times 10^{-3}$	19,29	-	16,63
	2	2,0	25	20	2,5	1,0	-	14,9	-	16,63
4	1	1,0	25	40	1,6	2,0	$4,73 \times 10^{-3}$	19,70	$2,51 \times 10^{-3}$	11,81
	2	3,0	25	100	1,5	2,0	$6,89 \times 10^{-3}$	9,68	$5,90 \times 10^{-3}$	11,79
5	1	0,5	25	40	1,6	0,0	-	30,70	$1,93 \times 10^{-3}$	10,11
	2	4,0	25	80	1,5	2,0	$6,94 \times 10^{-3}$	8,51	$5,81 \times 10^{-3}$	10,12
6	1	0,5	25	40	1,6	0,0	-	30,70	$1,99 \times 10^{-3}$	9,92
	2	4,0	25	80	1,5	2,0	$6,94 \times 10^{-3}$	8,51	$6,39 \times 10^{-3}$	9,95

2. Esant duomenų rinkiniui iš 3.8 lentelės Nr.2, kai kiti pirmojo virbokitiklio pradiniai duomenys: įveržimas $H_z = 0,2 \times 10^{-3}$ m, antrojo vibrosužadintuvo įveržimas $H_z = 0,1 \times 10^{-3}$ m, vibrosužadintuvuose dirbant nepriklausomu režimu susidaro skirtingo charakterio virpesiai. Pirmoje kameroje stebimi autovirpesiai su amplitude $A_1 = 8,92 \times 10^{-3}$ m, $f_1 = 17,50$ Hz, o antroje virpesiai su pradiniu dažniu $f_1 = 20,02$ Hz po 0.8 s užgęsta (3.45 pav.). Aktyvavus synchronizuojančią grandį, kurios parametrai: $C_3 = 5900$ N/m, pasipriešinimo (slopinimo) konstanta $K_3 = 30$ kg/s, nusistovi vienodos amplitudės ir tokio pat dažnio virpesiai abiejose kameroje (3.46 pav.).

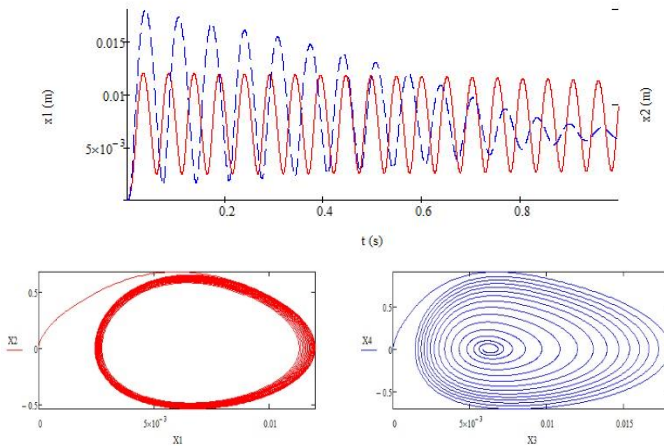


3.45 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i dirbant nepriklausomai 1 s: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

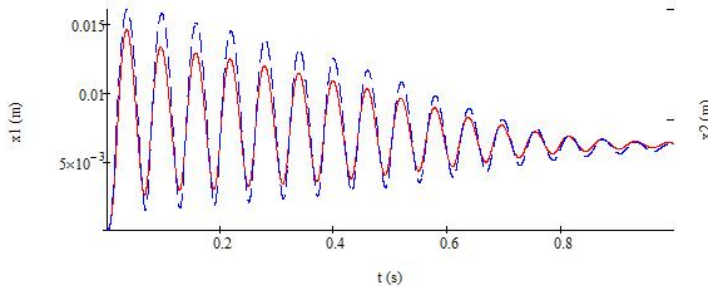


3.46 pav. Synchronizuojančia spyruokle sujungtų vienos fazės ir dažnio vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i : $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

3. Esant duomenų rinkiniui iš 3.8 lentelės Nr.3 ir palikus tą patį pradinį įveržimą H_z , dirbant nepriklausomu režimu pirmoje kameroje stebimi autovirpesiai su amplitude $A_1=4,48 \times 10^{-3}$ m, $f_1= 19,29$ Hz, o antroje – gęstantys virpesiai su didesne negu pirmos kameros amplitude ir dažniu $f_2= 14,9$ Hz (3.47 pav.). Aktyvavus sinchronizuojančią grandį, stebimi vienodo dažnio ir panašėjančios amplitudės gęstantys virpesiai abejose kameroje (3.48 pav.). Svyravimų pirmoje kameroje amplitudė padidėjo, o dažnis sumažėjo. Tuo tarpu antroje kameroje svyravimų dažnis padidėjo.

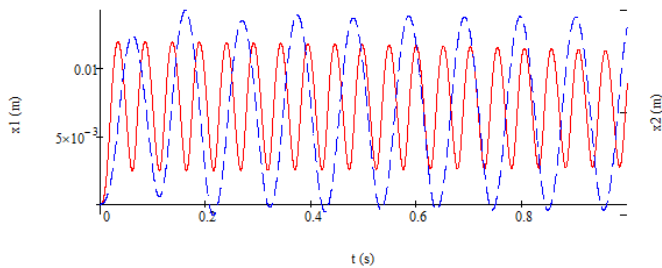


3.47 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i : (a) ir faziniai vaizdai (b) dirbant nepriklausomai 1 s: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

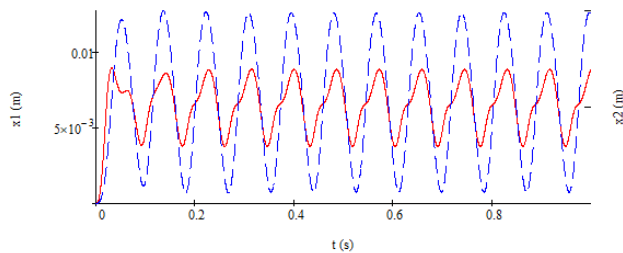


3.48 pav. Sinchronizuojančia spyruokle sujungtų vibrosužadintuvų darbo kūnų vieno dažnio gęstantys virpesiai x_i : $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

4. Esant duomenų rinkiniui iš 3.8 lentelės Nr.4, iki 2 kartų padidinamas nepriklausomu režimu dirbančių darbo kūnų virpesių dažnių skirtumas (3.49 pav.). Aktyvavus sinchronizuojančią grandį, abejose kameroje po laiko tarpo $t=0,08$ s nusistovi vieno dažno autovirpesiai, tačiau pirmoje kameroje darbo organas juda pagal neharmoninį dėsnį (3.50 pav.).

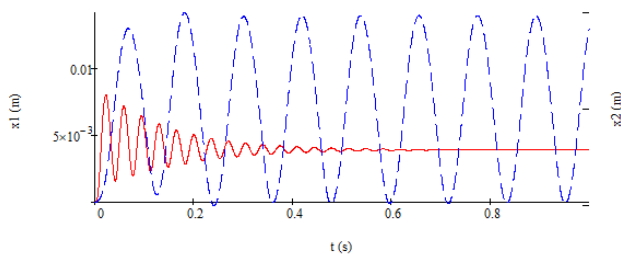


3.49 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i , dirbant nepriklausomai 1 s: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

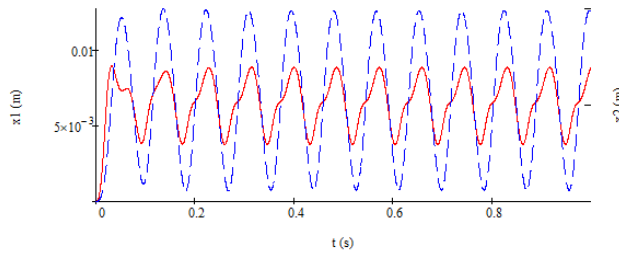


3.50 pav. Synchronizuojančia spyruokle sujungtų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i : $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

5-6. Esant duomenų rinkiniui iš 3.8 lentelės Nr.5 ir Nr.6, tiriama synchronizuojančios grandies įtaka abiejų kamerų virpesiams. Nepriklausomu režimu dirbančių darbo kūnų virpesiai buvo skirtingo charakterio: pirmojoje kameroje virpesiai geso, antrojoje buvo harmoniniai (3.51 pav.). Aktyvavus synchronizuojančią spyruoklę, kurios pasipriešinimo (slopinimo) konstanta $K = 30 \text{ kg/s}$, po laiko tarpo $t=0.057 \text{ s}$ nusistovi vienodo dažnio autovirpesiai abejose kamerose (3.52 pav.).

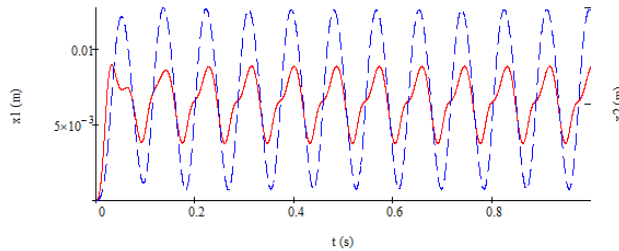


3.51 pav. Abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i , dirbant nepriklausomai 1 s: $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.



3.52 pav. Synchronizuojančia spyruokle sujungtų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i : $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

Kai synchronizuojančios spyruoklės pasipriešinimo (slopinimo) konstanta $K = 10$ kg/s, vieno dažnio autovirpesiai nusistovėjo po didesnio laiko tarpo $t=0,13$ s (3.53 pav.), ir pačių virpesių amplitudės padidėjo, o dažniai sumažėjo.



3.53 pav. Synchronizuojančia spyruokle sujungtų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai x_i : $i=1$ (x_1) pilka linija, $i=2$ (x_2) juoda punktyrinė linija.

Skaitmeninių tyrimų išvados.

Panaudojant Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) lygtis sukurtas matematinis modelis, aprašantis dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų su synchronizuojančiu kanalu mechaninės sistemos dinamiką. Modelis susideda iš kelių pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistemos, kuri, suvedus į šešių pirmos eilės lygčių sistemą, išspręsta Rungės-Kuto (Runge-Kutta) metodu.

Išvados pagal skaitmeninius tyrimus, kai vibrosužadintuvai sujungti synchronizuojančiu aerodinaminio ryšiu, o paduodamas slėgis pastovus.

Nustatyta, kad synchronizavimo aerodinaminio ryšio įvedimas padeda ne tik mechaninės sistemos savaiminei synchronizacijai, bet turi didelę įtaką autovirpesių parametrams: dažniausiai sumažėja virpesių amplitudės abejose kamerose, tačiau stebimi atvejai ($P_1/P_a \geq 2,15$, $P_2/P_a = 1,6$) kai vieno vibrosužadintuvo amplitudė išauga, o kito sumažėja.

Skaitmeniniai tyrimai parodė, kad vienam vibrosužadintuvui savarankiškai dirbant autovirpesių režimu, o kitam - su gęstančiais virpesiais, kurių dažnis yra mažesnis, esant synchronizacijai, galima pasiekti, kad abiejuose vibrosužadintuvuose būtų išgaunami harmoniniai virpesiai ($P_1/P_a=1,6$, $P_2/P_a \geq 2,0$).

Skaičiavimų rezultatai rodo, kad išėjimo į autovirpesių režimą darbo kūno judėjimo dėsnis priklauso nuo geometrinių vibrosužadintuvų parametrų bei pradinių sąlygų ir gali būti įvairus: sinchroninio dažnio harmoniniai autovirpesiai gali nusistovėti tik po kurio laiko ($P_1/P_a \geq 1,6$, $P_2/P_a \geq 1,6$). Nusistovėjimo laikas atvirkščiai proporcingas santykiui P_i/P_a .

Nustatyta, kad kai atskirai dirbančiuose vibrosužadintuvuose susidaro virpesiai, kurių dažnis skiriasi daugiau negu 1,8 karto, esant sinchronizavimo ryšiu, vibrokeitiklyje, kurio virpesių dažnis buvo didesnis, bet amplitudė mažesnė, susiformuoja neharmoninis darbo kūno judėjimo dėsnis ($P_1/P_a \geq 2,0$, $P_2/P_a \leq 1,8$).

Sinchronizacijos kanalo ilgis turi žymesnės įtakos virpesių amplitudei ir nedidelės įtakos – dažniui, tačiau kanalo skerspjūvis gali pakeisti virpančios masės judėjimo dėsnį: priversti abu vibrosužadintuvus dirbti autovirpesių režimu arba suformuoti gęstančius virpesius. Didėjant sinchronizacijos kanalo skerspjūvio ir kanalo ilgio santykiui $2r_v/l_v$, mažėja autovirpesių amplitudės, bet padidėja abiejų vibrosužadintuvų sinchroninis dažnis.

Pamažu keičiant į vieną vibrosužadintuvą paduodamą slėgį, rasta sritis, kurioje abu vibrosužadintuvai pereina į sinchroninius vienodo dažnio virpesius. Nustatyta, kad dažnių reikšmėms priartėjus, galimi nedideli dažnių nesutapimai šioje zonoje, kol paduodamo slėgio tolygus didėjimas suformuoja vienodą abiejų vibrosužadintuvų sinchroninį dažnį.

Išvados pagal skaitmeninius tyrimus, kai vibrosužadintuvai sujungti sinchronizuojančiu aerodinaminiu ryšiu, o paduodamas slėgis pulsuoja.

Panaudojant Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) lygtis sukurtas matematinis modelis, kuris aprašo dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų su sinchronizuojančiu kanalu mechaninės sistemos dinamiką, pritaikytas paduodamo pulsuojančio slėgio atvejui. Patobulintas modelis susideda iš kelių pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistemos, kuri, suvedus į aštuonių pirmos eilės lygčių sistemą, buvo sprendžiama Rungės-Kuto (Runge-Kutta) metodu.

Nustatyta, kad pulsuojančio slėgio padavimas į vieną iš kamerų, sujungtų aerodinaminiu ryšiu, gali priversti abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnus dirbti sinchroniškai su vienodu virpesių dažniu ir faze. Sinchroniniai autovirpesiai nusistovi po tam tikro laiko, kuris priklauso nuo dinaminės sistemos geometrinių parametrų ir paduodamo slėgio reikšmių. Šis laikas yra atvirkščiai proporcingas paduodamų slėgių skirtumui $|P_1(t)-P_2(t)|$. Sinchronizuotų autovirpesių amplitudė didesnė tame vibrokeitiklyje, į kurį paduodamas slėgis pulsuoja. Šis dėsningumas egzistuoja ir prie skirtingų, ir prie vienodų geometrinių vibrosužadintuvų parametrų, bet nepriklauso, ar paduodamo pastovaus slėgio reikšmė mažesnė ar didesnė už paduodamo pulsuojančio slėgio maksimalias reikšmes.

Skaitmeniniai tyrimai parodė, kad esant visiškai vienodiems vibrosužadintuvų geometriniams bei dinaminiams parametrams ir paduodant slėgį pagal tą patį pulsuojančią dėsnį, bendroje dviejų vibrosužadintuvų sistemoje nusistovi sinchroniniai vienodų parametrų autovirpesiai. Tik po tam tikro išėjimo į autovirpesių režimą laiko $t_{sinch.}$, kuris priklausomai nuo paduodamų slėgių parametrų (pulsuojančių slėgių pusiausvyros padėties P_i^0 , pulsavimo amplitudės A_{Pi} , dažnių ω_i) prie tiriamų

geometrinių parametru svyruoja intervale $[0,02; 0,25]$ s. Taigi, sinchronizuojantis kanalas daro įtaką autovirpesių parametrams. Nustatyta, kad sinchronizuojančio kanalo ilgis taip pat turi įtakos išėjimo į autovirpesių režimą laikui t_{sinch} bei sinchronizuotų virpesių amplitudėms.

Nustatyta, kad į abi kameras paduodant slėgius, kurių pulsavimo dažnis ir fazė vienodi ($\omega_1=\omega_2$, $\varphi_1=\varphi_2$), nusistovi vienodo dažnio, vienos fazės harmoniniai autovirpesiai, o skirtumas tarp virpesių amplitudžių labiau priklauso nuo vibrosužadintuvų darbo kūno masės ir geometrinių parametru. Į kameras paduodamų pulsuojančių slėgių amplitudžių skirtumas taip pat veikia darbo kūnų virpesių amplitudes: prie tiriamų sistemos geometrinių parametru esant pulsuojančių slėgių amplitudžių skirtumui $|A_{P1}-A_{P2}|=0,05 \times 10^5$ Pa, virpančių masių amplitudės skiriasi per $0,15 \times 10^{-3}$ m, o kai $|A_{P1}-A_{P2}|=0,85 \times 10^5$ Pa, skirtumas tarp darbo kūnų virpesių amplitudžių išauga iki $0,5 \times 10^{-3}$ m.

Matematinio modelio skaitmeninis tyrimas parodė: kuomet paduodamų pulsuojančių slėgių dažniai skiriasi $\omega_1 \neq \omega_2$, o skirtumas tarp fazių mažesnis už $\pi \cdot k$ ($k \in N$), gaunami sudėtingos formos neharmoniniai virpesiai, kurių forma labai priklauso nuo dydžio $|\varphi_2 - \varphi_1|$. Priklausomai nuo paduodamo pulsuojančio slėgio parametru, išėjimo į sinchroninių autovirpesių režimą laikas svyruoja intervale $[0,15\text{s}; 0,4\text{s}]$, nusistovėjusių darbo kūnų virpesių amplitudė kinta intervale $[0,01 \times 10^{-3}\text{m}; 0,2 \times 10^{-3}\text{m}]$. Kai pulsuojančių slėgių fazių skirtumas tampa artimas dydžiui $\pi \cdot k$ ($k \in N$), autovirpesių forma tampa paprastesnė. Kai į vibrosužadintuvus paduodamų pulsuojančių slėgių fazės sutampa $\varphi_1 = \varphi_2$ arba skiriasi per $\pi \cdot k$ ($k \in Z$), gaunami neharmoniniai autovirpesiai su pulsuojančia amplitude.

Kai pulsuojančių slėgių dažniai vienodi $\omega_1 = \omega_2$, o fazių skirtumas lygus dydžiui $\pi \cdot k$ ($k \in N$), nusistovi virpesiai su priešfaze. Skaičiavimai parodė, kad išėjimo į autovirpesių režimą laikas t_{sinch} atvirkščiai proporcingas pulsuojančio slėgio dažnių dydžiui: tyrimo metu, keičiant pulsuojančio slėgio dažnį $\omega_1 = \omega_2 = 15, 30, 60, 120$ rad./s, gautos atitinkamos t_{sinch} reikšmės: 0,44, 0,29, 0,22, 0,16 s.

Atskiru atveju, į vibrosužadintuvus paduodamų pulsuojančių slėgių fazių skirtumą galima pasiekti ir užlaikant vieno iš slėgių pulsavimą, t.y. iš pradžių paduodant pastovų slėgį, o po tam tikro laiko momento priversti jį pulsuoti. Tokiu būdu, keičiant pulsavimo pradžios momentą, galima imituoti skirtingos pulsavimo pradinės fazės įvedimą ir išgauti įvairios formos vibrosužadintuvų darbo kūnų autovirpesius.

Teorinis tyrimas parodė, kad sinchronizacijos kanalo geometriniai parametru keitimas duoda tuos pačius dėsningumus, kurie nustatyti ankstesniame darbe, į kameras paduodant pastovų slėgį.

Į matematinį modelį įvedus pulsuojantį slėgį, gauta daugiaparametrinė dinaminė sistema, kurios veikimo dėsningumams nustatyti reikia atlikti daug tyrimų, tačiau sistemos valdymas tampa lankstesnis, o vibrosužadintuvuose susidarantių darbo kūnų autovirpesių dėsniai įvairesni. Nors pulsuojančio slėgio padavimas į vibrosužadintuvus reikalauja sudėtingesnių techninių sprendimų, naudojant pulsuojantį slėgį atsiranda daugiau sistemos valdymo priemonių. Norint parinkti technologiniam procesui reikalingą autovirpesių charakterį – užtenka parinkti tinkamus paduodamo pulsuojančio slėgio parametrus. Į vibrosužadintuvus paduodant pastovų slėgį (pagal ankstesnio teorinio tyrimo rezultatus), įvairesniam

sinchronizuotų autovirpesių pobūdžiui gauti reikėjo keisti sistemos geometrinius parametrus arba suderinti paduodamo slėgio reikšmes.

Šio tyrimo rezultatai gali būti panaudoti projektuojant autovirpesių ant oro pagalvės tipo virpančias valdomo dėsnio sistemas.

Išvados pagal skaitmeninius tyrimus, kai dviejų kamerų pneumatino vibrosužadintuvo sinchronizacijai naudojama tampri grandis.

Skaitmeninio tyrimo rezultatai rodo, kad sinchronizuojanti tampri grandis priverčia svyruoti abu darbo kūnus pagal dėsnį, kuris buvo būdingas nepriklausomai dirbantiems darbo kūno virpesiams kameroje, kur formavosi virpesiai su didesne amplitude.

Esant sinchronizuojančiai spyruoklei, ji visada priverčia judėti darbo kūnus vienodu dažniu ir viena faze.

Skaitmeninio tyrimo rezultatai rodo, kad išėjimo į sinchroninį darbo režimą laikas, po kurio nusistovi vieno dažnio virpesiai, esant sinchronizuojančiai grandžiai, didėja. Šiuo atveju nepriklausomu režimu dirbančių darbo kūno virpesių dažnių skirtumas taip pat didėja. Kol šis dažnių skirtumas mažesnis negu 1,5 karto, virpesių sinchronizacija įvyksta pirmojo virpesių ciklo metu. Skaičiavimai parodė, kad, kai dažnių skirtumas tampa lygus ir didesnis nei 2 kartai, vienoje iš kamerų nusistovi neharmoninio tipo autovirpesiai.

Nustatyta, kad sinchronizuojanti grandis gali priversti darbo organus svyruoti vieno dažnio autovirpesių režimu, net ir tais atvejais, kai nepriklausomai dirbant darbo kūnams vienoje iš kamerų virpesiai buvo gęstantys. Tačiau kitoje kameroje darbo kūnas turi svyruoti autovirpesių režimu, o jo autovirpesių amplitudė turi būti nemažesnė už pradinę gęstančių virpesių amplitudę.

Skaičiavimai įrodo, kad sinchronizuojančios tamprios grandies fizikiniai parametrai turi įtakos sinchronizavimo laikui bei nusistovėjusių virpesių charakteristikoms. Mažėjant sinchronizuojančios grandies slopinimo konstantai K , darbo kūnai ima virpėti didesne amplitude ir mažesniu dažniu, o vieno dažnio autovirpesiai nusistovi po didesnio laiko tarpo.

4. PNEUMATINIO VIBROSUŽADINTUVO ANT ORO PAGALVĖS EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

4.1 Įvadas.

Skyriuje pateikiami vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo ant oro pagalvės ir dviejų vibrosužadintuvų, sujungtų sinchronizuojančiu kanalu, eksperimentiniai darbo režimų ir pereinamųjų procesų tyrimai, kai paduodamas slėgis yra pastovus. Kiekvieno eksperimentinio tyrimo, kuris aprašytas atskiruose poskyriuose, pabaigoje pateiktos išvados.

4.2 Vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo eksperimentinis tyrimas.

Šiame poskyryje pateikiami vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo eksperimentiniai darbo režimų ir pereinamųjų procesų tyrimai.

Šio poskyrio tikslas yra nustatyti mechaninės sistemos, susidedančios iš vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo, darbo kūno autovirpesių charakteristikas, esant tam tikriems sistemos geometriniams ir dinaminiam parametrams.

4.2.1 Vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė.

Vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo eksperimentinis tyrimas buvo atliktas naudojant įrangą ir metodiką, aprašytą 2.3 skyriuje. Eksperimento metu atlikti matavimai, siekiant nustatyti:

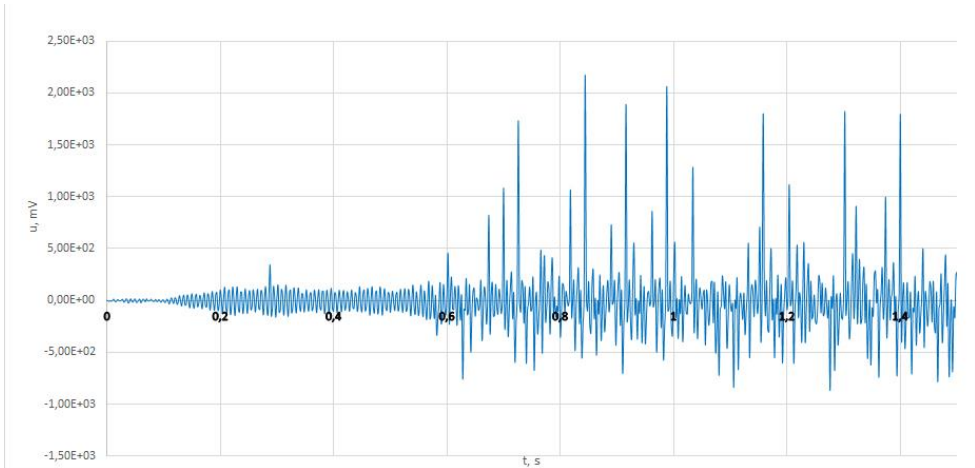
- kaip skirtingi paduodamo suspausto oro slėgiai lemia virpesių charakteristikas, esant tam tikriems sistemos geometriniams ir dinaminiam parametrams;
- kaip virpanti masė keičia darbo kūno virpesių charakteristikas.

Pradiniai mechaninės sistemos duomenys ir gautų autovirpesių charakteristikos pateikiamos 4.1 lentelėje.

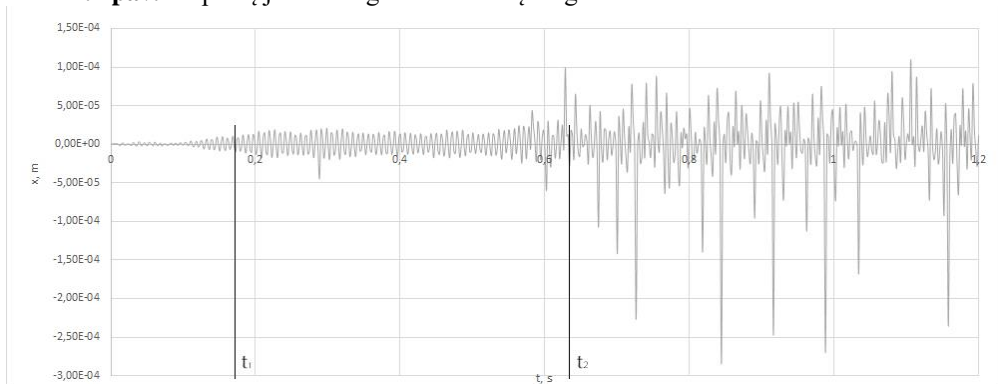
4.1 lentelė. Pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 pradiniai duomenys ir tyrimo rezultatai

Eil. Nr.	Eksperimento kodas	Masė		Kamera		Slėgis	Dažnis
		Nr.	m, kg	Nr.	$V_K, \times 10^{-6} \text{ m}^3$	$P_l, \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_l, \text{ Hz}$
1	M3K1-10	3	0,542	1	11,932	0,0-1,0	167
2	M1K1-01	1	0,966	1	11,932	1,0	1847
3	M1K1-02	1	0,966	1	11,932	2,0	1944
4	M1K2-01	1	0,966	2	18,840	2,0	1689
5	M1K2-01	1	0,966	2	18,840	2,7	1739
6	M1K3-01	1	0,966	3	14,437	2,0	1055
7	M1K3-02	1	0,966	3	14,437	3,0	1693
8	M2K1-01	2	0,729	1	11,932	1,0	1923
9	M2K1-02	2	0,729	1	11,932	2,0	1980
10	M3K1-01	3	0,542	1	11,932	1,0	2074
11	M3K1-02	3	0,542	1	11,932	2,0	2463

Pneumatinio vibrosužadintuvo, kurio parametrai 4.1 lentelėje, tyrimo metu buvo pamažu didinamas slėgis P_1 ir fiksuojamas išėjimo į autovirpesius momentas. Nustayta, kad laiko momentu $t_1 = 192$ ms fiksuojamas išėjimas į autovirpesių režimą, o nuo $t_2 = 672$ ms, kai paduodamo suspausto oro slėgis P_1 pasiekia $1,0 \times 10^5$ Pa, virpesių amplitudė ima pulsuoti. Gautų jutiklio signalų diagrama pateikta 4.1 pav., o pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokytis – 4.2 pav.



4.1 pav. Virpesių jutiklio signalo rezultatu diagrama.



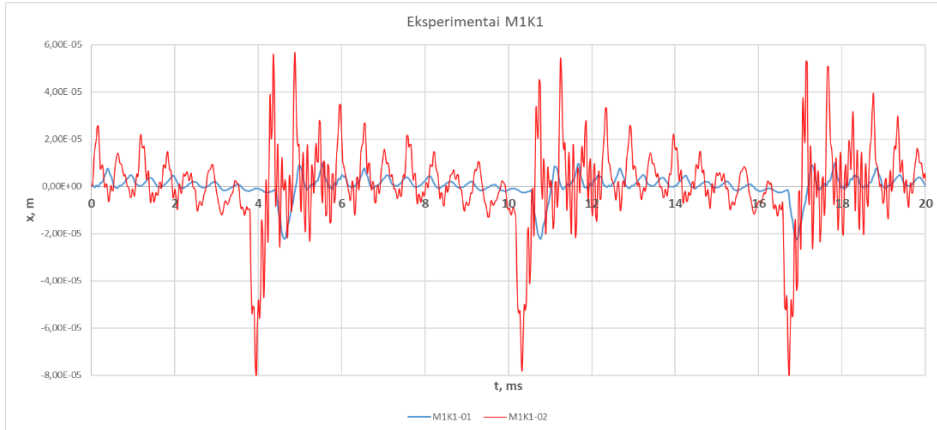
4.2 pav. Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių diagrama laiko intervale nuo 0 iki 1,2 s.

Iš 4.2 pav. matyti, kad didinant slėgį, auga virpesių amplitudė, o kai slėgis P_1 pasiekia $1,0 \times 10^5$ Pa, darbo kūnas ima virpėti autovirpesių režimu su pulsuojančia amplitudė. Ji kinta nuo $-5,0 \times 10^{-5}$ m iki $5,0 \times 10^{-5}$ m.

4.2.1.1 Slėgio įtaka vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiams.

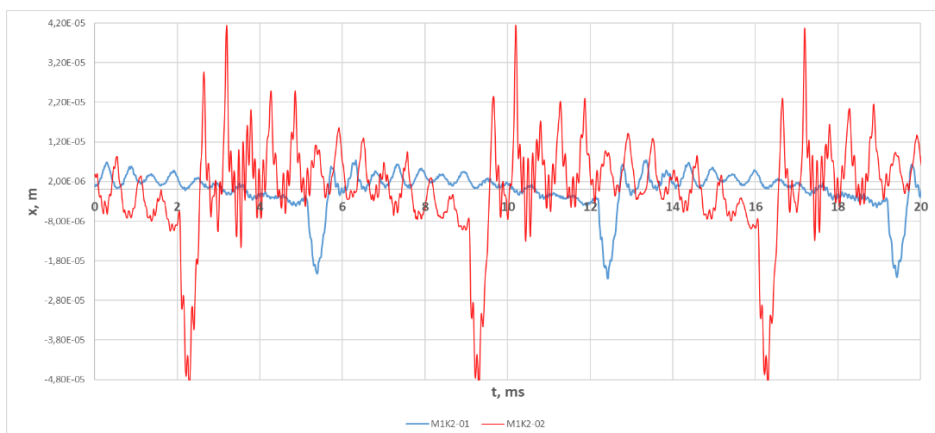
Eksperimentinių tyrimų M1K1, M1K2 ir M1K3 (tyrimai Eil.Nr.: 2, 3, 8, 9, 10, 11 iš 4.1 lentelės) metu prie tam tikrų vibrosužadintuvo VBK1 geometrinių parametru buvo keičiamas paduodamas slėgis.

Tyrimo M1K1-01 metu (duomenys tyrimui Eil.Nr. 2, 3 iš 4.1 lentelės) į vibrokamerą buvo paduodamas slėgis $P_I=1,0 \times 10^5$ Pa, o tyrimo M1K1-02 atveju - $P_I=2,0 \times 10^5$ Pa. Kaip parodė tyrimas, padidinus slėgį, autovirpesių zonoje apie 5-7 proc. padidėja darbo kūno virpesių dažnis (nuo 1847 Hz iki 1944 Hz), ir arti 3 kartų išauga virpesių amplitudžių pokytis (nuo $-4,05 \times 10^{-6}$ m– $1,45 \times 10^{-5}$ m iki $-2,15 \times 10^{-5}$ m– $3,32 \times 10^{-5}$ m). Rezultatai - 4.3 pav.



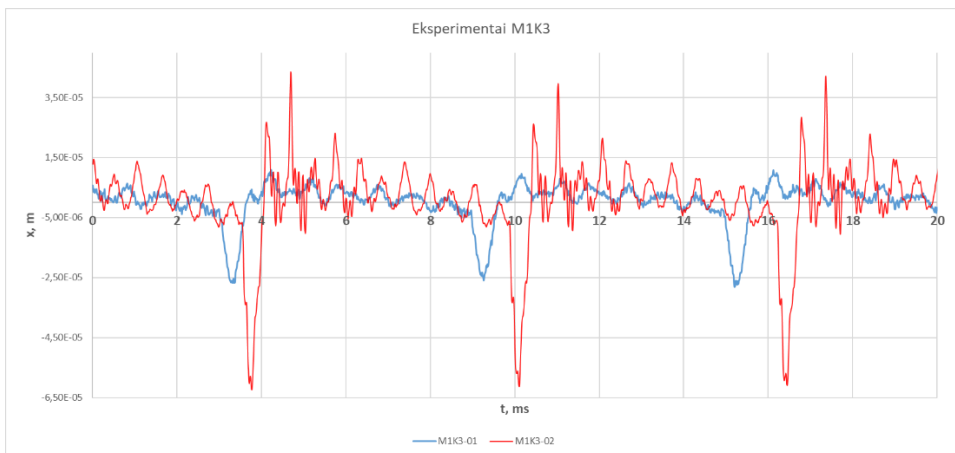
4.3 pav. Eksperimentinio tyrimo M1K1 rezultatai: pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių diagramos laiko intervale nuo 0 iki 20 ms.

Esant vibrosužadintuvo kamrai Nr.2, kurios tūris $V_K=18,840 \times 10^{-6}$ m³, buvo atlikti eksperimentai M1K2-01 ir M1K2-02 (duomenys tyrimui Eil.Nr. 4, 5 iš 4.1 lentelės). Kol paduodamas slėgis $P_I < 2,0 \times 10^5$ Pa, autovirpesių pasiekti nepavyksta. Tyrimui parinktos slėgio reikšmės: $P_I=2,0 \times 10^5$ Pa ir $P_I=2,7 \times 10^5$ Pa. Padidinus slėgį, autovirpesių zonoje apie 3-5 proc. padidėja darbo kūno virpesių dažnis (nuo 1689 Hz iki 1739 Hz), ir arti 2,1 karto išauga virpesių amplitudžių pokytis (nuo $-4,14 \times 10^{-6}$ – $7,13 \times 10^{-6}$ m iki $-1,46 \times 10^{-6}$ – $2,23 \times 10^{-5}$ m). Rezultatai - 4.4 pav.



4.4 pav. Eksperimentinio tyrimo M1K2 rezultatai: pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių diagramos laiko intervale nuo 0 iki 20 ms.

Esant vibrosužadintuvo kamerai Nr.3, kurios tūris $V_k=14,437\times 10^{-6}$ m³, buvo atlikti eksperimentai M1K3-01 ir M1K3-02 (duomenys tyrimui Eil.Nr. 6, 7 iš 4.1 lentelės). Kol paduodamas slėgis $P_I < 1,8\times 10^5$ Pa, autovirpesių pasiekti nepavyksta. Tyrimui parinktos slėgio reikšmės: $P_I=2,0\times 10^5$ Pa ir $P_I=3,0\times 10^5$ Pa. Kaip parodė tyrimas, padidinus slėgį, autovirpesių zonoje apie 50-60 proc. padidėja darbo kūno virpesių dažnis (nuo 1055 Hz iki 1693 Hz), ir apie 2,6 kartus išauga virpesių amplitudžių pokytis (nuo $-2,05\times 10^{-6}$ – $8,36\times 10^{-6}$ m iki $-5,87\times 10^{-6}$ – $21,77\times 10^{-6}$ m). Rezultatai 4.5 pav.



4.5 pav. Eksperimentinio tyrimo M1K3 rezultatai: pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių diagramos laiko intervale nuo 0 iki 20 ms.

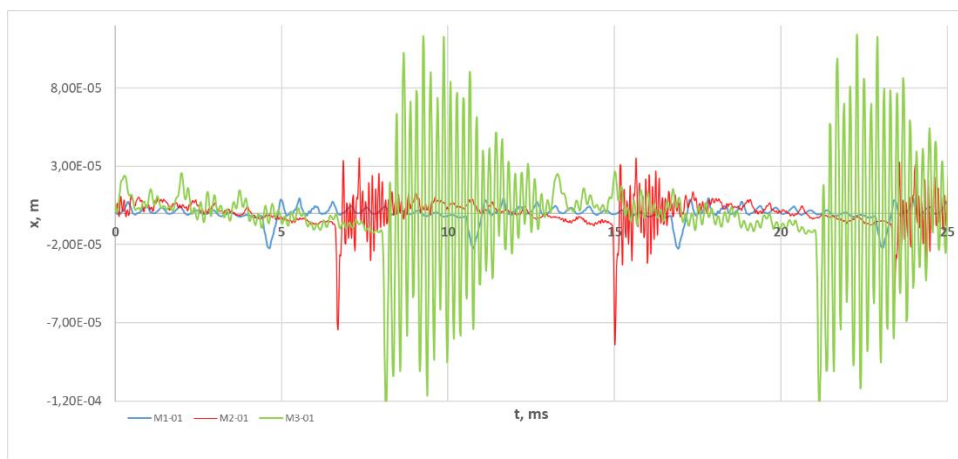
Pagal gautus eksperimentinius tyrimus galima padaryti tokias **išvadas**:

- perėjimo į autovirpesių režimą metu stipriai padidėja (arti 10 kartų) virpesių dažnis (įvyksta tamprios pakabos ir virpančios masės rezonansas), kuris esant paduodamo slėgio reikšmėms $P_I < 3,0\times 10^5$ Pa, siekia iki 2500 Hz;
- didinant paduodamo slėgio reikšmę autovirpesių zonoje, palyginti nežymiai didėja (iki 5 proc.) autovirpesių dažnis, tačiau virpesių amplitudė išauga iki 3 kartų;
- didėjant vibrosužadintuvo žadinimo kameros tūriui, mažėja darbo kūno autovirpesių dažnis.

4.2.1.2 Masės įtaka vibrosužadintuvo darbo kūno virpesiams.

Eksperimentų M1K1, M2K1 ir M3K1 metu, esant vibrosužadintuvo VBK1 žadinio kamerai Nr.1, buvo keičiama darbo kūno masė ir fiksuojami virpesiai prie dviejų paduodamo slėgio reikšmių.

Tyrimuose M1K1-01, M2K1-01 ir M3K1-01 (duomenys tyrimui Eil.Nr. 2, 8, 10 iš 4.1 lentelės), esant skirtingoms darbo kūno masės reikšmėms, į vibrokamerą paduodamas slėgis $P_I=1,0\times 10^5$ Pa. Kaip parodė tyrimų rezultatai, 1,78 karto sumažėjus virpančiai masei, beveik 1,12 karto padidėja darbo kūno virpesių dažnis ir išauga virpesių amplitudžių pokytis. Rezultatai 4.6 pav.



4.6 pav. Eksperimentų M1K1-01 (*mėlyna kreivė*), M1K2-01 (*raudona kreivė*), M1K3-01 (*žalia kreivė*) rezultatai: pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių diagramos laiko intervale nuo 0 iki 25 ms.

Tyrimuose M1K1-02, M2K1-02 ir M3K1-02 (duomenys tyrimui Eil.Nr. 3, 9, 11 iš 4.1 lentelės) esant skirtingoms darbo kūno masės reikšmėms, į vibrokamerą paduodamas slėgis $P_1=2,0 \times 10^5$ Pa. Pagal rezultatus, 1,78 karto sumažėjus virpančiai masei, apie 1,27 karto padidėja darbo kūno virpesių dažnis, išauga virpesių amplitudžių pokytis ir tamprios pakabos savųjų virpesių įtaka. Rezultatai 4.7 pav.



4.7 pav. Eksperimentų M1K1-02 (*mėlyna kreivė*), M1K2-02 (*raudona kreivė*), M1K3-02 (*žalia kreivė*) rezultatai: pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių diagramos laiko intervale nuo 0 iki 25 ms.

Pagal gautus eksperimentinius tyrimus galima padaryti tokias **išvadas**:

- darbo kūno virpesių diagramose stebimi vibrosužadintuvo ir pakabos savieji virpesiai;
- mažėjant virpančiai masei, didėja autovirpesių amplitudė ir dažnis;
- didėjant paduodamam slėgiui, didėja autovirpesių amplitudė ir dažnis.

Vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo eksperimentinių tyrimų išvados.

Atlikus pneumatinio vibrosužadintuvo VBK1 eksperimentinius tyrimus, galima padaryti šias išvadas:

- darbo kūno autovirpesių diagramose galima stebėti ir vibrosužadintuvo pakabos savųjų virpesių įtaką;
- prie tirtų geometrinių vibrosužadintuvo parametrų ir esant paduodamo suspausto oro slėgio reikšmėms iki $3,0 \times 10^5$ Pa, gaunami autovirpesiai, kurių dažnis siekia 2500 Hz;
- didinant paduodamo slėgio reikšmę autovirpesių zonoje, palyginti nežymiai didėja (iki 5 proc.) autovirpesių dažnis, tačiau virpesių amplitudė gali išaugti 3 kartus;
- didinant žadinimo kameros tūrį, mažėja darbo kūno autovirpesių dažnis;
- išėjimo į autovirpesių režimą laikas trumpėja, didėjant paduodamam slėgiui;
- didėjant autovirpesių dažniui, mechaninės sistemos autovirpesiai artėja prie rezonanso.

Eksperimentinio ir teorinio tyrimo rezultatai rodo kokybinį sutapimą: didinant paduodamo slėgio reikšmę didėja autovirpesių dažnis ir amplitudė, o didinant kameros tūrį, autovirpesių dažnis mažėja.

4.3 Dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos eksperimentinis tyrimas.

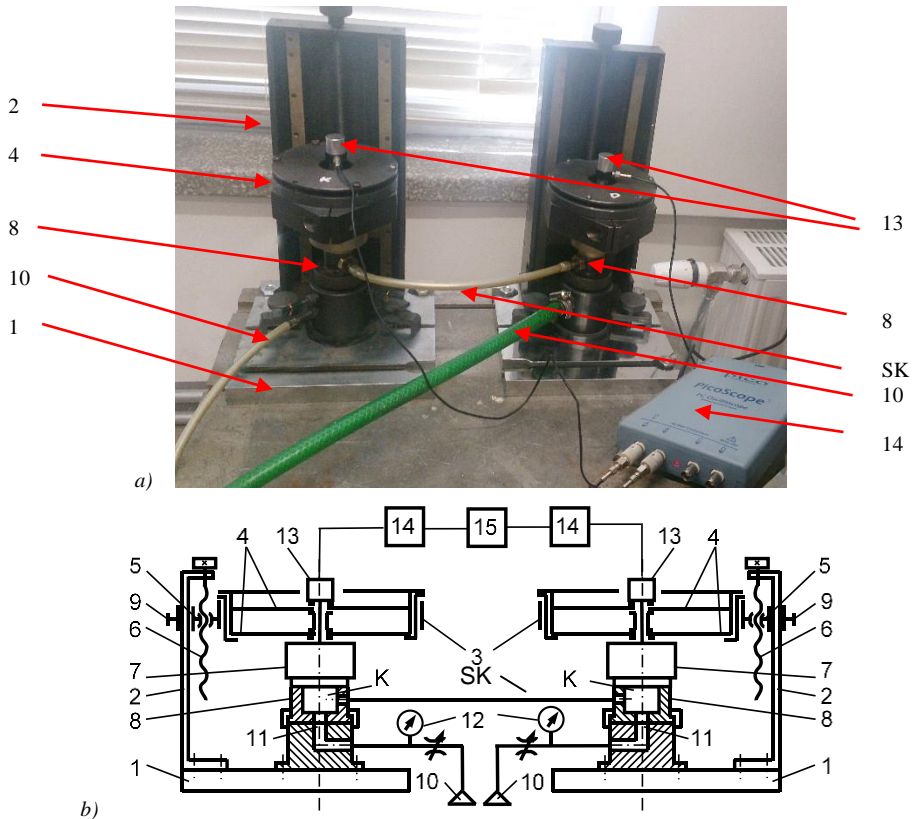
Skyriuje pateikiami dviejų vibrosužadintuvų, sujungtų sinchronizuojančiu kanalu, eksperimentiniai darbo režimų ir pereinamųjų procesų tyrimai, kai paduodamas slėgis yra pastovus.

Šio skyriaus tikslas yra nustatyti mechaninės sistemos, susidedančios iš dviejų vibrosužadintuvų, darbo kūno autovirpesių charakteristikas, esant tam tikriems sistemos geometriniams ir dinaminiais parametrams.

4.3.1 Vibrosužadintuvų sinchronizacijos eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė.

Dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos eksperimentinio tyrimo metodika aprašyta skyriuje 2.4. Dviejų vibrosužadintuvų virpesių charakteristikų sinchronizacijos laikas, virpesių amplitudės ir fazės buvo matuojamos ir užrašomos aparatūra, kuri parodyta 4.8 a pav., o principinė tokios mechaninės sistemos schema pateikta 4.8 b pav.

Eksperimento metu atlikti matavimai, siekiant nustatyti, kaip sinchronizuojantis kanalas lemia virpesių charakteristikas, esant tam tikriems sistemos geometriniams ir dinaminiais parametrams.



4.8 pav. Dviejų vibrosužadintuvų ant oro pagalvės tyrimo stendas: a) - bendras vaizdas, b) - stendo konstrukcijos struktūrinė ir matavimo įrangos blokinė schema: 1 - pagrindas, 2 – stovas, 3 – laikiklis, 4 – plokščios spyruoklės (pakaba), 5 – kreipiančiosios, 6 – sraigtas, 7 – keičiama masė, 8 – virpesių sužadintuvas su kamera K, SK – sinchronizacijos kanalas, 9 – aukščio fiksatorius, 10 – suspausto oro sistema, 11 – droselis, 12 – manometras, 13 – jutiklis (akcelerometras KD35a 70292), 14 - matavimo įranga (vibrometras PicoScope 3423), 15 – personalinis kompiuteris.

Pradiniai mechaninės sistemos duomenys ir gautų autovirpesių charakteristikos pateikiamos 4.2 lentelėje.

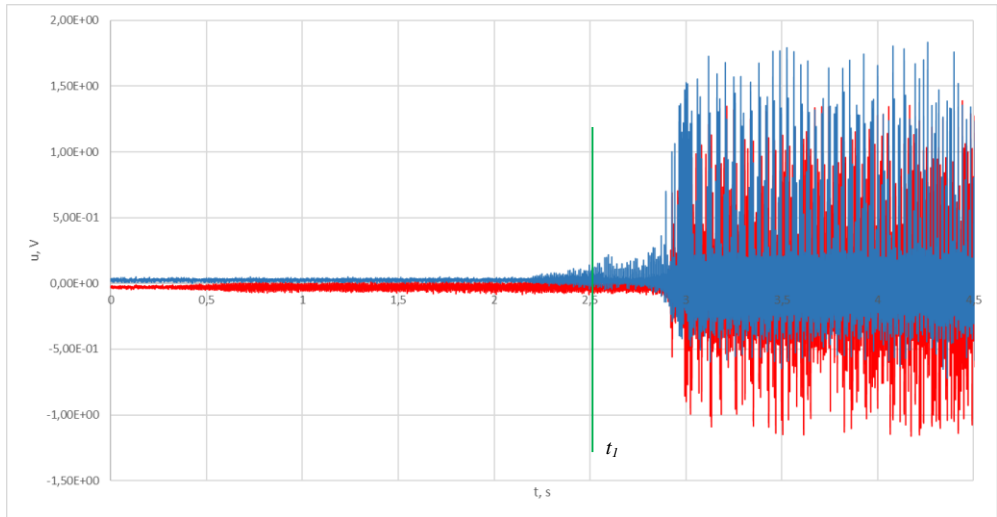
4.2 lentelė. Pneumatinio vibrosužadintuvų VBK1 pradiniai duomenys ir tyrimo rezultatai

Eil. Nr.	Vibrosužadintuvo kodas	Masė		Kamera		Slėgis $P_i, \times 10^5 \text{ Pa}$	Dažnis $f_i, \text{ Hz}$
		Nr.	$m, \text{ kg}$	Nr.	$V_K, \times 10^{-6} \text{ m}^3$		
1	VBK1	1	0,966	1	11,932	2,5	964
	VBK2	2	0,729	3	14,437	6,0	979
2	VBK1	3	0,542	1	11,932	2,5	993
	VBK2	2	0,729	3	14,437	6,0	1028

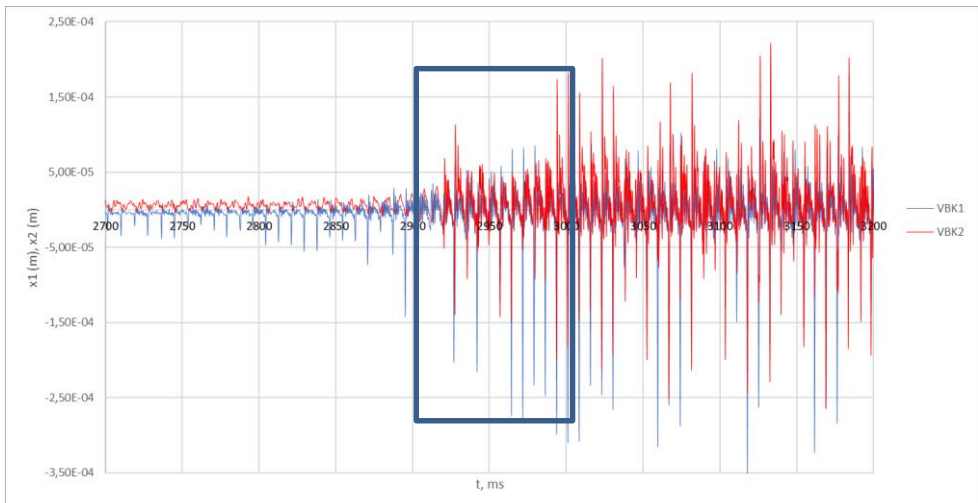
Pagal skyriuje 2.5 pateiktą metodiką eksperimentinių tyrimų metu vibrosužadintojui VBK2 nustatytos pakabos standumo koeficiento C ir pasipriešinimo

koeficiento K reikšmės: $C = 60606 \text{ N/m}$, $K = 27,82 \text{ kg/s}$. Sinchronizacijos kanalo ilgis $0,28 \text{ m}$, skersmuo $0,005 \text{ m}$.

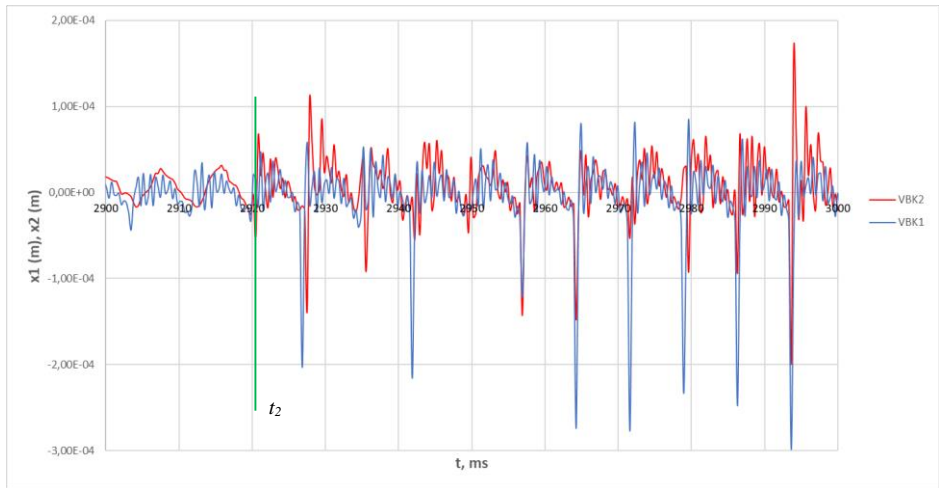
Pneumatinių vibrosužadintuvų, kurių parametrai 4.2 lentelėje Eil.Nr.1, tyrimo metu į kameras vienu metu buvo paduodamas slėgis $P_1 = 2,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ir $P_2 = 6,0 \times 10^5 \text{ Pa}$. Nustatyta, kad laiko momentu $t_0 = 2,5 \text{ s}$ vibrosužadintuvas VBK1 pradeda dirbti autovirpesių režimu, o kai $t_1 = 2,92 \text{ s}$, jis priverčia ir antrojo vibrosužadintuvo VBK2 darbo kūną dirbti autovirpesių režimu. Abu darbo kūnai virpa sinchroniškai, viena faze, amplitudės autovirpesių zonoje svyruoja intervale nuo $-5,82 \times 10^{-7} \text{ m}$ iki $10,48 \times 10^{-7} \text{ m}$. Gautų jutiklio signalų diagrama pateikta 4.9 pav., o pneumatinių vibrosužadintuvų darbo kūno virpesių amplitudžių pokytis – 4.10 ir 4.11 pav.



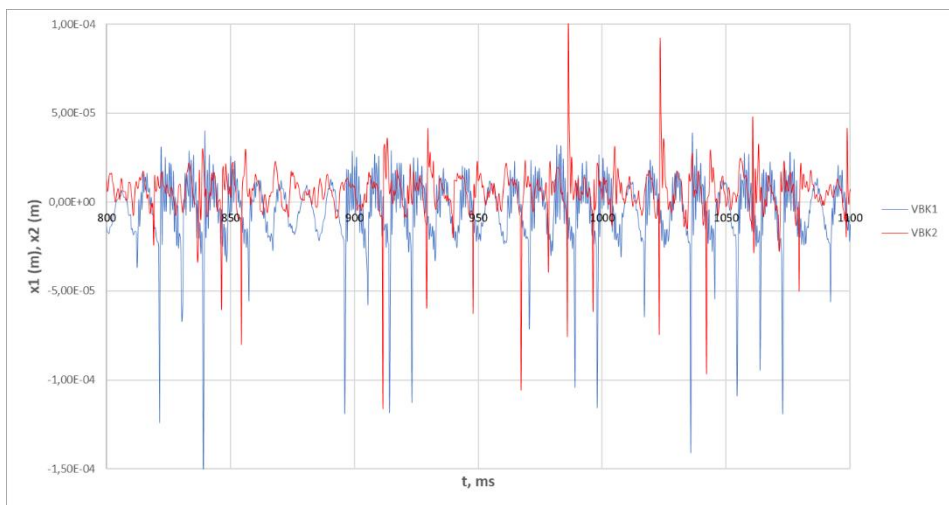
4.9 pav. Eksperimentinio tyrimo Nr.1 jutiklio signalų diagrama.



4.10 pav. Eksperimentinio tyrimo Nr.1 rezultatai: pneumatinių vibrosužadintuvų VBK1 ir VBK2 darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių (x_1 ir x_2) diagramos laiko intervale nuo 2,7 iki 3,7 s.



4.11 pav. Eksperimentinio tyrimo Nr.1 rezultatai (padidintas 6.17 pav. fragmentas): pnematinų vibrosužadintuvų VBK1 ir VBK2 darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių (x_1 ir x_2) diagramos laiko intervale nuo 2,9 iki 3,0 s.



4.12 pav. Eksperimentinio tyrimo Nr.2 rezultatai: pnematinų vibrosužadintuvų VBK1 ir VBK2 darbo kūno virpesių amplitudžių pokyčių (x_1 ir x_2) diagramos laiko intervale nuo 0,8 iki 1,1 s.

Eksperimentinio tyrimo metu, kai naudojami pneumatinių vibrosužadintuvų parametrai, nurodyti 4.2 lentelėje Eil. Nr.2, buvo sumažinta virpanti masė vibrosužadintuvui VBK1. Paduodant tą patį slėgį, abu darbo kūnai virpa autovirpesių režimu, tačiau didesniais dažniais ir priešfaze. Amplitudės autovirpesių zonoje svyruoja nuo $-3,32 \times 10^{-5}$ m iki $3,77 \times 10^{-5}$ m (VBK1) ir nuo $-1,95 \times 10^{-5}$ m iki $4,05 \times 10^{-5}$ m (VBK2). Pneumatinio vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių amplitudžių pokytis laiko intrevale nuo 0,8 s iki 1,1 s pateiktas 4.12 pav.

Dviejų vibrosužadintuvų sinchronizacijos eksperimentinių tyrimų išvados.

Eksperimeniniai tyrimai, kai vibrosužadintuvai sujungti sinchronizuojančiu aerodinaminiu ryšiu ir paduodamas slėgis pastovus, parodė, kad vienas vibrosužadintuvas, dirbdamas autovirpesių režimu, esant sinchronizavimo kanalui, priverčia autovirpesių režimu dirbti kitą vibrosužadintuvą.

Aktyvavus sinchronizavimo kanalą, vibrosužadintuvai dirba sinchroniškai ir artimu dažniu. Nustatyta, kad autovirpesių fazė sutampa, kitais atvejais yra priešinga arba susidaro fazių skirtumas.

Šiuos dėsningumus patvirtina ir teorinis tyrimas.

Kitame skyriuje pateikiami pneumatinių vibropavarų ir jų elementų taikymo pavyzdžiai: sukurto roboto griebto su žengimo pavara, kurią sudaro pneumatinis autovirpesių režimu dirbantis vibrosužadintuvas, teorinis tyrimas; medžiagų su formos atmintimi pritaikymo vibrosužadintuvų konstrukcijoms tyrimas.

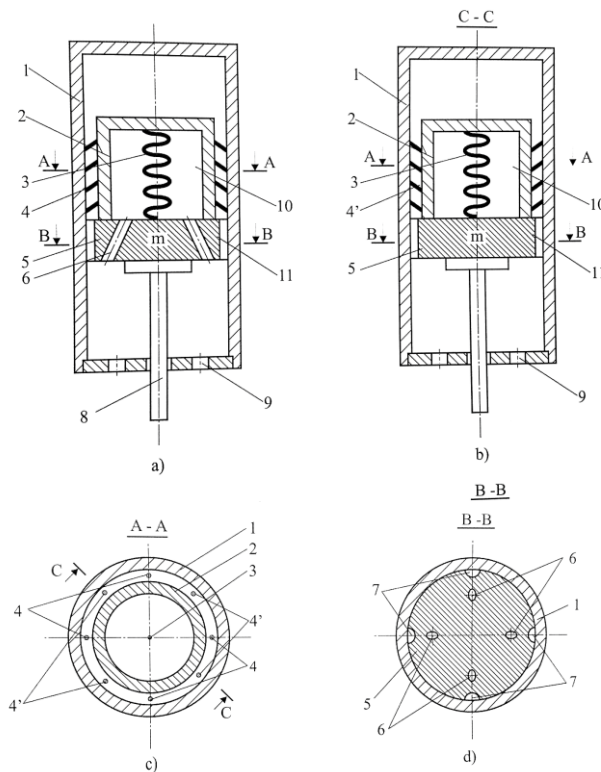
5. PNEUMATINIŲ VIBROSUŽADINTUVŲ TAIKYMAS

5.1. Roboto pneumatinės vibropavaros dinamikos tyrimas.

Šiame poskyryje tiriama roboto griebtas su pneumatine vieno laisvės laipsnio vibropavara, dirbančia autovirpesių režimu. Sudaryta netiesinė, pneumatinio vibrosužadintuvo pavaros dinamiką aprašanti diferencialinių lygčių sistema, atlikti darbo režimų tyrimai, rastos darbo kūno judėjimo priklausomybės nuo vibrosužadintuvo geometrinių ir mechaninės sistemos dinaminėms parametrams, nustatyta trinties jėgos įtaka ir priklausomybė nuo stabdančių adatų padėties, pagal duotus mechaninės sistemos parametrus rasta virpesių egzistavimo ir roboto veikimo sritis.

5.1.1 Vibropavaros schemas ir veikimo principo aprašymas.

Tiriama roboto pneumatinė pavara, galinti judėti tiesialinijiniu judesiu. Esminę šios pavaros dalį sudaro pneumatinis autovirpesių režimu veikiantis vibrokeitiklis.



5.1 pav. Pneumatinės roboto pavaros fragmentai: 1 – korpusas, 2 – vibrosužadintuvo cilindrinė stiklinė, 3 – spyruoklė, 4, 4' – adata, 5 – atrama, 6 – kiaurymės orui paduoti, 7, 9 – kiaurymės orui ištekėti, 8 – darbo kūnas (griebtas), 10 – kišenė, 11 – oro tarpelis, P_1 – paduodamas slėgis, α_1 - adatos tvirtinimo kampas.

Pavarą (žiūr. 5.1 pav.) sudaro cilindrinis roboto korpusas 1, kuriame yra patalpintas pneumatinis vibrokeitiklis. Vibrokeitiklį sudaro cilindrinė stiklinė 2, kurioje įmontuota spyruoklė 3. Spyruoklės viršutinės dalies galas yra nejudamai

pritvirtintas prie stiklinės 2 dugno, o apatinis – prie atramos 5. Atramoje 5 yra keturios kiaurymės 6 suspaustam orui P_1 paduoti. Šioje atramoje 5 suspausto oro išleidimui yra išpjautos šešios kiaurymės 7. Prie atramos 5 yra pritvirtinta grandis 8, kuri atlieka roboto darbo kūno vaidmenį. Prie išorinio stiklinės 2 cilindro paviršiaus simetriškai yra pritvirtintos keturios eilės adatų 4, kurios apatine dalimi remiasi į vidinę cilindrinio korpuso 1 dalį (šių adatų reguliavimo ir tvirtinimo mechanizmas brėžinyje nėra parodytas), taip pat keturios eilės adatų 4', kurių įtvirtinimo kryptis leidžia pavaros darbo kūno (griebto) grandžiai 8 judėti priešinga kryptimi. Kad grandis 8 galėtų judėti žemyn, šiuo atveju yra įtraukiamos adatos 4. Brėžinyje adatų įtraukimo mechanizmas nėra parodytas.

Pavaros veikimo principas yra toks (kai $m \gg m_1$ ir adatos 4 yra prispaustos tam tikra jėga F): suspaustas oras P_1 per kanalus 6 yra paduodamas į stiklinės 2 kišenę 10, kurioje slėgis didėja tol, kol nugali spyruoklės 3 tempimo jėgą. Padidėjusio slėgio jėgos veikiama stiklinė 2 pakyla, patraukdama ir strypą 8, ir per susidariusį oro tarpelį 11 ir kiaurymes 7, 9 suspaustas oras išteka į atmosferą. Slėgis kišenėje krenta ir stiklinės 2 spyruoklė 3, patraukdama atramą 5, uždaro oro tarpelį 11. Vėliau ciklas kartojasi. Tokių autovirpesių susidarymo mechanizmas smulkiau yra aprašytas darbuose [15-20, 24].

Susidarę autovirpesiai adatas 4 veikia taip, kad jos stumia stiklinę 2, o kartu ir griebtą 8 aukštyn (arba žemyn). Tiesialinijinio judesio kryptis priklauso nuo adatų orientavimo krypties.

Griebto 8 judėjimo greitis yra reguliuojamas paduodamu slėgiu P_1 , taip pat adatų 4 polinkio kampų α .

5.1.2 Roboto pneumatinės vibropavaros dinamikos lygtys.

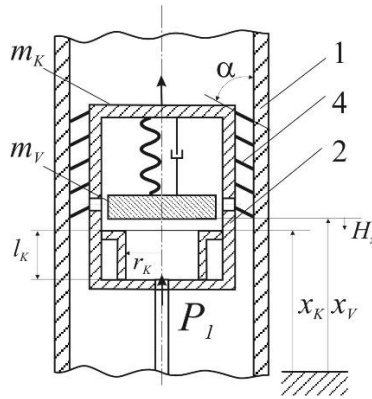
Sudarant matematinį modelį, naudojamas supaprastintas mechaninės sistemos judėjimo modelis (5.2 pav.), neatsižvelgiama į kryptinių adatų deformacijas, inerciją, sunkio ir trinties jėgas. Prie išorinio cilindro 2 paviršiaus simetriškai yra stacionariai pritvirtintos kelios eilės adatų 4, kurios apatine dalimi remiasi į vidinį vamzdžio korpuso 1 paviršių, sudarydamos su juo kampą α . Teigiama, kad cilindro korpusas 2 juda tik paduodamo slėgio P_1 kryptimi, o atgal judėti jam neleidžia adatos 4.

Antros rūšies (antrojo laipsnio) Lagranžo (Lagrange) lygtys [76, 77] tiriamai mechaninei sistemai gali būti aprašytos tokia forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_v} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_v} = Q_{x_v} \quad (5.1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_k} = Q_{x_k} \quad (5.2)$$

Čia T – mechaninės sistemos kinetinė energija, m_k – korpuso masė, x_k – korpuso poslinkis, m_v – vibruojanti masė, x_v – bendras vibruojančios masės poslinkis (vamzdžio atžvilgiu).



5.2 pav. Pneumatinė roboto pavarą: 1 – vamzdis, kuriuo juda roboto korpusas 2, 4 – adatos, m_K – korpuso masė, x_K – korpuso poslinkis, m_V – vibruojanti masė, x_V – bendras vibruojančios masės poslinkis, P_I – paduodamas slėgis, l_k – vibropavaros kameros aukštis, r_k – kameros spindulys, H_z - pradinis virpančios masės m_v įveržimas.

Tiriamos mechaninės sistemos kinetinė energija T turi išraišką:

$$T = \frac{1}{2} m_K \dot{x}_K^2 + \frac{1}{2} m_V \dot{x}_V^2 \quad (5.3)$$

o lygtims (5.1) ir (5.2) reikalingos išvestinės bus:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_V} \right) = \frac{d}{dt} (m_V \dot{x}_V) = m_V \ddot{x}_V \quad (5.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_K} \right) = \frac{d}{dt} (m_K \dot{x}_K) = m_K \ddot{x}_K \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_V} = 0 \quad \text{ir} \quad \frac{\partial T}{\partial x_K} = 0 \quad (5.6)$$

Vibruojančios masės poslinkis u korpuso atžvilgiu išreiškiamas lygtimi:

$$x_V = x_K + u \quad (5.7)$$

Jei spyruoklės standumo koeficientas C , mechaninės sistemos potencinė energija ir jos išvestinės bus išreiškiamos:

$$\Pi = \frac{1}{2} C (x_V - x_K)^2 \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_V} = C (x_V - x_K) \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_K} = -C (x_V - x_K) \quad (5.10)$$

Kai pasipriešinimo koeficientas K , disipatyvinės mechaninės sistemos funkcijos atitinkamai turės išraiškas:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_V} = K(\dot{x}_V - \dot{x}_K) \quad (5.11)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_K} = -K(\dot{x}_V - \dot{x}_K) \quad (5.12)$$

Įvertinus (5.9)-(5.12) lygtis, suminės jėgos Q_{xV} ir Q_{xK} aprašomos formulėmis:

$$Q_{xV} = F_V(P) - \frac{\partial \Pi}{\partial x_V} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_V} = F_V(P) - C(x_V - x_K) - K(\dot{x}_V - \dot{x}_K) \quad (5.13)$$

$$Q_{xK} = F_K(P) - \frac{\partial \Pi}{\partial x_K} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_K} = F_K(P) + C(x_V - x_K) + K(\dot{x}_V - \dot{x}_K) \quad (5.14)$$

Įstatę (5.4-5.6) ir (5.13) bei (5.14) išraiškas į antros rūšies Lagranžo lygtis (5.1), (5.2) gauname dviejų diferencialinių lygčių sistemą, aprašančią tiriamos mechaninės sistemos judėjimą:

$$\begin{cases} m_V \ddot{x}_V + K(\dot{x}_V - \dot{x}_K) + C(x_V - x_K) = F_V(P) \\ m_K \ddot{x}_K + K(\dot{x}_K - \dot{x}_V) + C(x_K - x_V) = F_K(P) \end{cases} \quad (5.15)$$

5.2 pav. pavaizduotai mechaninei sistemai pagal priimtas sąlygas galioja:

$$F_K(P) = -F_V(P) \quad (5.16)$$

Adatos neleidžia korpusui judėti atgal, t.y. atskirais atvejais korpusas nejuda $\dot{x}_K = 0$, o

$$\ddot{x}_K = K\dot{x}_V - C(x_K - x_V) - F_V(P) \quad (5.17)$$

Įvertinus aukščiau paminėtas formules ir tai, kad

$$F_V(P) = \pi r_k^2 (P_k - P_a), \quad (5.18)$$

tiriamos mechaninės sistemos judėjimą, aprašą (5.15) lygtimi, galima perrašyti į tokią lygčių sistemą:

$$\begin{cases} m_V \ddot{x}_V + K(\dot{x}_V - \dot{x}_K) + C(x_V - x_K + H_z) = \pi r_k^2 (P_k - P_a) \\ m_K \ddot{x}_K + K(\dot{x}_K - \dot{x}_V) - C(x_V - x_K + H_z) = -\pi r_k^2 (P_k - P_a) \end{cases} \quad (5.19)$$

H_z – pradinis virpančios masės m_V įveržimas, įtakoiantis visos sistemos standumą, P_k – suspausto oro slėgis kameroje, P_a – atmosferos slėgis ($P_a = 10^5$ Pa), K – pasipriešinimo koeficientas, C – standumo koeficientas, $x_V - x_K$ kameros darbinio kūno poslinkis.

Dujų debitas kameroje aprašomas lygtimis [65] pagal dujų masės pusiausvyros dėsnį:

$$\frac{dQ_k}{dt} = W_1 - W_2 \quad (5.20)$$

Čia Q_k – dujų kiekis kameroje, W_1 – į kamerą paduodamų dujų debitas, W_2 – iš kameros darbinio kūno kryptimi išstakančių dujų debitas. Bendruoju atveju dujų masė kameroje apskaičiuojama:

$$\frac{dQ_k}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_k^2 l_k + \pi r_a^2 x) \right] \quad (5.21)$$

Apibrėžiant dujų tekėjimą kameros viduje, priimta, kad procesas yra adiabatinis, o dujų tankis ir slėgis P_k nepriklauso nuo koordinatės. Pagal termodinamikos teoriją pagrindiniai dujų būsenos parametrai – slėgis p , tankis ρ ir temperatūra T susieti dujų būsenos lygtimi:

$$pV = R_0 T m / m_{mol} \quad , \quad (5.22)$$

kur V – dujų tūris, m – dujų masė, m_{mol} – dujų molinė masė, R_0 – univiersralioji dujų konstanta ($R_0 = 8,314 \text{ J/mol K}$). Įvertinus tai, kad $m/V = \rho$, o $R_0/m_{mol} = R \text{ (J/kg K)}$ – dujų konstanta, priklausanti nuo dujų tipo, (5.22) lygtį galima užrašyti:

$$p = \rho R T \quad (5.23)$$

Adiabatinio proceso metu slėgis ir tankis susieti formule:

$$\frac{p}{\rho^\beta} = const. \quad t.y. \quad \frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\beta \quad (5.24)$$

Mažėjant santykio p/p_0 reikšmei, dujų tekėjimo greitis didėja iki kritinio garso greičio lygio. Kritinis slėgių santykis iš energijos lygties gali būti išreikštas [65, 66]:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right)_{kr} = \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{\beta}{\beta-1}} = \lambda \quad (5.25)$$

Čia λ - kritinis slėgių santykis ($\lambda = 0,528$); $\beta = C_p/C_v = 1,405$. C_p – šilumos specifinio laidumo koeficientas esant pastoviam slėgiui; C_v – šilumos specifinio laidumo koeficientas esant pastoviam tūriui.

Įvertinus (5.23-5.25) lygtis ir pritaikius Sen-Venano ir Vanselio (De Saint Venant, Vantzel) lygtis nagrinėjamai sistemai, dujų srautą W_1 , patenkančią į kamerą ir srautą W_2 , išstakančią iš kameros, galima aprašyti lygtimis:

$$W_1 = \begin{cases} \mu_1 \pi r_1^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_1 P_1 \right)^{\frac{1}{2}} (P_k / P_1)^{1/\beta} \left[1 - (P_k / P_1)^{1-1/\beta} \right]^{1/2} \\ \text{kai } \lambda < P_k / P_1 < 1, \\ \mu_1 \pi r_1^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{1}{\beta-1}} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_1 \rho_1 \right]^{1/2}, \quad \text{kai } P_k / P_1 < \lambda, \end{cases} \quad (5.26)$$

$$W_2 = \begin{cases} \mu_2 \pi r_k^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_k P_k \right)^{1/2} (P_a / P_k)^{1/\beta} \left[1 - (P_a / P_k)^{1-1/\beta} \right]^{1/2} \\ \text{kai } \lambda < P_a / P_k < 1, \\ \mu_2 \pi r_k^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{1/\beta-1} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_k \rho_k \right]^{1/2}, \text{ kai } P_a / P_k < \lambda \end{cases} \quad (5.27)$$

Čia μ – dujų pasipriešinimą įvertinantys koeficientai: μ_1 – oro įtekėjimo į kamerą pasipriešinimo koeficientas; μ_2 – oro tekėjimo iš kameros pasipriešinimo koeficientas; ρ_l – paduodamo oro tankis.

Taigi, bendrą tiriamos mechaninės sistemos dinamiką galima aprašyti lygčių (5.19-5.20) sistema, kur naudojamos išraiškos (5.21), (5.26), (5.27).

Sprendimo metu pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistema suvedama į penkių pirmos eilės lygčių sistemą. Lygtims išspręsti naudojami Rungės-Kuto (Runge-Kutta) metodu pagrįsti būdai su kintamu arba fiksuotu integravimo žingsniu skaičiumi. Sprendimas realizuotas *MathCad* bazėje.

Diferencialinės lygtys aprašomos matricoje (5.28), kur laiko t atžvilgiu kintantys nariai kiekvienu laiko momentu perskaičiuojami atskirose procedūrose.

$$D(t, X) = \begin{bmatrix} \frac{dx_V}{dt} \\ \frac{d^2 x_V}{dt^2} \\ \frac{dx_K}{dt} \\ \frac{d^2 x_K}{dt^2} \\ \frac{dP_K}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ f_1(X_0, X_1, X_2, X_3, X_4) \\ X_3 \\ f_2(X_0, X_1, X_2, X_3, X_4) \\ f_3(X_0, X_2, X_4) \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

čia funkcijų f_1 ir f_2 išraiškos randamos iš (5.19), kraštinių sąlygų matrica: $(0, 0, 0, 0, P_a)$, o funkcija f_3 (slėgio vibropavaros kameroje pokytis per laiko t vienetą) išvedama iš (5.20), (5.21), (5.26) ir (5.27) lygčių:

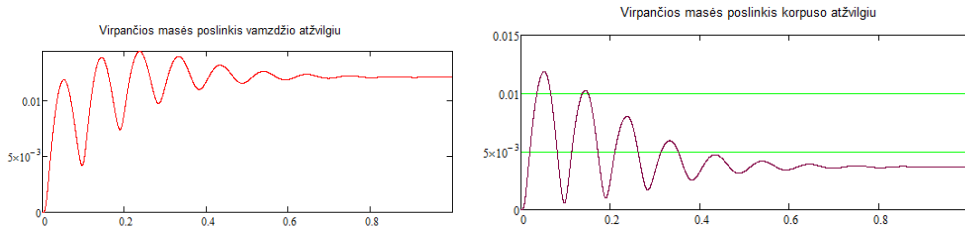
$$\frac{dP_k}{dt} = \left(\frac{W_1 - W_2}{\rho_l \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/\beta}} - S_a \frac{dx_V}{dt} \right) \times \left(\frac{\beta P_k}{S_k l_k + S_a (x_V - x_K + H_z)} \right) \quad (5.29)$$

5.1.3 Teorinio tyrimo rezultatai.

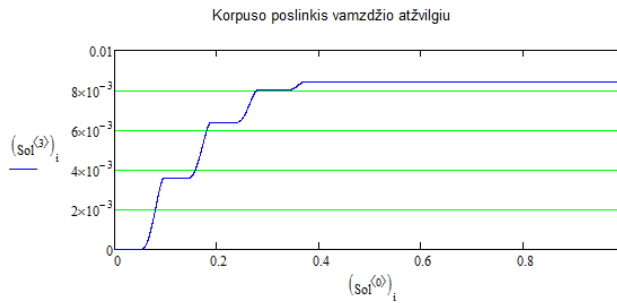
Skaitmeninio tyrimo metu buvo keičiami kameros geometriniai parametrai (r_k , l_k , r_l), į kamerą paduodamo slėgio P_l , virpančios masės m_V ir korpuso masės m_K reikšmės. Buvo priimta, kad spyruoklės standumo koeficientas (konstanta) $C=300$

N/m, pasipriešinimo (slopinimo) konstanta $K = 10 \text{ Ns/m}$, pradinis įveržimas $H_z = 0,1 \times 10^{-3} \text{ m}$, korpuso neveikia sunkio jėga ir jis juda tik viena kryptimi. Kitos pradinės sąlygos keičiasi, priklausomai nuo parinktų sistemos geometrinių ir dinaminių parametrų.

1. Esant duomenų rinkiniui $r_k = 25 \times 10^{-3} \text{ m}$, $r_a = 30 \times 10^{-3} \text{ m}$, $l_k = 60 \times 10^{-3} \text{ m}$, $r_l = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$, $P_l/P_a = 1,3$, $m_v = 0,5 \text{ kg}$, $m_K = 1,0 \text{ kg}$, vibrokeitiklyje nesusidaro autovirpesiai (5.3 b pav.), o ir roboto poslinkis nėra pastovus (5.4 pav.). Impulsą pasislinkti vamzdyje duoda didžiausi virpančios masės poslinkio maksimumai, tačiau virpančios masės virpesiams gęstant, robotas sustoja.



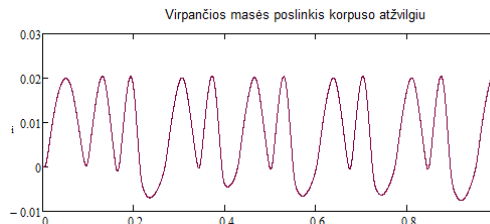
5.3 pav. Pneumatinės roboto pavaros virpančios masės poslinkis per laiką $t = 1 \text{ s}$: a - bendrasis poslinkis x_V , b - poslinkis korpuso atžvilgiu ($x_V - x_K + H_z$)



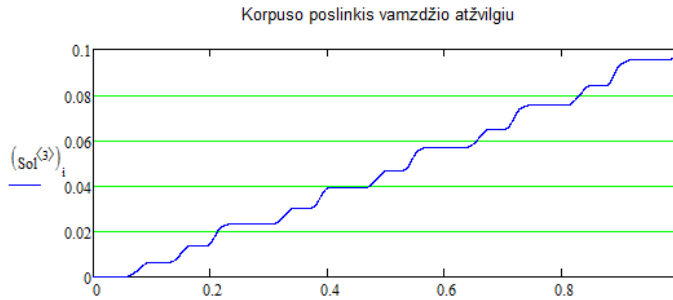
5.4 pav. Roboto poslinkis x_K per laiką $t = 1 \text{ s}$

Nekeičiant kitų parametrų ir tik didinant slėgį, kol virpanti masė neišeina į autovirpesių režimą, didėja jos svyravimų amplitudė ir atitinkamai padidėja roboto korpuso pirmieji žingsniai.

2. Nekeičiant vibropavaros kameros geometrinių parametrų: $r_k = 25 \times 10^{-3} \text{ m}$, $l_k = 60 \times 10^{-3} \text{ m}$, $r_l = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$ ir vibruojančios masės bei korpuso masės: $m_v = 0,5 \text{ kg}$, $m_K = 1,5 \text{ kg}$, padidintas paduodamas slėgis ($P_l/P_a = 2,0$), kad vibrokeitiklyje susidaro autovirpesiai (5.5 pav.). Roboto slinkimo charakteris pateiktas 5.6 pav.

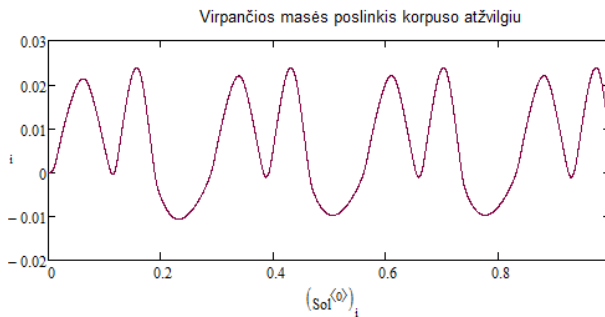


5.5 pav. Pneumatinės roboto pavaros virpančios masės poslinkis korpuso atžvilgiu per laiką $t = 1 \text{ s}$

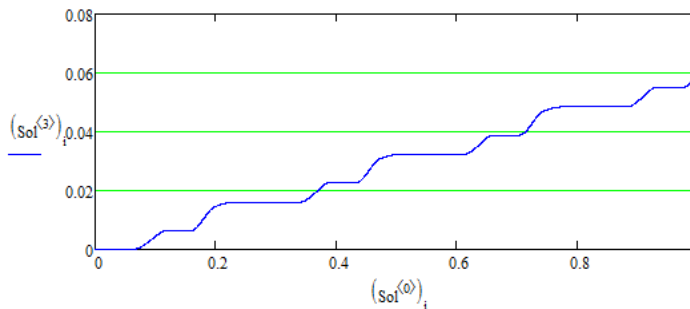


5.6 pav. Roboto poslinkis x_K per laiką $t = 1$ s

3. Palikus tą patį paduodamą slėgį ($P_l/P_a = 2,0$) ir didinant vibruojančios masės bei korpuso masės reikšmes: $m_V = 1,0$ kg, $m_K = 2,5$ kg, matyti, kad tai didina virpančios masės svyravimų periodą (5.7 pav.) bei turi įtakos per tą patį laiką padarytam roboto poslinkiui (5.8 pav.), kuris nuo 96×10^{-3} m sumažėja iki 60×10^{-3} m.

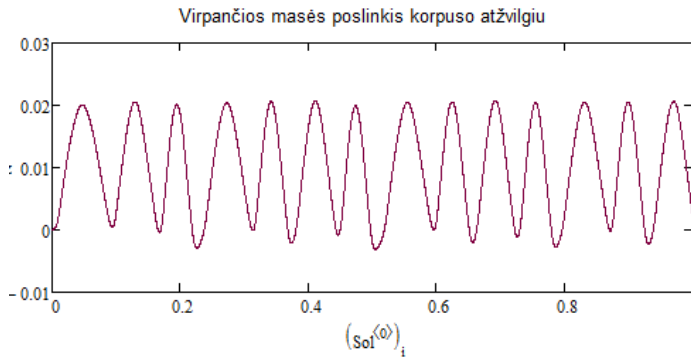


5.7 pav. Pneumatinės roboto pavaros virpančios masės poslinkis korpuso atžvilgiu per laiką $t = 1$ s

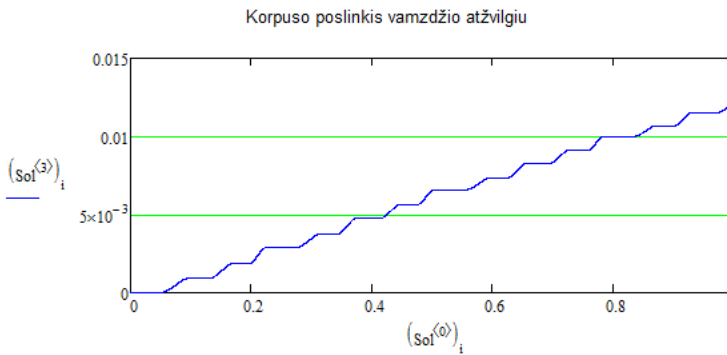


5.8 pav. Roboto poslinkis x_K per laiką $t = 1$ s

4. Didinant skirtumą tarp vibruojančios masės bei korpuso masės reikšmių: $m_V = 0,5$ kg, $m_K = 10$ kg, matyti, kad didėja virpančios masės dažnis (5.9 pav.), tačiau dėl išaugusios korpuso masės iki 12×10^{-3} m sumažėja roboto nueitas kelias (5.10 pav.).

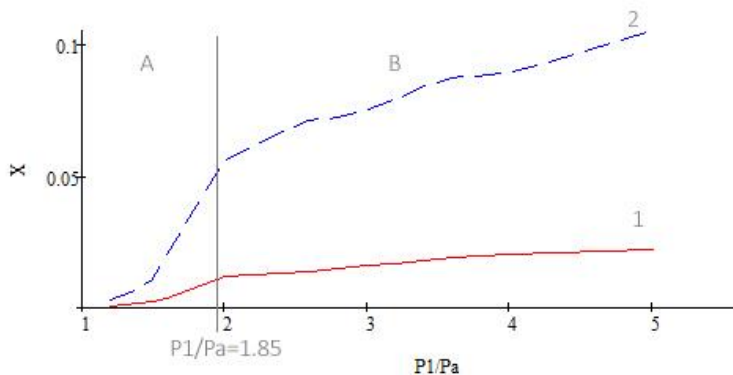


5.9 pav. Pneumatinės roboto pavaros virpančios masės poslinkis korpuso atžvilgiu per laiką $t = 1$ s



5.10 pav. Roboto poslinkis x_K per laiką $t = 1$ s

Nekeičiant mechaninės sistemos geometrinių parametrų ir tik didinant į vibrokeitiklį paduodamą slėgį, nustatyta roboto poslinkio per laiką $t=1$ s ir slėgių santykio P_1/P_a priklausomybė (5.11 pav.). Skaičiavimai atlikti, kai vibruojančios masės bei korpuso masės reikšmės atitinkamai yra: 1-oji kreivė - $m_V = 0,5$ kg, $m_K = 10$ kg, 2-oji kreivė - $m_V = 0,5$ kg, $m_K = 2$ kg.

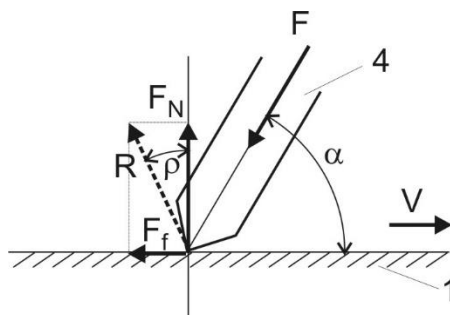


5.11 pav. Roboto poslinkio x_K per laiką $t = 1$ s priklausomybė nuo kintamo paduodamo slėgio P_1

Mechaninės sistemos virpanti masė išeina į autovirpesius, kai $P_I \approx 1.85P_a$. Kai paduodamo slėgio P_I reikšmės mažesnės (sritis A), kažkiek pasislinkęs robotas po tam tikro laiko sustoja – fiksuojami atvejai, panašūs kaip 5.4 pav.

5.1.4 Trinties jėgų įvertinimas.

Tiriant pavaros griebto judėjimą (5.1 pav.), reikia įvertinti trinties jėgas, atsirandančias tarp adatų 4 ir korpuso 1 vidinio paviršiaus. Šiuo atveju tai sausoji slydimo trintis, atsirandanti tarp kietų netepamų paviršių. 5.12 pav. pavaizduota supaprastinta adatos 4 lietimosi su vidiniu cilindro paviršiumi 1 schema.



5.12 pav. Adatos lietimosi su vidiniu cilindro paviršiumi fragmentas: 1 – vidinis vamzdžio korpusas, 4 – adata, α - adatos tvirtinimo kampas, ρ - trinties kampas, R – paviršiaus reakcija, pakrypusi trinties kampu nuo normalės F_N .

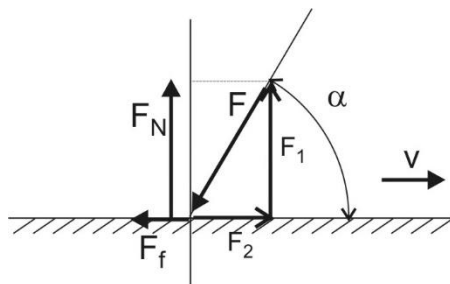
Veikiant adatą jėgai F , kuri su kūnų 1 ir 4 susilietimo plokštuma sudaro kampą α , atsiranda trinties jėga F_f , nukreipta priešinga kūno 4 slydimo kryptčiai v . Trinties jėga F_f apskaičiuojama pagal apytikslių Kulono formulę:

$$F_f = f_r F_N, \quad (5.30)$$

kur F_N yra slydimo paviršiaus normalė, f_r – slydimo trinties koeficientas. Kampas ρ yra trinties kampas, kurio didumas bus lygus:

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{F_f}{F_N} = f_r \quad (5.31)$$

Jėgą F , sudarančią $(90^\circ - \alpha)$ kampą su slydimo paviršiaus normale F_N , išskaidome į normalinį F_1 ir tangentinį F_2 komponentus, kaip parodyta 5.13 pav. Jėga F_2 stengiasi paslinkti kūną, o trinties jėga F_f – judėjimą sulaukyti.

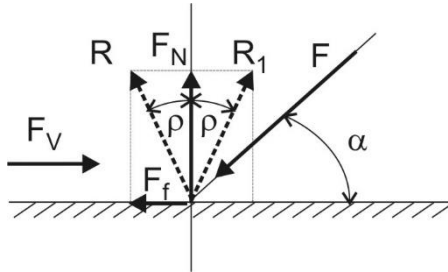


5.13 pav. Adatą veikiančios jėgos F išskaidymas į dedamąsias F_1 ir F_2 . α - adatos tvirtinimo kampas.

Kadangi jėgų F_N ir F_I vektorių ilgiai vienodi, t.y. $F_N = F_I$, pagal jėgų išdėstymą 5.13 pav. galima slydimo trinties jėgą F_f (5.30) išreikšti tokiu būdu:

$$F_f = f_v F \sin \alpha \quad (5.32)$$

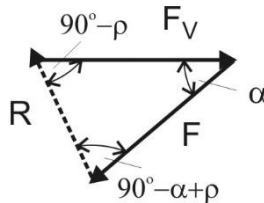
Tiriamu atveju, adatą veikianti jėga sukuria paviršiaus reakciją R , kuri pakrypusi trinties kampų ρ nuo paviršiaus normalės, o varančioji jėga yra $F_V(P, t)$ (5.14 pav.).



5.14 pav. Adatą veikiančios prispaudimo jėgos F ir varančiosios jėgos F_V porinis sprendimas. α - adatos tvirtinimo kampas, R , R_I – paviršiaus reakcija, pakrypusi trinties kampų ρ nuo paviršiaus normalės.

Jeigu kūnas slenka iš kairės į dešinę (varančios jėgos kryptimi), tai paviršiaus reakcija R nuo normalės yra pakrypusi į kairę. Kadangi jėgų kryptys žinomos, tai žinant varančiosios jėgos F_V dydį, lengvai nustatomi ir kitų dviejų jėgų dydžiai, panaudojant grafinę pusiausvyros sąlygą:

$$\vec{F}_V + \vec{F} + \vec{R} = 0 \quad (5.33)$$



5.15 pav. Jėgų trikampis kūnui slenkant iš kairės į dešinę.

Iš jėgų trikampio (5.15 pav.) analitiškai galima rasti dydį F .
Pagal sinusų teoremą:

$$\frac{F}{F_V} = \frac{\sin(90^\circ - \rho)}{\sin(90^\circ - \alpha + \rho)} = \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \quad (5.34)$$

Iš čia seka:

$$F = F_V \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \quad (5.35)$$

$$F_f = f_{tr} F_v \frac{\sin \alpha \cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \quad (5.36)$$

Įvertinant trinties jėgas, atsirandančias tarp adatų ir vamzdžio korpuso vidinio paviršiaus, tiriamos mechaninės sistemos judėjimą, aprašytą (5.19) lygtimi, galima perrašyti į tokią lygčių sistemą:

$$\begin{cases} m_v \ddot{x}_v + K(\dot{x}_v - \dot{x}_k) + C(x_v - x_k + H_z) = \pi r_k^2 (P_k - P_a) - F_f \\ m_k \ddot{x}_k + K(\dot{x}_k - \dot{x}_v) - C(x_v - x_k + H_z) = -\pi r_k^2 (P_k - P_a) + F_f \end{cases} \quad (5.37)$$

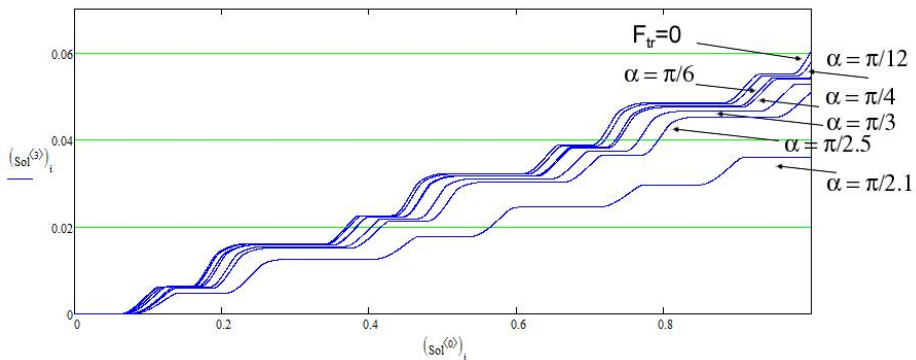
arba

$$\begin{cases} m_v \ddot{x}_v + K(\dot{x}_v - \dot{x}_k) + C(x_v - x_k + H_z) = \pi r_k^2 (P_k - P_a) \left(1 - f_{tr} \frac{\sin \alpha \cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \right) \\ m_k \ddot{x}_k + K(\dot{x}_k - \dot{x}_v) - C(x_v - x_k + H_z) = -\pi r_k^2 (P_k - P_a) \left(1 - f_{tr} \frac{\sin \alpha \cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \right) \end{cases} \quad (5.38)$$

Taigi, dabar bendrą tiriamos mechaninės sistemos dinamiką galima aprašyti lygčių (5.38) ir (5.20) sistema, kur naudojamos išraiškos (5.21), (5.26), (5.27), (5.31).

Skaitmeninio lygčių sistemos sprendimo metu buvo atliktos korekcijos f_1 ir f_2 išraiškose (5.28) ir *MathCad* bazėje nustatyta roboto poslinkio x_K priklausomybė nuo adatų pasvyrimo kampo α .

Tyrimo metu paimti pradiniai duomenys: paduodamas slėgis ($P_1/P_a = 2.0$), vibruojančios masės bei korpuso masės reikšmės $m_v = 1,0$ kg, $m_k = 2,5$ kg, slydimo trinties koeficientas paviršiams metalas su metalu $f_{tr} = 0,1$ [78]. 5.16 pav. pavaizduotas roboto poslinkis, esant skirtingoms adatų pasvyrimo kampo α reikšmėms.



5.16 pav. Roboto poslinkis x_K per laiką $t = 1$ s esant įvairioms adatų pasvyrimo kampo α reikšmėms.

Skaičiavimo rezultatai parodė, kad neįvertinus trinties jėgų tarp adatų ir vidinio vamzdžio korpuso paviršiaus, per 1 s buvo $x_K = 60 \times 10^{-3}$ m, o įvertinus trintį, mažėjo, priklausomai nuo adatų pasvyrimo kampo α . Teigiame, kad kai $\alpha \geq 90^\circ$, korpusas nejuda. Skaičiavimų rezultatai pateikti 5.1 lentelėje.

5.1 lentelė. Korpuso poslinkio priklausomybė nuo adatų pasvyrimo kampo.

α , rad	$\pi/12$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/2,5$	$\pi/2,1$	$\pi/2$
α , °	15	30	45	60	72	85,71	90
$x_K, \times 10^{-3}\text{m}$	57,91	54,25	53,85	52,81	51,10	36,02	-

Roboto judėjimo apribojimą pagal adatų pasvyrimo kampą galima dar sugriežtinti. Atsižvelgiant į jėgų išskaidymą, pateiktą 5.12 pav., matyti, kad kūnas slinks tuomet, kai

$$F_2 \geq F_f, \quad (5.39)$$

čia

$$F_2 = F \sin(90^\circ - \alpha) = F \cos \alpha \quad (5.40)$$

Atsižvelgiant į išraišką (5.32) ir

$$F \cos \alpha \geq f_{tr} F \sin \alpha \quad (5.41)$$

$$\text{ctg} \alpha \geq \text{tg} \rho, \quad (5.42)$$

tad griežtesnė slydimo sąlyga bus:

$$\alpha \leq 90^\circ - \rho \quad (5.43)$$

Čia trinties kampą ρ , žinant trinties koeficiento dydį, galima rasti iš išraiškos (5.31). Kai trinties koeficientas $f_{tr} = 0,1$, trinties kampas $\rho = 5,71^\circ$.

Roboto pneumatinės vibropavaros teorinių tyrimų išvados.

1. Roboto darbo kūno pneumatinė pavarą turi oro pagalvės ir autovirpesių režimą. Norint užtikrinti pavaros judėjimą, gali būti naudojamas tik pavaros autovirpesių režimas. Todėl šios pavaros darbas gali būti užtikrintas tik tam tikrame paduodamo slėgio diapazone lemiančiame virpančios sistemos autovirpesių režimą, ir esant tik tam tikroms pavaros geometriniais ir dinaminiais parametrams.

2. Skaitmeniniai skaičiavimai rodo, kad geometriniai ir dinaminiai sistemos parametrai turi reikšmingos įtakos visos mechaninės sistemos charakteristikoms.

3. Pavaros darbo kūno tiesialinijinio judėjimo greitis ir nueitas kelias priklauso nuo paduodamo slėgio, sistemos dinaminų ir geometrinių parametru.

4. Teorinio tyrimo rezultatai rodo, kad skaitmeniškai sumodeliuotas robotas teisingai reaguoja į pradinių duomenų pakeitimus.

5. Matematiniam modelyje, įvertinus trinties jėgą, tarp adatų ir vidinio vamzdžio korpuso paviršiaus rasta roboto griebto poslinkio priklausomybė nuo adatų pasvyrimo kampo.

6. Nustatyta adatų pasvyrimo sąlyga, prie kurios robotas gali judėti vamzdžiu.

7. Roboto griebto judėjimo kinematiniai parametrai gali būti reguliuojami ir keičiant adatų pasvyrimo (tvirtinimo) kampą bei jų prispaudimo prie vidinės sienelės

jėgą. Roboto darbo kūno judėjimo ypatumas tas, kad judėjimo greitis yra pulsuojantis, o pulsacijų parametrus lemia vibrosužadintuvo autovirpesių charakteristikos (amplitudė ir dažnis). Šis pulsavimas kai kuriose technologijose gali būti ypač naudingas.

5.2 poskyryje atliekamas reguliuojamų droselių ir žadinimo kamerų, sudarytų iš formos atmintį (FA) turinčių medžiagų, skirtų vibrosužadintuvų konstrukcijų elementams, tyrimas.

5.2 Išmaniųjų grandžių taikymas pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukcijoms.

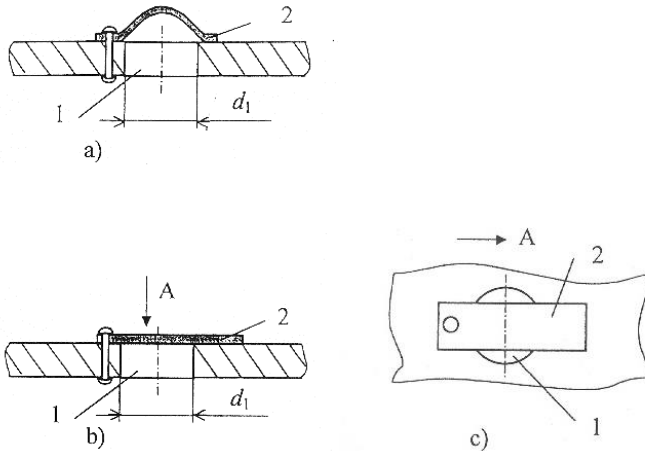
Pneumatinių pavarų konstrukcijoje galima panaudoti adaptyviasias medžiagas, pvz., medžiagas su formos atmintimi. Dėl ypatingų tokių medžiagų savybių galima supaprastinti sudėtingas pavarų konstrukcijas, padidinti visos sistemos efektyvumą. Parinkus atitinkamas medžiagas su FA, galima sukurti adaptyvias sistemas, kuriose pagrindines virpesių charakteristikas įmanoma reguliuoti, keičiant geometrinius parametrus. Šiame darbe tiriama pavara sudaryta iš adaptyvaus kintamo skerspjūvio droselio ir kintamo tūrio kameros, kurių grandys pagamintos iš formos atmintį turinčių medžiagų. Gauti fiksuoto dydžio dažnį ar amplitudę galima pakeitus kameros tūrį arba droselio skerspjūvį. Šiame darbe ištirta daugiafunkcinė vibropavara su adaptyviosiomis grandimis, atlikti tyrimai, siekiant praplėsti pneumatinių vibropavarų, dirbančių autovirpesių režimu, taikymo sritį, sudaryti jų parametrų skaičiavimo rekomendacijas.

5.2.1 Išmaniųjų medžiagų galimo taikymo pneumatinių vibrosužadintuvų konstrukciniams elementams metodika.

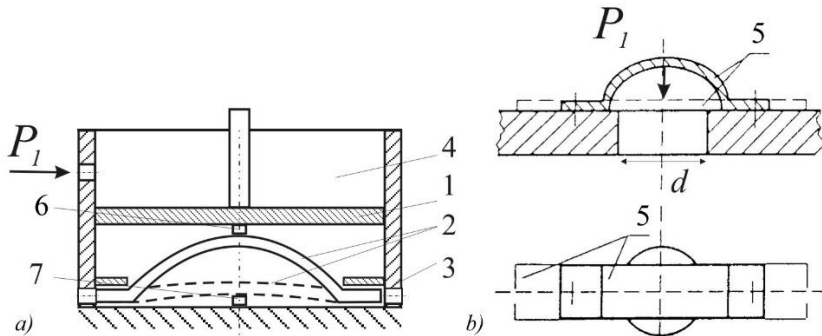
Toliau pateiktos kelios vibrosužadintuvų konstrukcijos su FA turinčiais elementais, kurie gali būti panaudoti kaip droseliavimo elementai (5.17 pav.) arba keičiamo tūrio kameros. Tokius keitiklius galima būtų naudoti vibraciniuose įrengimuose, pneumatinių amortizatorių konstrukcijose, mikrokompresoriuose, reguliavimo, valdymo, pozicionavimo prietaisuose.

Tokio tipo vibrosužadintuvo konstrukciniai elementai parodyti 5.18 pav., kur žadinimo kameroje įtvirtintas pavaros elementas 2 su formos atmintimi. Antras elemento galas pritvirtintas prie korpuso 3. Pavara 2 kontaktuoja su aušinimo 6 ir kaitinimo 7 elementais. Lanko 2 medžiagai pasiekus atvirkščio martensitinio virsmo temperatūrą, jis pradeda linkti į priešingą pusę (veidrodinio atspindžio link - brėžinyje pavaizduota punktyrine linija). Kai lankas pereina į priešingą padėtį, vyksta jo aušinimas. Lanko medžiagai pasiekus temperatūrą, žemesnę už fazinio virsmo temperatūrą, lankas veržiasi grįžti atgal.

Pneumatinio vibrosužadintuvo žadinimo kamerą sudaro droseliuojanti plokštelė, sumontuota pavara - keitiklis iš formos atmintį turinčios medžiagos, susidedantis iš stūmoklio, lanko formos elemento iš FA ir aušinimo bei kaitinimo elementų.



5.17 pav.: Pneumatinio vibrosužadintuvo droseliavimo kiaurymės konstrukcija: a) - konstrukcijos vaizdas iki droselio formos pasikeitimo, b) – vaizdas po droselio formos pasikeitimo, c) – konstrukcijos vaizdas iš viršaus. 1- droseliavimo kiaurymė, 2- elementas iš medžiagos, turinčios formos atmintį.



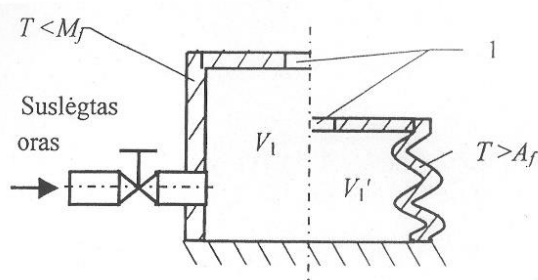
5.18 pav.: Pneumatinio vibrosužadintuvo konstrukcinių elementų su FA turinčiomis medžiagomis schema (a,b): 1 - stūmoklis, 2 - plokštelė iš medžiagos, turinčios FA, 4 - žadinimo kamera, 5 - lanko formos elementas iš FA, 6,7 - aušinimo ir kaitinimo elementai.

Šiame poskyryje pasiūlyta pneumatinė vibracinė sistema, kurios konstrukcinis elementas sudarytas iš adaptyvios kintamo tūrio žadinimo kameros. Jos grandis 2 (žr. 5.18 pav.) pagaminta iš formos atmintį (FA) turinčios medžiagos. Panaudoję tokią grandį iš medžiagos su FA, galime atsisakyti sudėtingos, aktyviai valdomos grįžtamojo ryšio mechaninės sistemos. FA turinčią medžiagą galima panaudoti ir vibrosužadintuvo adaptyviam droseliui, per kurį į žadinimo kamerą yra paduodamas slėgis P_1 (žr. 5.18 b) pav.). Tokioje sistemoje, esant tam tikriems slėgio parametrams, droseliuojanti kiaurymė, paduodant per ją slėgį P_1 , kaista. Nustatyta, kad temperatūrinis intervalas, kurio ribose vyksta medžiagos su FA tiesioginis ir atvirkštinis martensitinis virsmas, turi svyruoti 10-15 °C ribose [60]. Tai apsprendžia efektyvų droseliuojančios kiaurymės adaptyvumą sistemos žadinimo parametru pokyčiams realizuoti. Parinkus atitinkamas medžiagas su FA ir jų fizikinius

parametrus, galima sukurti adaptyvias pneumatines virpančias sistemas, kurias lengva pritaikyti prie besikeičiančių funkcinių reikalavimų.

Žinoma, tokios sistemos pritaikymo galimybės yra ribotos – reikalinga izoterminė aplinka. Jei darbo aplinkos temperatūra bus žymiai didesnė ar mažesnė, už plokštelės martensitinio virsmo temperatūrą, arba aplinkos temperatūra svyruos plačiame diapazone, teks naudoti priverstinio kaitinimo ir aušinimo sistemas.

Medžiagas su FA galima panaudoti kameros geometriniais parametrams keisti. Žinoma, tada sistema bus brangesnė, nes jos korpusas turės būti pagamintas iš lydinio su FA, todėl ekonominiu požiūriu tokią konstrukciją tikslinga naudoti mažų matmenų prietaisuose. Tokios konstrukcijos pavyzdys pateiktas 5.19 pav.



5.19 pav.: Pneumatinio vibrosužadintuvo korpusas iš FA turinčios medžiagos: l – droseliavimo kiaurymė, V_1 – kameros tūris iki martensitinio virsmo; V_1' – kameros tūris po martensitinio virsmo.

Norint aprašyti formos atmintį turinčios medžiagos dinamiką, reikalinga įvertinti:

- pakabos mechaninę struktūrą;
- histerezines priklausomybes tarp temperatūros ir deformacijų keitikliuose su FA;
- mechaninių įtempimų poveikį, kintant temperatūrai ir deformacijoms, keitikliuose su FA;
- šilumos perdavimą ir šiluminę talpą keitikliuose su FA.

5.2.2 Medžiagų su formos atmintimi pritaikymo vibrosužadintuvui teorinis tyrimas.

FA turinčioms medžiagoms būdingos dvi labai savitos charakteristikos, priklausančios nuo formuluotės: martensitinės FA medžiagos turi formos atminties efektą, o austenitinės FA medžiagos yra superelastiškos.

Pirmiausia, norint suprasti deformacijų energijos absorbavimą superelastiškose FA medžiagose ir pilnai panaudoti energijos absorbavimo galimybes, reikia nustatyti ryšius ir atlikti teorinius skaičiavimus.

Daugelį FA turinčių gaminių galima nagrinėti kaip vienos dimensijos formą, pvz., juosta, strypas, plokštelė. Sukurti modeliai kiekybiškai įvertina deformacijos

energijos absorbciją ir leidžia numatyti ribinį apkrovimą, reikalingą pradėti ir pabaigti įtempimų indukuotą martensitinės fazės transformaciją [40].

Tarkime, turime stačiakampio formos plokštelę, kurios ilgis L , plotis b ir storis h , kur ($b \ll L$, $h \ll L$). Vienos dimensijos vidinių kintamųjų sudėtinį matematinį modelį pasiūlė Brinsonas [63].

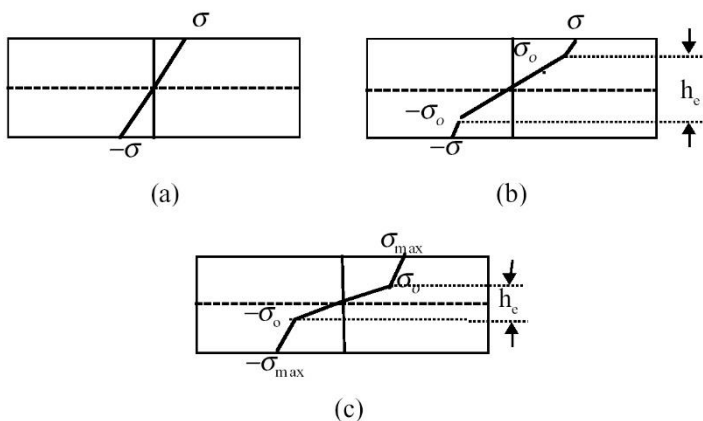
Pagal įtempimų priklausomybes nuo deformacijų [40] įtempimus galima užrašyti tokia forma:

$$\sigma_A = E_1 \varepsilon, \text{ kai } 0 < \varepsilon < \varepsilon_0 \quad (5.45)$$

$$\sigma_M = \sigma_0 + E_2(\varepsilon - \varepsilon_0), \text{ kai } \varepsilon_0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\max}, \quad (5.46)$$

kur σ_0 ir ε_0 yra atitinkamai įtempimas ir deformacija, prie kurių prasideda martensitinė transformacija. ε_{\max} yra maksimali atsistatančioji deformacija su atitinkančiu įtempimu σ_{\max} , o E_1 ir E_2 yra Jungo moduliai, atitinkamai prieš ir po įtempimų-indukuotos martensitinės fazės transformacijos.

Deformacijų pasiskirstymas plokštelėje nėra visiškai tiesinis. Supaprastintame modelyje medžiagos savybės kinta nuo martensitinių iki austenitinių virsmų išilgai plokštelės storio. Apkrovimo procesą lenkimo metu galima suskirstyti į tris stadijas. Pirmojoje FA bandinys yra austenito būklės išilgai viso savo storio, kol įtempimai išoriniuose sluoksniuose pasiekia σ_0 (įtempimų pasiskirstymas pavaizduotas 5.20 pav. a) dalyje). Antroji stadija – kai didinant krūvį, išoriniuose sluoksniuose prasideda įtempimų indukuota martensitinės fazės transformacija (5.20 pav. b). Įtempimų sukelta martensitinė sritis plečiasi, kol visa bandinio išorė tampa martensitinės būklės, kai tuo tarpu vidus vis dar austenitinis. Antroji stadija baigiasi, kai įtempimai ir deformacijos plokštelės išoriniuose sluoksniuose pasiekia atitinkamai σ_{\max} ir ε_{\max} (5.20 pav. c). Nuo šio taško prasideda plastinės deformacijos. Tai trečioji apkrovimo stadija. Plastinės deformacijos neįtraukiamos į energijos absorbcijos skaičiavimų modelį, tik atsižvelgiama, kad tai medžiagų su FA elastinė deformacija [40].



5.20 pav. Įtempimų pasiskirstymas plokštelėje su FA: a) pirmoji stadija – 100% austenitas; b) antroji stadija – austenitas viduje, martensitas bandinio išorėje; c) antrosios stadijos pabaiga [40].

Kadangi plokštelės apkrovimas turi tris atskiras stadijas, deformacijų energijos absorbuojimo mechanizmai jose irgi skiriasi.

Pirmojoje apkrovimo stadijoje, deformacijos energija yra elastiškai kaupiama austenite ($0 < \varepsilon < \varepsilon_0$), antrojoje stadijoje – elastiškai austenite ir įtempimų indukuotame martensite ($\varepsilon_0 < \varepsilon < \varepsilon_{max}$), o trečiojoje – elastiškai austenite ir įtempimų indukuotame martensite bei plastiškai martensite ($\varepsilon > \varepsilon_{max}$). Plokštelės deformacijos energija, sukaupta iki taško, kuriame išoriniai bandinio sluoksniai pasiekia ε_{max} ir σ_{max} , yra vadinama deformacijos energijos absorbuojimo talpa (galia).

Pirmojoje apkrovimo stadijoje deformacijų energija, kurią absorbuoja FA plokštelė, paprastai randama integruojant išilgai bandinio ilgio:

$$U = 2 \int_0^{L/2} \frac{M^2}{2E_1 I} dx \quad (5.47)$$

kur $I = bh^3/12$, M – yra taikomas momentas, o y – distancija iki neutralios ašies. Momento M_i , reikalingo pradėti martensitinės fazės transformaciją, maksimali deformacijos energija, kuri gali būti absorbuota iki įtempimų-indukuotos martensitinės fazės, yra:

$$U_i = \frac{6L}{E_1 bh^3} M_i^2 \quad (5.48)$$

Antrojoje apkrovimo stadijoje taikomas momentas kinta nuo martensitinę transformaciją sukeliančio momento M_i ir momento M_f , užbaigiančio martensitinę transformaciją ($M_i < M < M_f$). Plokštelės absorbuojama deformacijų energija yra randama:

$$U = bL\sigma_0\varepsilon_0 \left[\frac{h_e}{6} + (h - h_e) \left(\frac{E_2}{2E_1} - 1 \right) + \left(1 - \frac{E_2}{E_1} \right) \frac{h^2 - h_e^2}{2h_e} + \frac{E_2}{E_1} \frac{h^3 - h_e^3}{6h_e^2} \right] \quad (5.49)$$

Ir pagaliau įtempimų indukuota martensitinė frakcija pagal Brinsoną užrašoma:

$$\xi_s = \frac{1}{2} \cos \left\{ \frac{\pi}{\sigma_s^{cr} - \sigma_f^{cr}} \left[\sigma_0 \left(1 + \frac{E_2}{E_1} \left(\frac{2y}{h_e} - 1 \right) \right) \right] - \sigma_f^{cr} - C_M (T - M_s) \right\} + \frac{1}{2} \quad (5.50)$$

Pagal sukurtą modelį buvo atlikti energijos absorbuojimo galios (talpos) skaičiavimai. Jiems buvo imama plokštelė, kurio ilgis $L = 100 \times 10^{-3}$ m, storis $h = 2 \times 10^{-3}$ m ir plotis $b = 2 \times 10^{-3}$ m. Naudotos FA medžiagos savybės pateiktos 5.2 lentelėje.

Parametrai, naudojami supaprastintame Brinsono modelyje absorbuotos energijos skaičiavimams, pateikiami 5.3 lentelėje.

5.2 lentelė. FA medžiagos savybės [40].

Martensitinio virsmo startinė temperatūra, M_s	18,4°C
Martensito pabaigos temperatūra, M_f	9°C
Austenitinio virsmo startinė temperatūra, A_s	34,5°C
Austenito pabaigos temperatūra, A_f	49°C
Transformacijos konstanta, C_M	0,008 GPa/°C
Transformacijos konstanta, C_A	0,0138 GPa/°C
Transformacijos konstanta, σ_s^{cr}	0,1 GPa
Transformacijos konstanta, σ_f^{cr}	0,17 GPa

5.3 lentelė. Parametrai supaprastintam Brinsono modeliui [40].

Savybės	Superelastiškas FA lydinys	Martensitinis FA lydinys
Jungo modulis, E_1	67193 MPa	67000 MPa
Jungo modulis, E_2	907 MPa	678 MPa
Transformacijos pradinė deformacija, ε_o	0,647%	0,185%
Transformacijos pradinis įtempimas, σ_o	434,8 MPa	112,8 MPa
Transformacijos galutinė deformacija, ε_{max}	8,18%	8,8%
Transformacijos galutinis įtempimas, σ_{max}	503 MPa	182 MPa

Pagal gautas lygtis (5.49), (5.50) bei parametrus iš 5.3 lentelės skaitmeniškai įvertintas deformacijos energijos absorbavimas FA lydinyje tiek superelastiškumo, tiek martensitinėje būsenoje.

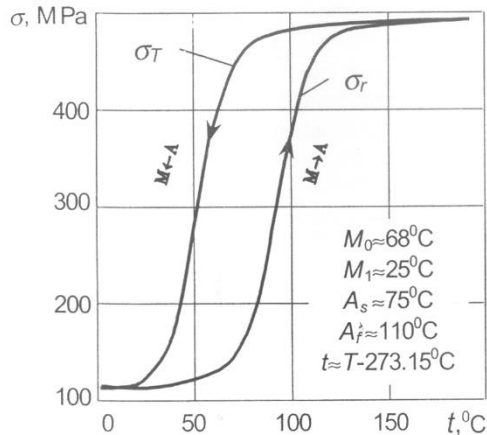
Remiantis darbais [79-81], plokštelė iš medžiagos su FA tiriama kaip vientisa, neskaidant jos į skirtingas deformacines savybes turinčią šerdį ir išorinę sritį. Šiuose darbuose pasiūlyta supaprastina plokštelės iš medžiagos su FA deformacijų skaičiavimo metodika. Tarkime, plokštelė yra ant horizontalios ašies, ir vienas arba abu jo galai įtvirtinti. Centre ji veikiama jėgos, kuri nukreipta išilgai vertikalios ašies. Ignoruodami skersinių jėgų, atsirandančių deformacijos metu, veikimą ir remdamiesi L.Oilerio (L.Euler) pasiūlyta lygtimi vienalyčio strypo, šarnyriškai įtvirtinto galuose, išsilenkimui Y ašies kryptimi, galime užrašyti:

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} + Py \left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}} = 0 \quad (5.51)$$

kur E – Jungo modulis, J – inercijos momentas, P – jėga, veikianti plokštelės centrą. Jei bandinio abu galai įtvirtinti, turėsime tokias lygties (5.51) kraštines sąlygas:

$$y(0) = y(l) = 0 \quad (5.52)$$

kur l – bandinio ilgis.



5.21 pav. Nikelio-titano lydinio mechaninių įtempimų priklausomybė nuo temperatūros: σ_r – reakcijos įtempimai, σ_T – martensitinio virsmo įtempimai, M_0 ir M_1 – pradinė ir galinė, atitinkamai, tiesioginės martensitinės transformacijos ($A \rightarrow M$) temperatūros, A_0 ir A_1 – pradinė ir galinė, atitinkamai, atvirkštinės martensitinės transformacijos ($M \rightarrow A$) temperatūros [79].

Eksperimentų būdu gauta plokštelės iš nikelio-titano lydinio (NiTi) įtempimų priklausomybės nuo temperatūros kreivė (žr. 5.21 pav.). Pagal teorinius samprotavimus, nurodomus darbuose [79], skaičiavimus galime pritaikyti ir grandims su FA. Turėdami titano – nikelio lydinio plokštelę, kurios ilgis $l = 3 \times 10^{-2}$ m, aukštis $h = 1,5 \times 10^{-3}$ m ir plotis $b = 2 \times 10^{-3}$ m, šildydami ją iki austenito temperatūros, gausime išlinkimą pagal sinusoidės formą.

Atsižvelgiant į lygtį (5.51) galime rasti artutinį galuose įtvirtinto bandinio išlinkimo Y ašies kryptimi sprendinį:

$$y(\xi) = \frac{2^{\frac{3}{2}} l}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma - \sigma_1}{\sigma_1}} \sin \frac{\pi \xi}{l} \quad (5.53)$$

Kur $S = bh$ yra plokštelės skerspjūvio plotas, E – titano-nikelio lydinio elastiškumo modulis (apytiksliai $E = 15,65 \times 10^{10}$ Pa), σ_1 - mažiausias kritinis įtempimas, aprašomas formule:

$$\sigma_1 = \frac{\pi^2 EJ}{l^2 S} \quad (5.54)$$

Ekspperimentiniais duomenimis kritinis įtempimas $\sigma_K = 321$ MPa. Kai įtempimai viršija kritinį įtempimą (temperatūra kinta tarp A_0 ir A_1), bandinys įgauna sinusoidės pavidalo formą. Tai atsitinka, kai įtempimai viršija kritinę ribą:

$$\sigma > \left(1 + \frac{\pi^2 a^2}{2^3 l^2}\right) \sigma_K \quad (5.55)$$

Kai temperatūra priartėja prie kritinės ribos t_K °C, o įtempimai atitinkamai prie kritinio įtempimo σ_K , bandinio išlinkimas mažėja ir įgyja tiesės formą.

Apskaičiuota, kad esant įtempimui $\sigma_1 = 337,8$ MPa, strypo vidurinis taškas turėtų pasislinkti per $6,033 \times 10^{-3}$ m Y ašies kryptimi, o kai įtempimas $\sigma_2 = 450,2$ MPa, – net per $1,7 \times 10^{-2}$ m.

Remiantis [80] plonai plėvelei taikytais deformacijų skaičiavimo metodais, galima juos panaudoti plokštelės deformacijoms rasti. Minėtame darbe deformacijos skaičiuojamos, surandant išlinkusios plokštelės suformuotos elipsės paviršiaus plotą.

Plokštelės išlinkimų reikšmės imamos iš programos, sukurtos remiantis literatūroje [79] pateiktais teiginiais, rezultatai.

Remiantis darbe [78] pateikta metodika, kai droseliavimo elemento su FA vienas plokštelės galas yra laisvas, viename gale įtvirtinto bandinio išlinkimo Y ašies kryptimi išsilenkimą apytiksliai galima nusakyti formule:

$$y_0(\xi) = \frac{2^{\frac{2}{5}} l}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma - \sigma_0}{\sigma_0}} \sin \frac{\pi \xi}{2l} \quad (5.56)$$

Čia kritinis įtempimas aprašomas:

$$\sigma_0 = \frac{\pi^2 EJ}{4l^2 S} \quad (5.57)$$

Sukurta programa apskaičiuota, kad esant kritiniam įtempimui $\sigma_0 = 80,45$ MPa, plokštelės neįtvirtintas galas maksimaliai turėtų pasislinkti per $2,5 \times 10^{-3}$ m.

Pagal formules (5.53) ir (5.56) galima rasti plokštelės su FA medžiaga (įtvirtintos atitinkamai abiejuose galuose ir viename gale) maksimalių atsilenkimų reikšmes, esant žinomiems kritiniams įtempimams, taip pat numatyti plokštelės išsilenkimo formą, o pagal formulę (5.58) ir maksimalią jėgą, kurią gali išvystyti plokštelė:

$$F_{\max} = \sigma_r S \quad (5.58)$$

Gaunama, kad maksimalūs įtempimai nagrinėjamam atvejui negali viršyti ribos $\sigma_r = 500$ MPa.

Toliau ieškomas ryšys tarp bandinio maksimalaus atsilenkimo ir jį veikiančios jėgos kaitinimo bei šaldymo fazėje.

Remiantis darbu [81], tiriama plokštelė, kurios vienas galas įtvirtintas, o kitas laisvas. Skaičiuojama kintamos temperatūros įtaka bandinio deformacijai. Pradinėje padėtyje bandinys yra išlenktas. Veikiant jėgai F , jis tiesinamas.

Galutinės išlinkimo išraiškos šildymo ir šaldymo procesams užrašomos:

$$\delta = \delta_0 + \frac{3a_2\gamma L^2}{2h}(T - A_f^1) + \frac{4L^3}{bEh^3}F \quad (\text{šildymui}) \quad (5.59)$$

$$\delta = \delta_0 + \frac{3a_2\gamma L^2}{2h}\left(T - M_f^0 - \frac{1}{a_2}\right) + \frac{4L^3}{bEh^3}F \quad (\text{šaldymui}) \quad (5.60)$$

čia a_2 – konstanta (matavimo vienetas K^{-1}), A_f^1 – temperatūra, prie kurios baigiasi austenito fazė, M_f^0 – temperatūra, prie kurios baigiasi martensito faze, δ_0 – pradinis išlinkimas, δ – išlinkimas, paveikus jėgai F .

Iš (5.59-5.60) išraiškos aišku, kad yra tiesinis ryšys tarp plokštelės išlinkimo ir temperatūros, kas apibūdina jos terminį bei mechaninį elgesį.

Pagal formules (5.59-5.60) nustatyta, kad jėga, reikalinga priešintis plokštelės išlinkimui (ji lygi jėgai, kurią aktyvuoja plokštelė), temperatūrai kintant nuo 80 iki 100°C, kinta nuo 370 iki 135 N.

Naudojant formules (5.59) ir (5.60) pagal bandinio su FA fizikinius parametrus galima apskaičiuoti plokštelės atsilenkimą bei įvertinti minimalią jėgą, reikalingą fiksuoti tam tikrą plokštelės formą.

Išvados.

Projektuojant vibrosužadintuvus galimas elementų su išmaniosiomis medžiagomis pritaikymas.

Panaudotas teorinis modelis leidžia rasti kiekybinį ryšį tarp FA lydinių martensito frakcijos, taikomo krūvio ir absorbuojamos deformacijų energijos. Reikia pabrėžti, kad šis modelis tinka tik elastiškumo ruože – iki martensitinės transformacijų fazės pabaigos, kur vėliau prasideda plastinės deformacijos.

Skaitmeniniu būdu ištyrus kintamo skersmens droselio su plokštele, turinčia formos atmintį, matematinį modelį, nustatyta galima pasirinktos plokštelės deformacija, kritinė jėga ir galima išlinkimo forma.

Pagal literatūroje nurodytus matematinius modelius, skaitmeniškai įvertintas ryšys tarp bandinio maksimalaus atsilenkimo ir jį veikiančios jėgos kaitinimo bei šaldymo fazėje.

Kitame poskyryje pateikiamos parengtos dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių sinchroniniu ir valdomos fazės autovirpesių režimu, projektavimo rekomendacijos.

5.3 Dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių sinchroniniu ir valdomos fazės autovirpesių režimu, projektavimo rekomendacijos.

Rekomendacijos pagal dviejų vibrosužadintuvų, sujungtų sinchronizuojančiu kanalu, skaitmeninį ir eksperimentinį tyrimą

Analizuojant eksperimentinio ir skaitmeninio vibrosužadintuvų, dirbančių autovirpesių režimu ir sujungtų aerodinaminio ryšiu, tyrimų rezultatus, nustatytos darbo kūnų autovirpesių formų priklausomybės nuo paduodamo slėgio dėsniai

kai paduodamas slėgis pastovus:

- **harmoniniai vieno dažnio** darbo kūnų autovirpesiai nusistovi, kai paduodamas slėgis parinktas taip, kad bent vienas iš vibrosužadintuvų, prieš įvedant aerodinaminį ryšį (savarankiškai), dirba autovirpesių režimu su didesniu dažniu $f_1 > f_2$, bet tenkina sąlygą $f_1/f_2 < 1,8$;
- **neharmoniniai skirtingos amplitudės autovirpesiai su priešfaze** nusistovi, kai savarankiškai dirbančių vibrosužadintuvų virpesių dažniai skiriasi $f_1 > f_2$, bet tenkina sąlygą $f_1/f_2 \geq 1,8$;
- išėjimo į sinchroninių autovirpesių režimą laikas atvirkščiai proporcingas santykiui P/P_a .

kai paduodamas slėgis pulsuoja:

- **harmoniniai vieno dažnio** darbo kūnų autovirpesiai nusistovi, kai vienas iš paduodamų slėgių pulsuoja (3.7 lentelės Rez.Nr.: 1, 8, 9) arba pradeda pulsuoti po tam tikro laiko (3.7 lentelės Rez.Nr.: 10, 11);
- **harmoniniai vieno dažnio ir vienos amplitudės** darbo kūnų autovirpesiai nusistovi, kai paduodami slėgiai pulsuoja tuo pačiu dažniu $\omega_1 = \omega_2$ ir ta pačia faze $\varphi_1 = \varphi_2$ (3.7 lentelės Rez.Nr.: 2, 11);
- **neharmoniniai vieno dažnio ir pulsuojančios amplitudės** darbo kūnų autovirpesiai nusistovi, kai skiriasi į vibrosužadintuvus paduodamų pulsuojančių slėgių dažniai $\omega_1 \neq \omega_2$, o fazės sutampa $\varphi_1 = \varphi_2$ arba skiriasi per $\pi \cdot k$ ($k \in \mathbb{Z}$) (3.7 lentelės Rez.Nr.: 4, 6, 7);
- **neharmoniniai skirtingos amplitudės autovirpesiai su priešfaze** nusistovi, kai į vibrosužadintuvus paduodamų pulsuojančių slėgių dažniai vienodi $\omega_1 = \omega_2$, o fazės φ_i skiriasi per $\pi \cdot k$ ($k \in \mathbb{N}$) (3.7 lentelės Rez.Nr.: 3, 12). Šiomis sąlygomis, jei vienas iš paduodamų slėgių pradžioje buvo pastovus, o pradėjo pulsuoti tik po kurio laiko, gaunami sudėtingi neharmoniai kintančios amplitudės autovirpesiai su priešfaze (3.7 lentelės Rez.Nr.: 12);
- **neharmoniniai sudėtingo judėjimo dėsnio autovirpesiai su skirtingais kintančiais dažniais ir amplitudėmis** nusistovi, kai paduodamų pulsuojančių slėgių dažniai skiriasi $\omega_1 \neq \omega_2$, o fazės skiriasi dydžiu,

mažesniu už $\pi \cdot k$ ($k \in N$) (3.7 lentelės Rez.Nr.: 5). Gautų autovirpesių forma tampa paprastesnė, kuo fazių skirtumas artimesnis dydžiui $\pi \cdot k$ ($k \in N$). Sudėtingo judėjimo dėsnio autovirpesiai gali būti pritaikyti technologiniuose procesuose, kur reikia per trumpesnę laiką padidinti procesų intensyvumą.

Sinchronizacijos kanalo įtaka:

- aerodinaminio ryšio įvedimas gali priversti abu vibrosužadintuvus dirbti pagal harmoninį dėsnį, net jeigu dirbant savarankiškai viename jų buvo gęstantys virpesiai;
- sinchronizacijos kanalo ilgo reikšmė turi žymesnės įtakos virpesių amplitudei ir nedidelės įtakos dažniui;
- sinchronizacijos kanalo skerspjūvio pakeitimas gali pakeisti virpančios masės judėjimo dėsnį ;
- didėjant sinchronizacijos kanalo skerspjūvio ir kanalo ilgio santykiui $2r_v/l_v$, mažėja autovirpesių amplitudės, bet padidėja abiejų vibrosužadintuvų sinchroninis dažnis.

Rekomendacijos pagal dviejų kamerų pneumatinio vibrosužadintuvo su sinchronizuojančiu tampriu elementu skaitmeninį tyrimą.

Analizuojant dviejų kamerų vibrosužadintuvo, kurio darbo kūnai sujungti spyruokle, skaitmeninio tyrimo rezultatus, nustatytos darbo kūnų autovirpesių formų priklausomybės nuo paduodamo slėgio:

- **harmoniniai vieno dažnio ir vienos fazės** darbo kūnų autovirpesiai nusistovi, kai paduodamas slėgis parinktas taip, kad abu darbo kūnai, prieš įvedant lanksčią jungtį (savarankiškai), dirba harmoniniu autovirpesių režimu, nepriklausomai nuo jų savarankiško dažnio ir amplitudės. Jeigu vieno darbo kūno virpesiai gęsta, tačiau kito amplitudė didesnė, ir pastarasis savarankiškai dirba pagal harmoninį dėsnį, įvedus sinchronizacijos kanalą, nusistovi harmoniniai vieno dažnio virpesiai abiejose kamerose.

Šias rekomendacijas galima naudoti praktiniam pritaikymui įvairiuose gamybos technologiniuose procesuose, kur būtinas pneumatinių virpančių sistemų sinchronizavimas.

6. APIBENDRINTOS DARBO IŠVADOS.

1. Darbe atlikti pneumatinių vibrosužadintuvų virpesių charakteristikų tyrimai, analizuojant vienos ir dviejų kamerų mechanines sistemas. Sudaryti tokių sistemų matematiniai modeliai, o gautos pirmos ir antros eilės diferencialinių lygčių sistemos iširtos *Mathcad* bazėje. Tiriant pneumatinius vibrosužadintuvus pagal sukurtus matematinis modelius, buvo analizuojamos virpesių charakteristikos, esant skirtingiems mechaninės sistemos geometriniam ir dinaminiam parametrui bei paduodamo slėgio reikšmėms. Nustatyta, kad dviejų kamerų vibrosužadintuvo skaitmeninio modelio, aprašyto Prandtl'io lygtimis, sprendimas bedimensinėje formoje leidžia nustatyti mechaninės sistemos darbo kūno virpesių dažnį, kai paduodamas slėgis pastovus. Antrosios kameros naudojimas praplečia vibrosužadintuvo autovirpesių charakteristikų reguliavimo ir taikymo galimybes.

Vienos kameros vibrosužadintuvo skaitmeninis amplitudės ir dažnių priklausomybės tyrimas parodė, kad amplitudei kintant nuo $A=0,10 \times 10^{-3} \text{ m}$ iki $A=1,50 \times 10^{-3} \text{ m}$, dažnis f keičiasi nuo 30,0 iki 20,0 Hz. Teoriškai tiriant dviejų kamerų vibrosužadintuvą, nustatyta kad į pirmąją ir antrąją kamerą paduodant pastovų slėgį, kurio reikšmės $1,0 < P_{1,2}/P_a < 2,0$, gaunamų autovirpesių amplitudė kinta nuo $A=1,80 \times 10^{-3} \text{ m}$ iki $A=11,06 \times 10^{-3} \text{ m}$, o dažnis $9,2 < f < 16,1$ Hz. Į antrąją kamerą padavus pulsuojantį slėgį, esant autovirpesių amplitudei $A=3,36 \times 10^{-3} \text{ m}$, gaunamas dažnis $f=9,2$ Hz, o kai $A=1,80 \times 10^{-3} \text{ m}$, virpesių dažnis $f=31,0$ Hz.

Kai vibrosužadintuvo parametrai $V_K=11,932 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $m=0,542 \text{ kg}$, $C=82539 \text{ N/m}$, $K=36,67 \text{ kg/s}$, eksperimentiniais tyrimais nustatyta, kad esant paduodamo suspausto oro slėgio reikšmėms iki $3,0 \times 10^5 \text{ Pa}$, gaunami autovirpesiai, kurių dažnis siekia 2500 Hz. Eksperimentinio ir teorinio tyrimo rezultatai rodo kokybinį sutapimą: didinant paduodamo slėgio reikšmę autovirpesių zonoje, nežymiai didėja (iki 5%) autovirpesių dažnis, tačiau virpesių amplitudė gali išaugti iki 10 kartų. Be to, didinant žadinimo kameros tūrį, mažėja darbo kūno autovirpesių dažnis.

Vibrosužadintuvo autovirpesių parametrai nustatymui galima naudoti Sen-Venano ir Vanselio lygtis, kai dujų tekėjimas suspausto oro sluoksnyje vyksta ikikritiniu režimu.

2. Dviem matematiniais metodais nustatytos mechaninės sistemos, susidedančios iš vienos kameros pneumatinio vibrosužadintuvo, darbo kūno autovirpesių egzistavimo sritys, esant tam tikriems sistemos geometriniam ir dinaminiam parametrui. Tyrimas parodė, kad naudojant supaprastintas sistemos judėjimo dinamiką aprašančias Sen-Venano ir Vanselio lygtis, galima rasti tikslesnę autovirpesių egzistavimo sritį, negu analitiniu būdu tiriant ištiesintą diferencialinę lygtį. Pastaroji gaunama iš vibrosužadintuvo darbą aprašančios lygčių sistemos, todėl, esant nedidelėms bedimensinio įtempimo ($\alpha < 0,01$) ar didesnėms paduodamo slėgio reikšmėms ($P_1 > 1,5 \cdot P_{am}$), rekomenduojama autovirpesių parametrui nustatyti naudoti Sen-Venano ir Vanselio lygtis.

3. Pasiūlytas naujas dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų sinchronizacijos būdas, panaudojant aerodinaminį ryšį, jungiantį vibrosužadintuvų kameras. Sukurti matematiniai modeliai, aprašantys tokios mechaninės sistemos dinamiką, kai paduodamas slėgis pastovus arba pulsuoja pagal tam tikrą dėsnį. Nustatytos tokios

konstrukcijos darbo kūnų judėjimo priklausomybės nuo geometrinių ir dinaminių parametrų ir paduodamo slėgio charakteristikų bei pateiktos sukurtos mechaninės sistemos kinematinų ir dinaminių parametrų skaičiavimo metodikos, leidžiančios išgauti skirtingas autovirpesių formas, kuomet į vibrosužadintuvo kameras paduodamas pastovus ir/arba pulsuojantis slėgis. Matematiniai tyrimai parodė, kad paduodamas pulsuojantis slėgis praplečia vibrosužadintuvo virpesių charakteristikų valdymo galimybes ir leidžia keisti autovirpesių charakterį vien tik parenkant atitinkamus pulsuojančio slėgio parametrus.

Kai paduodamas slėgis pastovus, o jo reikšmė yra lygi $1,6 < P_{1,2}/P_a < 2,15$, gaunamų autovirpesių amplitudė kinta nuo $A=0,64 \times 10^{-3} \text{m}$ iki $A=3,06 \times 10^{-3} \text{m}$, o dažnis $15,5 < f < 30,0 \text{ Hz}$. Teoriniai tyrimai, kai paduodamas slėgis pastovus, rodo, kad sinchronizuojančio kanalo buvimas gali sumažinti vieno vibrosužadintuvo darbo kūno autovirpesių dažnį. Tai patvirtina ir eksperimentiniai tyrimai. Be to, eksperimentai patvirtino skaitmeninių tyrimų prielaidą: esant sinchronizacijai, galima pasiekti, kad abiejuose vibrosužadintuvuose būtų išgaunami harmoniniai virpesiai. Eksperimentiniai tyrimai rodo, kad į vibrosužadintuvų kameras vienu metu paduodant slėgį, atitinkamai $P_1 = 2,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ir $P_2 = 6,0 \times 10^5 \text{ Pa}$, nusistovi artimo dažnio abiejų vibrosužadintuvų darbo kūnų virpesiai: $f_1 = 964 \text{ Hz}$, $f_2 = 979 \text{ Hz}$.

Teorinio tyrimo, kai paduodamas pulsuojantis slėgis, priklausomai nuo slėgio parametrų, išėjimo į sinchroninių autovirpesių režimą laikas svyruoja intervale $[0,15 \text{ s}; 0,40 \text{ s}]$, nusistovėjusių darbo kūnų virpesių amplitudė kinta intervale $[0,01 \times 10^{-3} \text{m}; 0,20 \times 10^{-3} \text{m}]$, o dažnis $[10 \text{ Hz}; 30 \text{ Hz}]$.

Eksperimentiniai tyrimai parodė, kad vienas vibrosužadintuvas, dirbdamas autovirpesių režimu, esant sinchronizavimo kanalui, priverčia autovirpesių režimu dirbti kitą vibrosužadintuvą. Aktyvavus sinchronizavimo kanalą, vibrosužadintuvai dirba sinchroniškai ir artimu dažniu. Nustatyta, kad autovirpesių fazės sutampa, kitais atvejais yra priešingos arba susidaro fazių skirtumas. Tai patvirtina ir skaitmeninis tyrimas.

Sukurtas matematinis modelis ir skaitmeniniu būdu ištirtos dinaminės sistemos savybės bei sinchronizacijos režimai, kai dviejų kamerų pneumatinio vibrosužadintuvo atskiri darbo kūnai sujungti tampria grandimi. Skaitmeniniai tyrimai parodė, kad tampri grandis tarp mechaninės sistemos darbo kūnų visada priverčia juos judėti vienodu dažniu ir viena faze.

4. Skaitmeniniu būdu ištirta vieno laisvės laipsnio žengianti pneumatine autovirpesių režimu dirbanti roboto vibropavara, kurią konstruojant gali būti panaudota viena žadinimo kamera. Sukurtas tokios vibropavaros matematinis modelis, nustatytos jos poslinkio priklausomybės nuo geometrinių ir dinaminių sistemos parametrų, paduodamo slėgio, tamprių adatų tvirtinimo kampo. Skaičiavimo rezultatai parodė, kad neįvertinus trinties jėgų tarp adatų ir vidinio korpuso paviršiaus, prie tam tikrų pradinių sąlygų, roboto vibropavaros postūmis per 1s buvo $x_K = 60 \times 10^{-3} \text{m}$. Įvertinus trintį ($f_{tr} = 0,1$), jis mažėjo, priklausomai nuo adatų pasvyrimo kampo α : kai $\alpha = \pi/12$, apskaičiuotas $x_K = 57,91 \times 10^{-3} \text{m}$, o padidinus kampą iki $\alpha = \pi/4$, $x_K = 53,85 \times 10^{-3} \text{m}$.

Atlikti teoriniai tyrimai rodo tokios žengiančio judėjimo vibropavaros greičio pulsuojantį charakterį ir leidžia numatyti taikymo sritis. Pvz., vibropavara gali būti

skirta vamzdynų vidinių sienelių neardančios diagnostikos mechaninei sistemai. Sukurtas matematinis modelis ir skaičiavimo metodika gali būti adaptuoti kelių laisvės laipsnių roboto griebto judėjimui aprašyti.

5. Pasiūlyti pneumatinio vibrosužadintuvo konstrukciniai elementai, kurių atskiros grandys sudarytos iš adapyvių (išmaniųjų) medžiagų – medžiagų su formos atmintimi. Išanalizuoti matematiniai modeliai, skaitmeniniu būdu ištirtos šių elementų deformacijos, galimi poslinkiai ir įtempimai, kritinės jėgos. Skaitmeniniu tyrimu įvertinta, kaip vibrosužadintuvo kameros tūrio pasikeitimas turi įtakos vibrosužadintuvo darbo kūno virpesių parametrams. Tiriant titano-nikelio lydinio TN-1 plokštelę, kurios ilgis $l = 25 \times 10^{-3}$ m, storis $h = 1,5 \times 10^{-3}$ m, plotis $b = 20 \times 10^{-3}$ m, nustatyta, kad kameros tūris sumažėja 7,5 proc. Dėl šios priežasties virpesių amplitudė sumažėja 9,1 proc., o dažnis išauga 0,7 proc. Skaitmeniniu būdu ištirto kintamo skersmens droselio su formos atminties lydinio plokštele panaudojimas vibrosužadintuvo konstrukcijoje teikia papildomų geometrinių jo parametrų, taip pat ir virpesių charakteristikų reguliavimo galimybių.

6. Remiantis gautais tyrimų rezultatais, parengtos prielaidos dviejų pneumatinių vibrosužadintuvų, dirbančių sinchroniniu ir valdomos fazės autovirpesių režimu, projektavimo rekomendacijoms, kurios gali būti taikomos kuriant sudėtingus technologinius kompleksus.

7. SUMMARY

The relevance of the research

Vibroactuators are widely used in various industries and construction, transport, agriculture spheres. A very important role among vibroactuators belongs to pneumatic mechanical systems. They are special in that they are safe from electricity, not explosive, therefore are especially useful in equipment used for mining, underground transport, chemical industry. Pneumatic vibroactuators are also widely used in construction (for concrete compaction machines), conveyor assembly lines (for collecting assembled elements into the collection point and positioning them), metallurgical factories (for moulding), chemical industry (for mixing and separating processes), manufacturing companies of construction materials (for prefabricated reinforced concrete production, for sorting lines of construction materials - crushed stone and gravel), road constructions (soil compaction machines).

New developments in fields of application, requirements of rapidly evolving science and technology fields lead to improving old vibration mechanisms, and the latest scientific achievements allow to create new types of multifunctional pneumatic vibroexciters. The specifics of the flow of gas and constructional decisions for new vibroexciters reveal a number of characteristic features of their work. Authors. Tomchin, D., Tomchina, O., Fradkov, A., Zhao Zhi-li, Chen Hung-Yi, Eremeykin, S., Kaliji, H., Messina, A., Giannoccaro, N., and other researchers periodically publish theoretical and experimental studies of dynamic systems consisting of one and a few vibroexciters, analyse the operation modes, and phase control capabilities, and simulating methods of a few vibroexciters.

In this work a new possibility is explored to use untraditional decisions: to create new parts with adapted elements (elements with shape memory alloy) in construction of multifunctional vibroexciters. New types of pneumatic vibroexciters on air cushions, suggested by authors A.Galinskas, K.Ragulskis, R.Bansevičius, E.Kibirkštis, K.Vaitasius, et al. [11-24] have multifunctional possibilities: the law of harmonic and inharmonic motion of working bodies, the change of leaping parameters of vibrations, the shock regime of the work body. The working bodies of these vibroexciters can have up to 6 degrees of freedom. The mechanisms that have been created have 3 zones: contact, air-cushion and vibration mode that allows to use these kinds of mechanisms in designing robot grabbers and collecting roller-sleeve type details. Using synchronizing aerodynamic links or pulsatile pressure it is possible to achieve the action when vibroexciters are able to work in synchronous frequency and controlled autovibration phase.

Research aim and objectives

For the effective use of multifunctional pneumatic vibroexciters it is necessary to investigate the general patterns of their behaviour and develop their theoretical and experimental research methods.

The **aim** of the research of this dissertation is to investigate the dynamics of multifunctional vibroexciters which are working on the air-cushion in autovibration regime and the synchronization of two vibroexciters.

The aim of the research can be reached by carrying out the following **objectives**:

1. Carry out the experimental and theoretical research on the characteristics of air-cushion vibroexciters and submit the calculation methodics of their mechanical parameters.

2. To determine the working range of autovibrations in the vibroexciter that works on the air-cushion.

3. To create the synchronization and phase control methodics for two pneumatic vibroexciters working on air-cushion.

4. To create the pneumatic vibroactuator with the linear motion in a robot and investigate transitional processes and stable linear motion regimes.

5. To form mathematical models of vibroexciters with adaptive elements with shape memory alloy on air-cushion and to make the calculations on the mechanical characteristics of these elements.

6. To propose the projecting guidelines (recommendations) of two vibroexciters working with the synchronical autovibrations.

Research methods and means

Monographies, science publications, material found on the internet and the science information of the research group of the department were used while writing the research.

The theoretical investigations were carried out and based on general theory of machines, theory of gas dynamics and vibrations, directly using analytical and digital methods. Calculations based on the created mathematical models were performed on the Mathcad base. For experimental research, modern and precise measuring equipment was used. The original vibroexciters, created by the research group, accelerator and the vibrometer were also used.

Scientific novelty of the research

1. Mathematical models of pneumatic vibroexciters on the air-cushion were created and the existing range of autovibrations were investigated. Digital and experimental research results were submitted. The theory of synchronization and phase controlling of two pneumatic vibroexciters using the elastic link, aerodynamic link and the pulsatile pressure from the outside, was created.

2. The pneumatic vibroactuator with the linear motion was created and its linear motion and stable regime parameters were investigated. Elements with shape memory alloy in construction of vibroexciters on the air-cushion were recommended together with its calculation methodic.

3. Projecting recommendations of mechanical systems of two vibroexciters on the air-cushion which can work in synchronized regime with the controlled phase of vibration were created.

Practical benefits of the study

The theory of multifunctional vibroexciters, working on the air-cushion in autovibration regime, was created. The determined existing ranges of autovibrations allow calculate vibroexciter's with one or two chambers vibration parameters and then accomplish its construction design.

The theory of synchronization of vibrations and phase control of two vibroexciters on the air-cushion was developed. Also the researches on multifunctional vibroexciters working on air-cushion were done and the newly created synchronization methods allow to use vibroexciters for the improvement of various technological processes.

The proposed pneumatic vibroactuator with the linear motion can be applied for diagnostics of various pipelines.

Materials presented for the defence:

1. Mathematical models of vibroexciters on air-cushion dynamics and digital and experimental recommendations on its working regimes together with the results of the research.

2. Methods of synchronization and phase control of pneumatic vibroexciters on the air-cushion, mathematical model and digital research results.

3. Mathematical models of the robot's pneumatic vibroactuator with the linear motion, its digital research methods and the results.

4. The results of theory research of pneumatic vibroexciters on air-cushion with elements with shape memory material.

5. Recommendations of two vibroexciters working on air-cushion with the synchronic and phase control regime.

Work approbation

The subject of the dissertation has been discussed in 10 publications, 2 of the 10 publications were published in Clarivate Analytics (ISI) Web of Science journals, which have the impact factor: the impact factor of 2 publications – 1,128 (2017, 2018). The results of the work were presented in international conferences. The list of publications and conferences is presented at the end of the dissertation.

Scope and structure of the dissertation

The dissertation consists of an introduction, 5 parts, the main generalized conclusions, a list of references containing 81 sources, and a list of the author's publications related to the dissertation. The dissertation contains 155 pages, 106 illustrations, 17 tables and annexes.

1. ANALYTICAL OVERVIEW OF PNEUMATIC VIBROEXCITERS RESEARCH

This chapter carried out an overview of pneumatic vibroexciters research and numerical investigations of vibrating mechanical systems.

The vibrating systems can be used in vibrating transporters, distribution of bulk materials, for orientation, assembling or cutting of parts, in drilling tools, in equipment for soil or concrete smoothing and compacting, for intensification of physical processes and chemical reactions, in medical and household vibration equipment and etc.

After analysing the types of vibroexciters (Blekhman, I., Lavendel, E., Ragulskis, K., Bansevicius, R., Kibirsktis, E., Levenson, S., Bishop, R.), it can be noted that according to the simplicity of construction, better operating characteristics, the variety of working body oscillations, the ability to work in hazardous conditions and control of basic parameters, the priority is given to pneumatic vibrating systems. In practice, pneumatic actuators such as linear pistons (pneumatic cylinders) are commonly used. They create a linear movement that can be adapted for a limited, repetitive operation such as pressing, stamping, transferring, forcing, turning, etc.

For development of technological equipment that consists of several vibroexciters and for intensification of technological processes, in most cases it is important that vibroexciters would work in synchrony. Also it is necessary to set a mode of synchronous work or work with a synchronous phase for a few vibroexciters of uch type that are working at a distance of each other.

Several methods of synchronization and phase adjustment could be applied for solving problems of synchronization of a few vibroexciters. Vibroexciters could be synchronized using several methods: one is to use a joint rigid platform, but this method has been known for long and was analysed by Ragulskis, K., Tomchin, D., Tomchina, A., Kudryavtseva, I., Zhang, X., Wen, B., Zhao, Ch. The authors studied synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system. The theory of self-synchronization of a dual mass vibrating system, driven by two coupled exciters, which was analysed by He, L., Shibo, F., Ye, L., Chunyu, Z. Tomchina, A., et al, presented synchronization of three rotors. A different method of synchronization of vibroexciters using synchronization and chambers connected by aerodynamic links is proposed in this research.

Ordinary differential equation (ODE) solvers are employed when continuous time systems are used. These solvers use numerical methods to approximate the solution to a differential equation over time. A significant part of the analysed papers was focused on numerical investigations of vibrating mechanical systems and solving ODE by using the methods of Runge-Kutta and others (Kaliji, H., Ghadimi, M., Barari, A., Teoh, C.-Y., Ripin, Z., Messina, A., Giannoccaro, N., Gentile, A., Xie, Z., et al.).

An analytical review of earlier research showed that there are not enough studies of vibroexciters with two excitation chambers, there is no theory of frequency synchronization of vibroexciters that work in auto vibration regime of one-degree of freedom, there is no research of a possibility to create a robot pneumatic actuator with

a linear motion using self-exciting auto vibrations, and adapt shape memory materials as components in structure of pneumatic vibroexciters.

2. THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH METHODS OF VIBROEXCITERS WORKING ON AIR CUSHION

2.1 Operating principle of pneumatic vibroexciters operating in autovibrations regime.

The previous researches have showed that such type self-exciting and operating in regime of autovibrations pneumatic vibroexciters consist of feeding air source, elastically hanged up mass that fulfil the functions as adjusting device and accumulative element of energy (chamber) (Fig. 1 a).

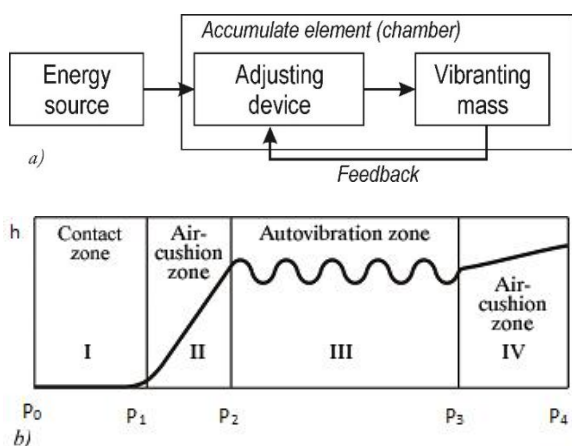


Fig. 1. The operating principle and examples of pneumatic vibroexciters operating in autovibrations regime: a) – scheme of system operating in autovibrations regime, b) – operating regimes of working body of pneumatic vibroexciters. $P_0..P_4$ – values of feeding pressure.

These vibroexciters depending on the amount of feeding pressure could have four operating regimes: contact, two air-cushion and autovibrations (Fig. 1 b). All these regimes could be used upon the need of technological regime of manufacturing system.

In contact regime, the pressure in chamber is insufficient to overcome the adjustment of hanger (Zone I). Practically there is no leak of gases. In air-cushion zone (Zone II), the hanger of vibroexciter rises from the equilibrium position but no vibrations could be observed because of too small force of feeding pressure that is smaller than the force of spring that affects the elastic hanger. In air-cushion zone (Zone IV), the feeding pressure is too high – the hanger rises and remains in the maximum rudder position. The pressure existing only in the Zone III could be used for stimulation of autovibrations of working body and it causes the autovibrations regime of pneumatic drive i.e., $P_2 < P_K < P_3$.

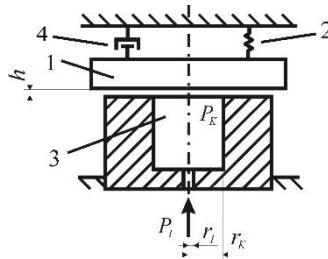


Fig. 2. Principal scheme of pneumatic vibroexciter: 1 – vibrating mass, 2 – spring, 3 – chamber of vibroexciter, 4 – damper, P_l – feeding pressure, P_k – pressure in chamber, h – displacement of vibrating mass, r_l – radius of hole for feeding of pressed air, r_k – radius of chamber.

The operating principle of such vibroexciters is as follows: after feeding of pressed air (gases) of particular pressure P_l , through the throttle they flow in the chamber 3 (Fig. 2). Some gases flow out outside through the ring-shaped gap between the hanged up mass 1 and surface of vibroexciter. The static cushion of gases is formed in this gap. The further increase of pressure of gases that flow in the chamber raises the pressure in the chamber and gap until the elastic hanger 1, which overcomes the elasticity C of spring 2, begins to move towards to the increase of working gap. Due the inertia of mass m , the hanger over-comes the point of equilibrium and the gap reaches the maximum value h_{max} . In this position the pressure in the chamber is too high thus through the throttle flow in less gases than flow out through the gap outside. A result of this – the pressure P_k decreases in the chamber 3. Then the mass m starts to move to the direction of decrease of working gap h . Due the inertia the point of equilibrium is overcome again and the gap reaches the minimum value h_{min} . After decreasing of gap h , the gases in the chamber accumulate faster than flow out through the gap, thus the pressure increases again. In the chamber increased pressure P_k forces mass m to move in direction of the gap increase. The process is repeated cyclically.

2.2 Experimental research methodology and equipment of one chamber vibroexciter.

An experimental stand for the research of one chamber vibroexciter was installed. The general view and the structural scheme of the measuring equipment are presented in Fig. 3. The output data of this system (amplitude and frequency) depends on the tightening of springs 4, the value of the oscillatory mass 7, the geometrical parameters of chamber K and the input of compressed air pressure $P_l(t)$.

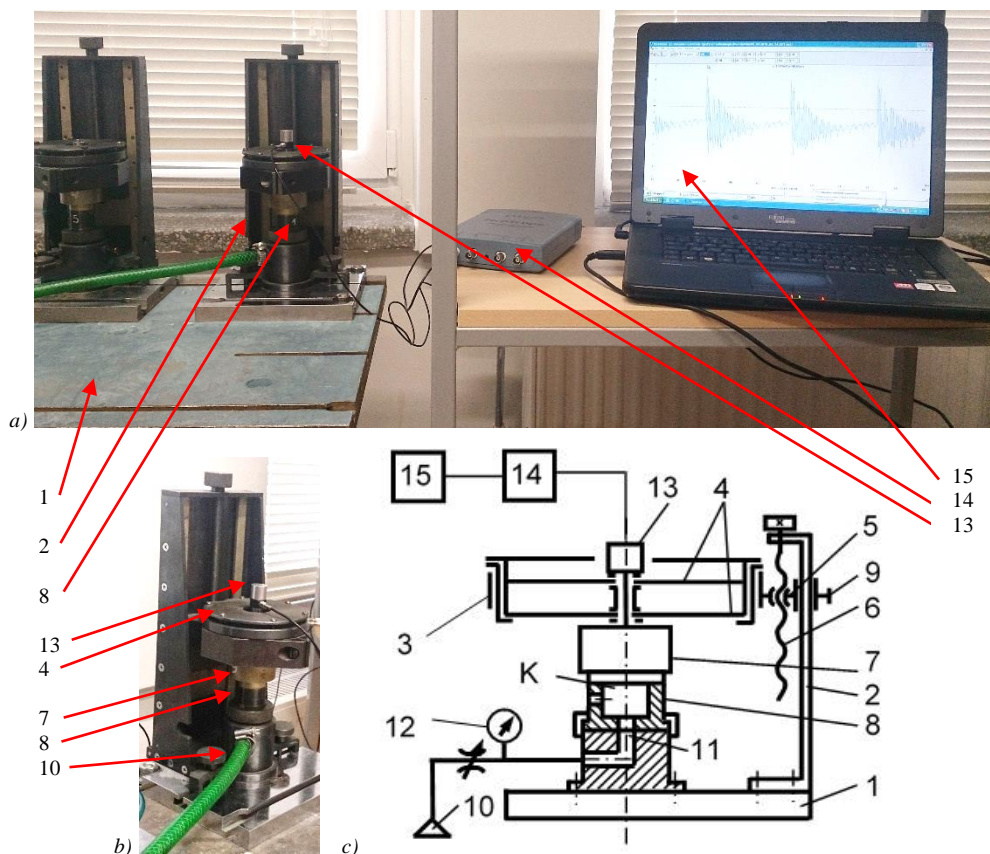


Fig. 3. General view (a) and structural scheme (b) of pneumatic vibroexciter construction for the research: 1 – base, 2 – stand, 3 – carrier, 4 – flat springs, 5 – guides, 6 – screw, 7 – changeable mass, 8 – vibroexciter and chamber K, 9 – height fixer, 10 – compressed air system, 11 – air supply channel, 12 – manometer, 13 – accelerometer KD35a 70292, 14 – vibrometer PicoScope 3424, 15 – computer.

Examples of the masses 7 and the excitation chambers 8 investigated in the experiments are presented in Fig. 4.

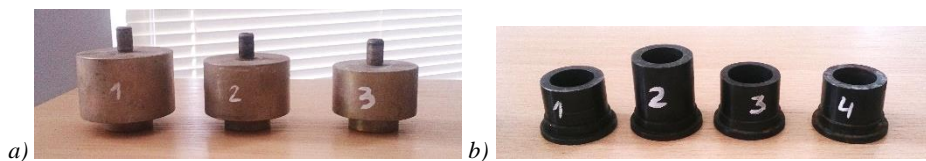


Fig. 4. The examples of the masses (a) and excitation chambers (b).

The parameters of the vibrations of the pneumatic vibroexciter were measured and recorded using measuring equipment. The data fixed of the inertia sensor KD35a 70292 is transmitted to the signal via the vibrometer PicoScope 3424.

2.3 Methodology for the simulation and phase formation of synchronization of vibroexciters working on air cushion.

Several methods of synchronization and phase adjustment could be applied for solving problems of synchronization of few vibroexciters. Different authors in their studies use various methods for analysis of synchronous vibroexciters operating. In the most cases, the synchronization of vibroexciters have been mounted on one rigid platform that has been analysed in the past studies. A method of synchronization of vibroexciters using chambers connecting aerodynamic links is proposed in this research.

A synchronization of two or more vibroexciters that are working on steady mode or synchronous phase could be carried out in this case. The **constant or pulsatile pressure** and air flow that is occurring in the channels 4 of working vibroexciters is used for this purpose.

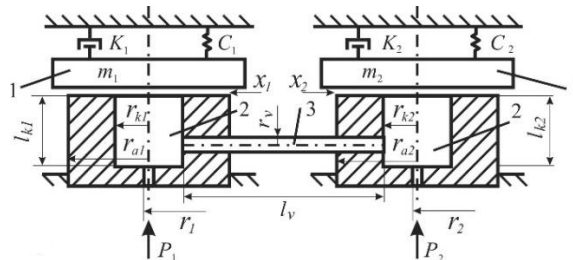


Fig. 5. Scheme of synchronization pneumatic vibroexciters: 1 - oscillatory mass, 2 - chamber of vibroexciter, 3 - tube link, P_1 , P_2 - supplied gas pressure, r_1 , r_2 - radius of the air supply channel, r_{k1} , r_{k2} - the chamber radius, l_{k1} , l_{k2} - chamber height, r_{a1} , r_{a2} - external radius, l_v - length of the linking channel, r_v - radius of the linking channel.

The synchronization between vibroexciters is reached by inserting additional links with particular aerodynamic resistance.

Feeding compressed air P_1 , P_2 into the vibroexciters, the masses 1 begin to vibrate in frequencies close to self-exciting mode at particular parameters of vibroexciter (mass, elasticity of springs, cross-section area of throttles, volume of the chamber and amount of feeding pressure). At given synchronizing channel 3, the changed pressure in one the chamber influences the change of component of variable pressure in other chamber. Due these additional aerodynamic links the multiple frequency of pulsatile pressure is established, i.e., the frequency of vibrating masses 1 also becomes similar or multiple. The dependence of vibrations characteristics of mechanical system on the size of aerodynamic resistance in channel 3, length and diameter of the channel, geometrical parameters of vibroexciters and also mass m and rigidity of springs could be determined experimentally or numerically analysing a complicated differential system of equations with a large number of variable parameters.

The synchronous operation of two pneumatic vibroexciters which actuating elements are **connected by a synchronizing elastic link** (spring) is other synchronization method analysed in this research.

Scheme of a pneumatic dual chamber vibroactuator with actuating elements connected with the elastic synchronizing link is provided in Fig. 6.

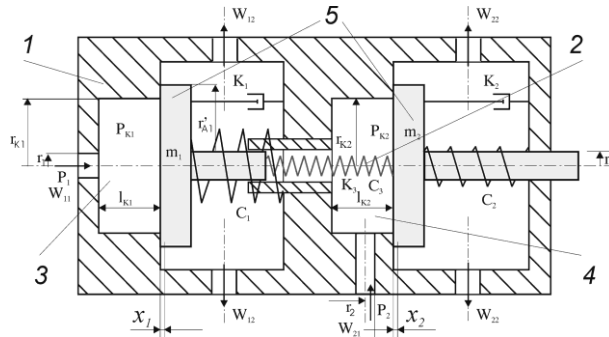


Fig. 6. Scheme of dual chamber pneumatic vibroactuator: 1 – housing, 2 – elastic link connecting the actuating elements, 3, 4 – chambers of vibroexciters.

Vibroexciters are supplied with compressed air (gas) P_1 and P_2 . Other parameters influencing movement of actuating elements 5: respectively, m_1 and m_2 – mass, K_1 , K_2 – resistance factor, C_1 , C_2 – stiffness factor, x_1 and x_2 – shift of actuating elements in chambers. Pressures P_{K1} and P_{K2} are generated in chambers 3 and 4. Actuating elements are connected by the elastic link which characteristics are described by stiffness factor of the spring C_3 , and resistance factor K_3 .

The solution of finding of synchronization and general phase is complicated especially solving numerically but it is important for application of synchronous work of pneumatic vibroexciters in various technologies. For the numerical studies, it is planned to use ODE solving algorithms what are proposed in the Mathcad environment. The basis of dynamical models will be the system of several nonlinear differential equations, where the flow of gas will be described by the equations of De Saint Venant, Vantzel or Prandtl.

3. THEORETICAL RESEARCH OF THE DYNAMICS OF A PNEUMATIC VIBROEXCITER, SYNCHRONIZATION AND PHASE FORMATION TECHNIQUES

3.1 Determination of the working area of the autovibrations of the pneumatic vibroexciter.

A pneumatic vibroexciter with one chamber was investigated. The purpose of the research is to determine the working area of autovibrations of a mechanical system with certain geometric and dynamic parameters of the vibroexciter.

Two methods were used during the investigation: 1) a mathematical model was created that describes the dynamics of the working body of the vibroexciter and it was solved numerically using Mathcad software; 2) the differential equation of a mathematical model in dimensionless form was linearized and analysed.

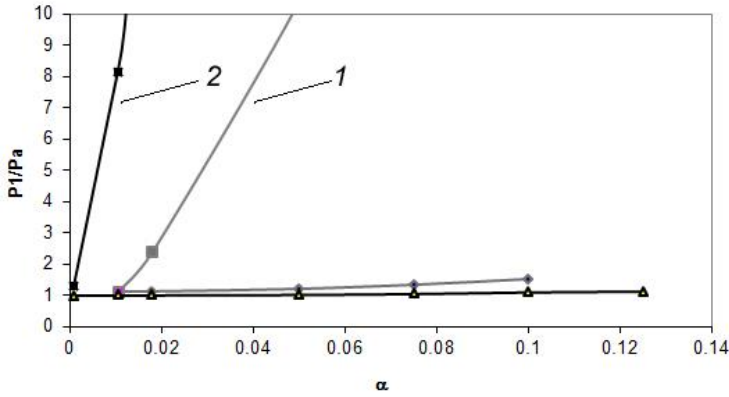


Fig. 7. The working areas of the autovibrations of pneumatic vibroexciter: 1 – the curve obtained from the first study, 2 – the curve obtained from the second study.

The results of both studies (Fig. 7) showed that the 1st method obtained a more precise working range of autovibrations.

3.2 Theoretical research of a pneumatic vibroexciter with two chambers.

A pneumatic vibroexciter with two chambers was investigated while the feeding pressures push the same working body. The purpose of this section is to numerically investigate the operation of this vibroexciter, to determine the influence of the second chamber on the vibrations of the working body.

The scheme of the pneumatic vibroactuator with two chambers and one actuating element is provided in Fig. 8.

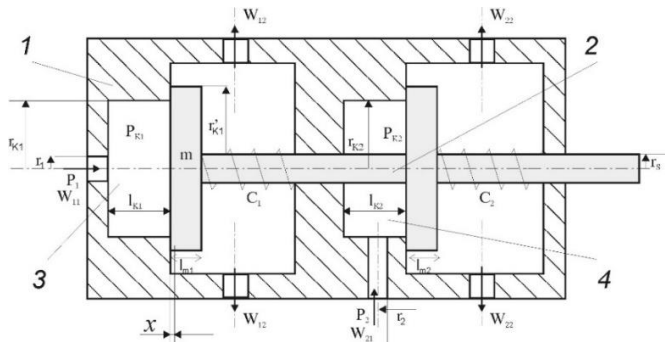


Fig. 8. The scheme of the pneumatic vibroactuator with two chambers and one actuating body: 1 – housing, 2 – actuating element, 3, 4 – chambers of vibroexciter, P_1 , P_2 – feeding pressures, r_{k1} , r_{k2} – radius of chambers, l_{k1} , l_{k2} – high of chambers.

Pressures P_1 and P_2 respectively are applied to the chambers of the vibroexciter. The pressures in the chambers affect the same working body.

After the introduction of an additional camera, there are more opportunities to influence the parameters of the vibrations. It is a multiparameter system, where the oscillations of the working body depend on the geometrical parameters of the whole

mechanical system, the supply pressures and the characteristics.

While applying De Saint Venant and Vantzel equations, a mathematical model was proposed which describes the dynamics of the mechanical system of a pneumatic vibroexciter with two chambers. The developed model consists of a system of differential equations of first and second degrees which was reduced to the system of equations of first degree and was solved using the Runge-Kutta method in Mathcad. The model was adapted for constant and pulsating applied pressure.

The results of the numerical research showed that changing the vibration modes of the working body can be changed by changing the values of the applied pressure or mass. It was determined that the feeding of constant or pulsating pressure to one of the chambers can force the working body of the vibroexciter to operate in the regime of auto vibrations or to get more complex vibrations of the working body.

3.3 Theoretical research of the synchronization of two pneumatic vibroexciters.

3.3.1 Numerical research of the synchronization of two pneumatic vibroexciters, when the supply pressure is constant.

A research of two vibroexciters connected with aerodynamic synchronization link in shape of tube is carried out in this chapter. Principal scheme is shown in Fig. 5.

The mechanical system is described by two differential equations of second order that describe the movement of working body (mass m_1 and m_2) of each vibroexciter:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + K_1 \frac{dx_1}{dt} + C_1(x_1 + H_{z1}) = \pi r_{k1}^2 (P_{k1} - P_a), \quad (1)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + K_2 \frac{dx_2}{dt} + C_2(x_2 + H_{z2}) = \pi r_{k2}^2 (P_{k2} - P_a) \quad (2)$$

where H_{z1} and H_{z2} – initial tightening of vibrating masses m_1 and m_2 that cause the rigidity of all system, P_{k1} and P_{k2} – pressure of pressed air in chambers, P_a – atmospheric pressure, K_1 , K_2 – coefficient of resistance, C_1 , C_2 – coefficient of rigidity, x_1 and x_2 amplitude of vibrations of chambers working body.

The mass of gases in chambers is described by the law of gas mass balance:

$$\frac{dQ_{k1}}{dt} = W_{11} - W_{12} + G \quad (\text{where } G=G, \text{ when } P_{k1} < P_{k2}, \text{ and } G = -G, \text{ when } P_{k1} > P_{k2}) \quad (3)$$

$$\frac{dQ_{k2}}{dt} = W_{21} - W_{22} - G \quad (\text{where } G=G, \text{ when } P_{k1} < P_{k2}, \text{ and } G = -G, \text{ when } P_{k1} > P_{k2}) \quad (4)$$

where Q_{k1} and Q_{k2} – mass of gases in chambers, W_{11} and W_{21} – amount of feeding air, W_{12} and W_{22} – amount of air outflowing from chamber in direction of working body, G – amount of gases outflowing (feeding in) from chamber through synchronization channel. In general, the mass of gases in chambers is calculated:

$$\frac{dQ_{kj}}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_{kj}}{P_j} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_{kj}^2 l_{kj} + \pi r_{aj}^2 x_j) \right] \quad (5)$$

According to the theory of thermodynamics and applying De Saint Venant and Vantzel equations, the gas stream W_{j1} that enters the chambers j ($j = 1, 2$) and stream W_{j2} outflowing from chambers for present system could be expressed by equations:

$$W_{j1} = \begin{cases} \mu_1 \pi r_j^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_j P_j \right)^{\frac{1}{2}} (P_{kj} / P_j)^{1/\beta} \left[1 - (P_{kj} / P_j)^{1-1/\beta} \right]^{1/2} & kai \ \lambda < P_{kj} / P_j < 1, \\ \mu_1 \pi r_j^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{1}{\beta-1}} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_j \rho_j \right]^{1/2}, & kai \ P_{kj} / P_j < \lambda, \end{cases} \quad (6)$$

$$W_{j2} = \begin{cases} \mu_2 \pi r_{kj}^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_{kj} P_{kj} \right)^{\frac{1}{2}} (P_a / P_{kj})^{1/\beta} \left[1 - (P_a / P_{kj})^{1-1/\beta} \right]^{1/2} & kai \ \lambda < P_a / P_{kj} < 1, \\ \mu_2 \pi r_{kj}^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{1}{\beta-1}} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_{kj} \rho_{kj} \right]^{1/2}, & kai \ P_a / P_{kj} < \lambda \end{cases} \quad (7)$$

where μ – coefficients assessing the gas resistance: μ_1 – resistance coefficient of air entering into the chamber, μ_2 – resistance coefficient of air flow from the chamber, ρ_i – supplied air density; λ - critical ratio of pressures, $\beta = C_p / C_v = 1.405$. C_p – coefficient of thermal inductivity under constant pressure; C_v – coefficient of thermal inductivity under constant volume.

The gases do not transform the heat with the walls of synchronization channel when its length is small. The losses of pressure due friction along the tube are expressed according Darcy formula. Also, after applying the equation of energy, also the equation of ideal gases and mathematical analysis the change of gas amount per 1 s in the synchronization tube of pneumatic vibroexciter could be written as follows:

$$G = \begin{cases} \pi r_v^2 \sqrt{\frac{P_{k1}^2 - P_{k2}^2}{\rho_{k1} \left(\frac{\lambda_{tr} l_v}{2r_v} + 2 \ln \frac{P_{k1}}{P_{k2}} \right)}}, & kai \ P_{k1} > P_{k2} \\ \pi r_v^2 \sqrt{\frac{P_{k2}^2 - P_{k1}^2}{\rho_{k2} \left(\frac{\lambda_{tr} l_v}{2r_v} + 2 \ln \frac{P_{k2}}{P_{k1}} \right)}}, & kai \ P_{k2} > P_{k1} \end{cases} \quad (8)$$

Thus the general dynamics of two vibroexciters connected with synchronization tube using aerodynamic link could be described by the system of Eqs. (1)-(4) where expressions from Eqs. (5)-(7) and Eq. (8) are used.

During the solving the system of first and second degree differential equations is transformed to the system of six equations of first degree. To solve these equations Runge-Kutta method was used based on variable (at determined accuracy of solving) and fixed number of integration steps. The solving was realized using Mathcad software.

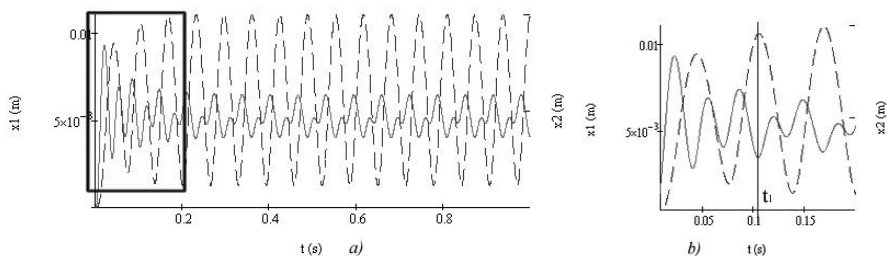


Fig. 9. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with aerodynamic link of synchronization ($i=1$ (x_1) – grey line), $i=2$ (x_2) – black dashed line): *a* – vibrations in interval of 1s, *b* – enlarged fragment of the *a*).

Conclusions:

It was determined that introduction of aerodynamic link for synchronization has influence to the self - synchronization of mechanical system and to the parameters of self-excited vibrations: mostly the amplitudes of vibrations reduce in both chambers but in some cases the amplitude of one vibroexciter increases meanwhile of other – decreases.

The numerical researches have showed that after introduction of synchronization the harmonic vibrations in both vibroexciters were obtained as before one vibroexciter was working independently in the regime of self-exciting vibrations and other one in regime of damping vibrations that frequency was lower.

The results of calculations also have showed that the movement character of working body transformation to the regime of self-exciting vibrations depends on geometrical parameters of vibroexciters and initial conditions and can be various: harmonic self-exciting vibrations with synchronous frequency could be obtained after particular time. This time is inversely proportional to the ratio P_i/P_a .

Also it was determined that when in separately working vibroexciters occur the vibrations that frequency differs more than 1.8 times, after the introduction of synchronization link non-harmonic movement character of working body could be obtained in vibroexciter that frequency of vibrations was higher but the amplitude – lower.

The length of synchronization channel has more influence to the amplitude of vibrations but less to the frequency. But the cross-section of channel could change the character of vibrating mass movement: force to work both vibroexciters in the regime of self-exciting vibrations or to form damping vibrations. The increase of ratio $2r_v/l_v$ between the cross-section and length of synchronization channel causes the decrease

of amplitudes of self-exciting vibrations but the increase of synchronous frequency of both vibroexciters.

The range in there both vibroexciter begin to work in regime of synchronous vibrations with equal frequencies was obtained gradually changing the amount of feeding pressure to one vibroexciter. It was determined that slightly differences between frequencies could be observed in this range when the values of them become closer but the even increase of feeding pressure forms equal synchronous frequency of both vibroexciters.

The obtained results of researches could be used for design of vibrating mechanical systems of such type.

3.3.2 Numerical research of the synchronization of two pneumatic vibroexciters, when the supply pressure is pulsating.

For the numerical research of the mechanical system, which structural scheme was presented in Fig. 5, when the supply pressure is pulsating, the main equations (1)-(8) were used. However, the mass of gas in Eq.(5) and Eq.(6) changed, according to the feeding pressure pulsates by the law described in Eq.(9):

$$P_j(t) = P_j^0 + A_{Pj} \sin(\varpi_j t + \varphi_j) \quad (9)$$

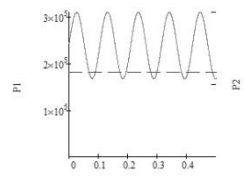
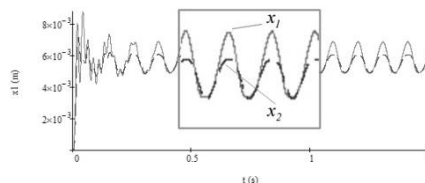
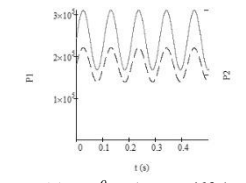
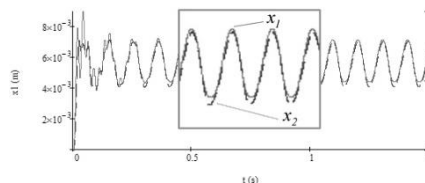
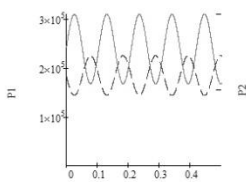
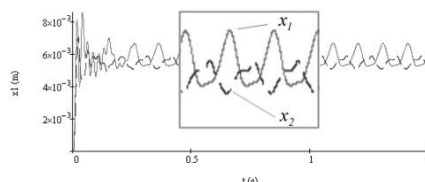
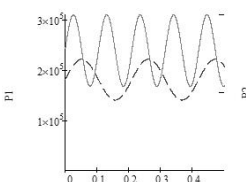
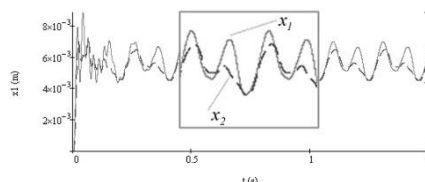
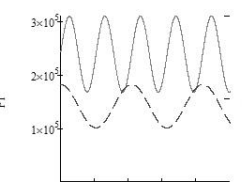
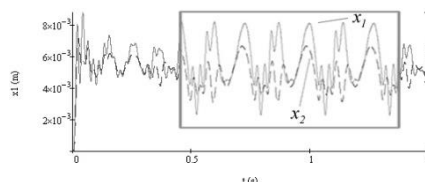
where P_j – pressed air pressures $P_1(t)$ and $P_2(t)$ pulsating about the position of equilibrium P_j^0 with pulsation amplitude A_{Pj} , angular frequency ϖ_j and initial phase φ_j .

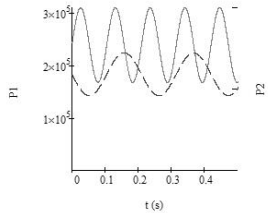
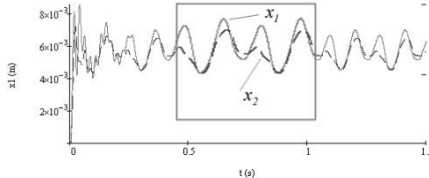
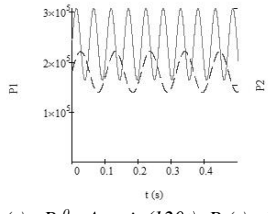
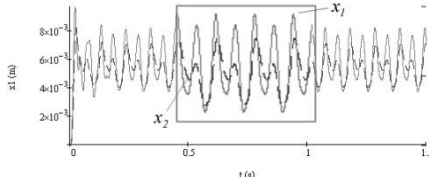
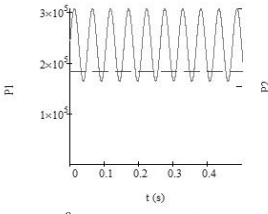
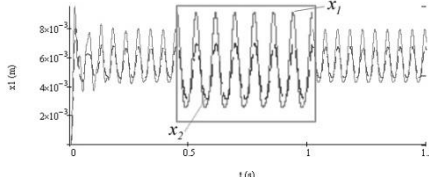
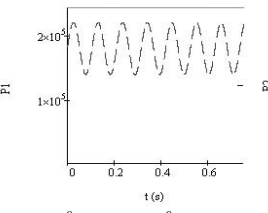
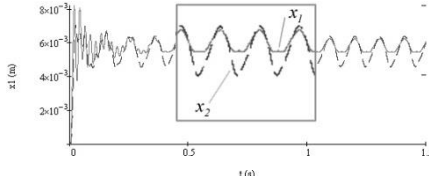
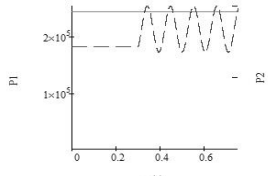
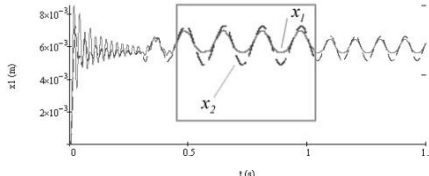
During the numerical research, after choosing particular geometrical parameters (r_{k1} , l_{k1} , r_1 , r_{k2} , l_{k2} , r_2), initial tightening H_z , values of masses m_1 and m_2 of working bodies of vibroexciters, the characteristics of pulsatile pressure have been changed: amplitudes A_{P1} , A_{P2} , angular frequencies ϖ_1 , ϖ_2 and initial phases φ_1 , φ_2 .

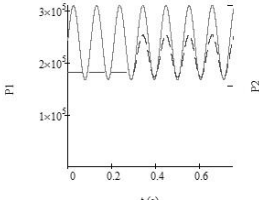
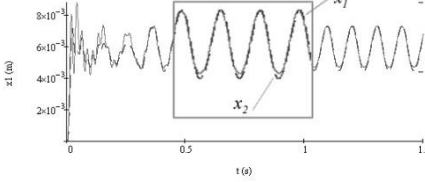
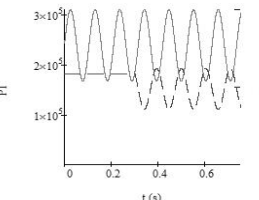
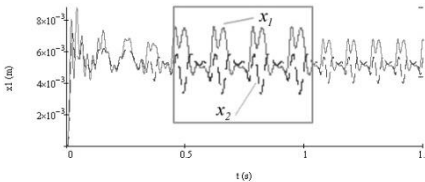
The results have showed that using a synchronizing channel in vibroexciters harmonic or non-harmonic autovibrations of working bodies are established after some time t_{sinch} of beginning of synchronous regime of autovibrations. The typical results of vibrations of vibroexciters working bodies with aerodynamic link per time $t = 1.5$ s are listed in Table 1.

Table 1. The shapes of changing laws of feeding pressure and autovibrations of working bodies with synchronization channel.

Res No	Parameters of feeding pressure	Pulsations of pressures where $P_1^0=2.43 \times 10^5$ Pa, $A_{P1}=7.09 \times 10^4$ Pa, $P_2^0=1.82 \times 10^5$ Pa, $A_{P2}=4.05 \times 10^4$ Pa	Autovibrations shapes of working bodies (mass m_1 and m_2) under geometrical parameters: $m_1=0.2$ kg, $l_{k1}=40 \times 10^{-3}$ m, $H_{Z1}=H_{Z2}=2 \times 10^{-3}$ m, $r_{k1}=r_{k2}=2.5 \times 10^{-3}$ m, $m_2=0.4$ kg, $l_{k2}=60 \times 10^{-3}$ m
1	2	3	4

1	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=0$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t), P_2(t)=P_2^0$	 <p>Harmonic autovibrations of the same frequency of both working bodies are established with different amplitudes</p>
2	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t),$ $P_2(t)=P_2^0+A_{P2}\cdot\sin(60t)$	 <p>Harmonic autovibrations of the same frequency of both working bodies are established</p>
3	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=\pi$	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t),$ $P_2(t)=P_2^0+A_{P2}\cdot\sin(60t+\pi)$	 <p>Autovibrations are established with reverse phase. x_1-harmonic movement law of mass m_1, x_2- anharmonic movement law of mass m_2.</p>
4	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=30$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t), P_2(t)=P_2^0$ $+A_{P2}\cdot\sin(30t)$	 <p>Anharmonic autovibrations of the same frequency of both working bodies are established with pulsating amplitudes.</p>
5	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=30$ rad/s $\varphi_2=0.5\pi$	 $P_1(t)=P_1^0+A_{P1}\cdot\sin(60t), P_2(t)=P_2^0$ $+A_{P2}\cdot\sin(30t+\frac{1}{2}\pi)$	 <p>The masses of both working bodies vibrate according to the complex movement laws with periodically changing amplitudes and frequencies.</p>

6	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=30$ rad/s $\varphi_2=\pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t), P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(30t + \pi)$	 <p>Anharmonic auto vibrations of the same frequency of both working bodies are established with pulsating amplitudes.</p>
7	$\omega_1=120$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(120t), P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(60t)$	 <p>Anharmonic auto vibrations of the same frequency of both working bodies are established with pulsating amplitudes.</p>
8	$\omega_1=120$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=0$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(120t), P_2(t) = P_2^0$	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequency of both working bodies are established with different amplitudes.</p>
9	$\omega_1=0$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0, P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(60t)$	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequency of both working bodies are established with different amplitudes.</p>
10	$\omega_1=0$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0, P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{P2} \sin(60t), & t \geq 0.3s \end{cases}$	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequency of both working bodies are established with different amplitudes.</p>

11	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=0$ rad.	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t),$ $P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{P2} \sin(60t), & t \geq 0.3s \end{cases}$	 <p>Harmonic autovibrations of the same frequency of both working bodies are established with similar amplitudes.</p>
12	$\omega_1=60$ rad/s $\varphi_1=0$ rad. $\omega_2=60$ rad/s $\varphi_2=\pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t),$ $P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{P2} \sin(60t + \pi), & t \geq 0.3s \end{cases}$	 <p>Anharmonic autovibrations are established with periodically changing amplitudes with reversed phase.</p>

Conclusions:

It was determined that the feeding of pressure to one of the chamber that was connected with an aerodynamic link can force to operate working bodies of both vibroexciters synchronous and with equal vibration frequency and phase. The synchronous vibrations establish after some time that depends on geometrical parameters of dynamic system and values of feeding pressure. This time is inversely proportional to the difference of feeding pressures $|P_1(t)-P_2(t)|$. The amplitude of synchronized autovibrations is higher in that vibroexciter in which the feeding pressure pulsates. This law is valid at different and equal geometrical parameters of vibroexciters but do not depend on the fact that the value of feeding constant pressure is smaller or higher than the maximal values of feeding pulsatile pressure.

The numerical researches have showed that at completely equal geometrical and dynamic parameters of vibroexciters and feeding the pulsatile pressure according the same law, the synchronous autovibrations with equal parameters after some time t_{sinch} of beginning of synchronous regime of autovibrations are established in the general system of two vibroexciters. The time t_{sinch} depending on the parameters of feeding pressures (equilibrium position of pulsatile pressures P_i^0 , amplitude of pulsations A_{P_i} , frequencies ω_i) and under tested geometrical parameters is varying in range [0.02; 0.25] s. Thus the synchronization channel affects the parameters of autovibrations. It was determined that the length of synchronization channel also affects the time t_{sinch} and the amplitudes of synchronized vibrations.

It was determined that after the feeding of pressures which pulsation frequency and phase is the same ($\omega_1=\omega_2$, $\varphi_1=\varphi_2$), the harmonic autovibrations are established with equal frequency, phase and the difference between amplitudes of vibrations more depends on mass and geometrical parameters of working body of vibroexciter. The difference of

amplitudes of pulsating pressure which is supplied to the chambers also affects the vibrations amplitudes of working bodies: when the difference of amplitudes of pulsating pressure is $|A_{p1}-A_{p2}|=0.05 \times 10^5$ Pa, then the amplitudes of vibrating masses differ per 0.15×10^{-3} m, and when $|A_{p1}-A_{p2}|=0.85 \times 10^5$ Pa, then the difference increases up to 0.5×10^{-3} m.

The numerical research of mathematical model has showed that when the frequencies of pulsating pressures are not equal $\omega_1 \neq \omega_2$ and the difference between the phases is smaller than πk ($k \in N$), anharmonic auto vibrations of complex shape are established which shape more depends on size $|\varphi_2 - \varphi_1|$. Depending on the parameters of pulsating pressure the time t_{sinc} is varying in range [0.15s; 0.40s], the established amplitude of vibrations of working bodies is varying in range [0.01×10^{-3} m; 0.20×10^{-3} m]. When the difference of phases of pulsating pressures becomes close to πk ($k \in N$), the shape of auto vibrations becomes more simple. When these phases are equal $\varphi_1 = \varphi_2$ or differ per πk ($k \in Z$), anharmonic auto vibrations are established with pulsating amplitude.

When the frequencies of pulsating pressures are equal $\omega_1 = \omega_2$, and the difference of phases is πk ($k \in N$), the vibrations with reversed phase are established. The calculations have showed that time t_{sinc} is inversely proportional to the size of frequencies of pulsating pressures: changing the frequency of pulsatile pressure $\omega_1 = \omega_2 = 15, 30, 60, 120$ rad./s, the following values of t_{sinc} have been obtained: 0.44, 0.29, 0.22, 0.16 s.

In different case, the difference of phases of pulsating pressures which are supplied to vibroexciters could be obtained by delaying the pulsation of one of pressures i.e., first supplying a constant pressure and after some time forcing it to pulsate. In such case by changing the moment of pulsation beginning an introduction of different initial phase of pulsation could be simulated and the various shapes of auto vibrations of vibroexciters working bodies could be obtained.

The theoretical research has showed that the change of geometrical parameters of synchronization channel shows the same regularities which have been determined in previous research by supplying a constant pressure.

A multiparametrical dynamic system has been obtained after introduction of pulsating pressure to the mathematical model, but for determination of operating regularities of it the further researches are needed. However, the control of the system becomes more flexible and the laws of auto vibrations establishing in vibroexciters are more diversified. Although the feeding of pulsating pressure to the vibroexciters requires more complex technological solutions, with the pulsating pressure occurs more tools to control the system. In order to choose a necessary character of auto vibrations for the technological process it is enough to choose appropriate parameters of pulsating pressure. According to the results of previous research (supplying a constant pressure to the vibroexciters), to change a character of synchronized auto vibrations it was necessary to change the geometrical parameters of the system or to combine the values of feeding pressure.

3.3.3 Numerical research of the synchronization of pneumatic vibroexciter with two actuating elements connected with elastic link, when the supply pressure is constant.

Scheme of a pneumatic dual chamber vibroactuator with actuating elements connected with the elastic synchronizing link is provided in Fig. 6.

The mathematical model was created using formulas of De Saint Venant and Vantzel adapted to two vibroexciters operating in a single mechanical system. For solution the system of differential equations of the first and the second degree is transferred to the system of six equations of the first degree which are solved using approach based on Runge-Kutta method with a variable (with the set accuracy of solution) and fixed number of integration steps. The solution was implemented using Mathcad basis.

The digital research results show that vibrations of individual actuating elements of vibroexciters can be synchronized by connecting them with a spring.

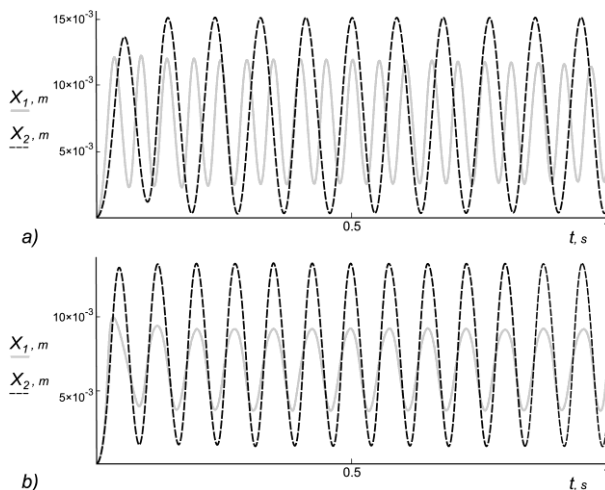


Fig. 10. Vibrations x_i of the actuating elements of the both vibroexciters: a) - in case of independent operation, b) - vibroexciters connected with the synchronizing spring (where $i=1$ (x_1) grey line, $i=2$ (x_2) - black dashed line).

Conclusions:

Calculations have shown that in case of set geometrical and physical parameters of the mechanical system, the obtained amplitudes of synchronized actuating elements in the autovibration mode vary from 0.5×10^{-3} m to 9.0×10^{-3} m and common frequency of autovibration does not exceed 20 Hz.

The theoretical research has shown that introduction of the synchronizing elastic link always forces movement of actuating elements with the same frequency and single phase. Frequency value of the synchronous vibration is less than the arithmetic average of vibration frequencies of the actuating elements operating independently.

Results of the numerical research show that time period of transition into the synchronous operating mode after which vibrations of equal frequency are established increases after introduction of the synchronizing link with increase of difference between

vibration frequencies of independently operating actuating elements. While this difference of frequencies is less than 1.5-fold, synchronization of vibrations is established during the first cycle of vibration. Calculations have shown that autovibrations of anharmonic type are established in one of the chambers when the difference of frequencies becomes 2-fold or higher.

It was determined that the synchronizing link can force actuating elements to oscillate in the autovibration mode of single frequency even in cases when vibrations are fading out in one of the chambers during independent operation of actuating elements. However, in that case the actuating element in other chamber has to oscillate in autovibration mode and its autovibration amplitude has to be not less than the initial amplitude of fading vibrations.

4. EXPERIMENTAL RESEARCH OF VIBROEXCITERS WORKING ON AIR CUSHION

4.1 Experimental research of a vibroexciter with one chamber.

An experimental research of a pneumatic vibroexciter with one chamber was done using the equipment and methodology described in Chapter 2. The purpose of the experiments was to determine how different compressed air affected by pressure, different masses and chambers affect vibration characteristics.

Initial data of the mechanical system and the frequency of resulting vibrations are presented in Table 2.

Table 2. Initial data and results of experimental research.

No.	Name of experiment	Mass		Chamber		Pressure	Frequency
		No.	m , kg	No.	$V_K, \times 10^{-6} \text{ m}^3$	$P_l, \times 10^5 \text{ Pa}$	f_l , Hz
1	M3K1-10	3	0.542	1	11.932	0.0-1.0	167
2	M1K1-01	1	0.966	1	11.932	1.0	1847
3	M1K1-02	1	0.966	1	11.932	2.0	1944
4	M1K2-01	1	0.966	2	18.840	2.0	1689
5	M1K2-01	1	0.966	2	18.840	2.7	1739
6	M1K3-01	1	0.966	3	14.437	2.0	1055
7	M1K3-02	1	0.966	3	14.437	3.0	1693
8	M2K1-01	2	0.729	1	11.932	1.0	1923
9	M2K1-02	2	0.729	1	11.932	2.0	1980
10	M3K1-01	3	0.542	1	11.932	1.0	2074
11	M3K1-02	3	0.542	1	11.932	2.0	2463

During the experimental research, according to the values and parameters of the 1st row in Table 2 (experiment M3K1-10), pressure P_l fed to the chambers changed. The tests show that autovibrations established on time $t_1 = 192 \text{ ms}$, and autovibrations with pulsating amplitude started when $t_2 = 672 \text{ ms}$ (see Fig. 11).

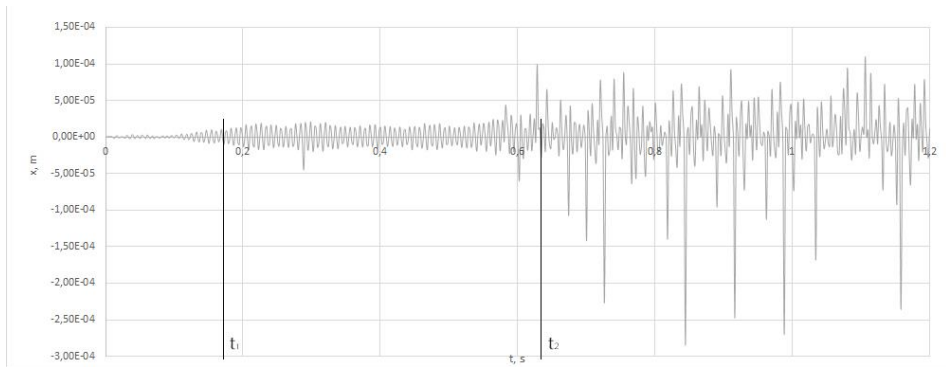


Fig. 11. The diagram of the autovibrations of working body of vibroexciter in the range of 0 to 1,2 s.

During the experiments M1K1, M1K2 and M1K3 (No. 2-7 in Table 2), after choosing particular geometrical parameters (r_{kl} , l_{kl}), the values of the masses (m_1 and m_2) of the working bodies of the vibroexciters, and the characteristics of pressure changed.

As the tests showed, with increasing pressure, the frequency and amplitude of oscillation of the working body increases in the zone of autovibrations (see Fig. 12).

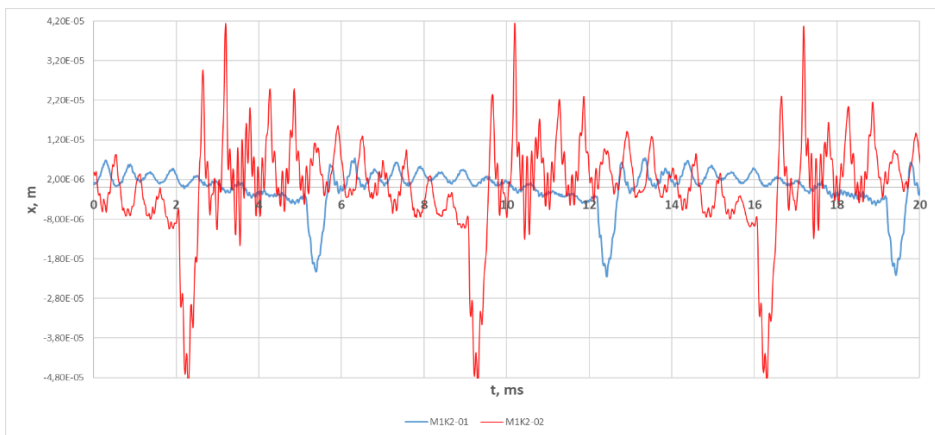


Fig. 12. Results of experiments M1K2: the diagrams of the autovibrations of working body of vibroexciter in the range of 0 to 20 ms (*blue line* – an experiment M1K2-01 with autovibrations $f_j=1689$ Hz, $A_j=-4.14 \times 10^{-6}$ – 7.13×10^{-6} m, *red line* - an experiment M1K2-02 with autovibrations $f_j=1739$ Hz, $A_j=-1.46 \times 10^{-6}$ – 2.23×10^{-5} m).

During the experiments M1K1, M2K1 and M2K1 (No. 2,3,8-11 in Table 2) after choosing particular geometrical parameters (r_{kl} , l_{kl}) of chambers and feeding pressure values, the masses (m_1 , m_2 and m_3) were changed (see Fig.13).

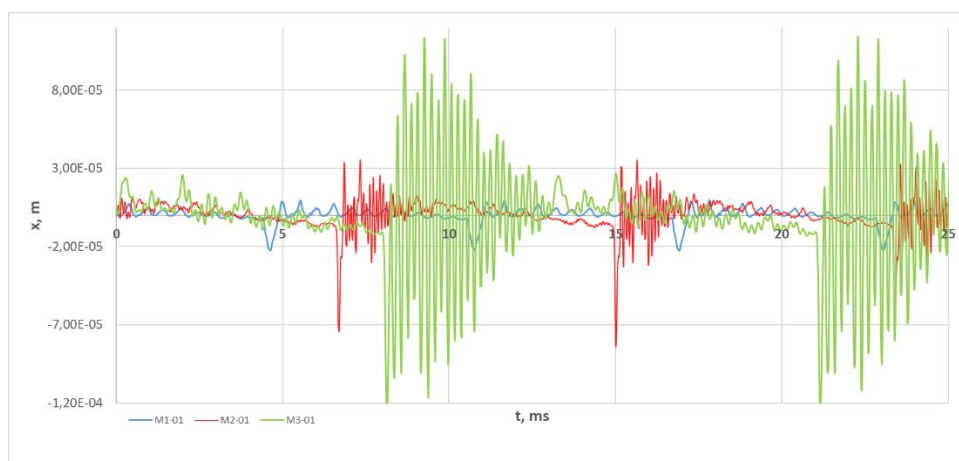


Fig. 13. Results of experiments M1K1-01, M1K2-01, M1K3-01: the diagrams of the autovibrations of working body of vibroexciter in the range of 0 to 25 ms (*blue line* – an experiment M1K1-01, *red line* - an experiment M1K2-01, *green line* - an experiment M1K3-01).

The following conclusions can be made from the experimental studies of the vibroexciter with one chamber:

- the autovibrations with the frequency of up to 2,500 Hz were obtained when the compressed air pressure was raised to 3.0×10^5 Pa;
- after increasing the supply pressure, the value of the frequency of autovibrations slightly increased (up to 5%), but the amplitude of the oscillation increased in time;
- the autovibrations establish after some time, which depends on the geometrical parameters of the dynamic system, and it decreases by increasing the supply pressure values;
- the vibrations of the mechanical system were approaching the resonance, when the frequency of the autovibrations was increasing.

The results of the experimental and theoretical research show a qualitative overlap.

4.2 Experimental research of the synchronization of two pneumatic vibroexciters.

An experimental research of two pneumatic vibroexciters (VBK1 and VBK2), whose chambers were connected via synchronization link *SK* (see Fig.14), was carried out using the equipment and methodology described in Chapter 2. The purpose of this research was to determine how the synchronization channel affects vibration characteristics of the working bodies of the vibroexciters.

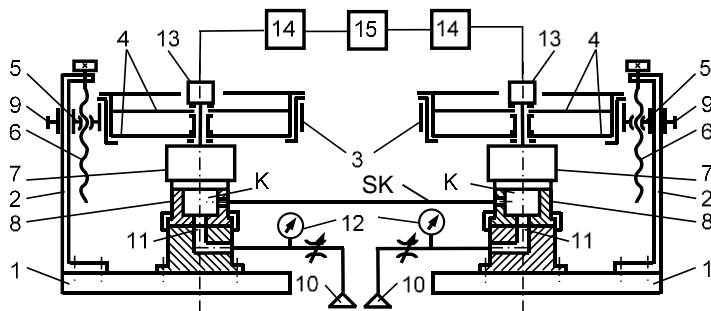


Fig.14. Structural scheme of pneumatic vibroexciters connected via synchronization channel: 1 – base, 2 – stand, 3 – carrier, 4 – flat springs, 5 – guides, 6 – screw, 7 – changeable mass, 8 – vibroexciter and chamber *K*, *SK*- synchronization channel, 9 – height fixer, 10 – compressed air system, 11 – air supply channel, 12 – manometer, 13 – accelerometer KD35a 70292, 14 – vibrometer PicoScope 3424, 15 – computer.

Initial data of the mechanical system and frequency of resulting vibrations are presented in Table 3.

Table 3. Initial data and results of the experimental research.

Test No.	Name of vibroexciter	Mass		Chamber		Pressure $P_i, \times 10^5 \text{ Pa}$	Frequency $f_i, \text{ Hz}$
		No.	$m, \text{ kg}$	No.	$V_K, \times 10^{-6} \text{ m}^3$		
1	VBK1	1	0.966	1	11.932	2.5	964
	VBK2	2	0.729	3	14.437	6.0	979
2	VBK1	3	0.542	1	11.932	2.5	993
	VBK2	2	0.729	3	14.437	6.0	1028

The initial data of the dynamic system according to the values of the 1st test in Table 3 have been chosen for this test. The supply pressure to the chamber of the vibroexciter VBK1 was $P_1 = 2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$, and $P_2 = 6.0 \times 10^5 \text{ Pa}$ is the pressure for the vibroexciter VBK2. It was determined that at a time $t_0 = 2.5 \text{ s}$ autovibrations appeared in the vibroexciter VBK1, and after time $t_1 = 2.92 \text{ s}$ the working body of the vibroexciter VBK2 started to vibrate in the autovibration regime too (see Fig. 15-17). Both working bodies vibrate synchronously, in one phase, the amplitudes pulsate and range from $-5.33 \times 10^{-5} \text{ m}$ to $4.45 \times 10^{-5} \text{ m}$.

For the next test the parameters from Table 3, 2-nd test were used. The supply pressures to the chambers had the same values, but the value of vibrating mass in the vibroexciter VBK1 was reduced. It was determined that both working bodies started to vibrate synchronously, in antiphase form. The diagrams of the autovibrations of the working bodies of both vibroexciters in the range of 0.8 to 1.1 s are presented in Fig.18.

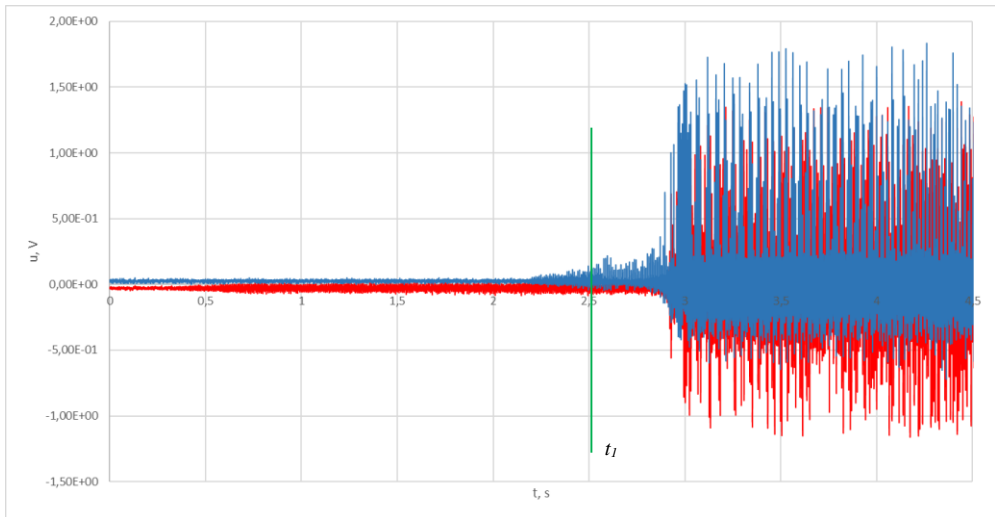


Fig. 15. Results of an Experimental test No. 1 - sensor signal diagram, where *blue line* – signals of vibroexciter VBK1, *red line* – signals of vibroexciter VBK2.

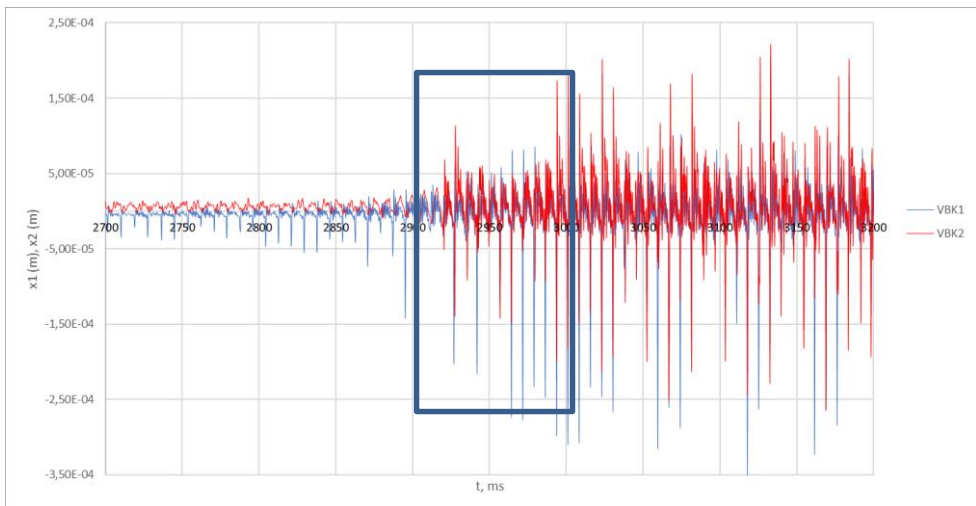


Fig. 16. Results of an Experimental test No. 1: the diagrams of the autovibrations of working bodies of vibroexciters in the range of 2.7 to 3.7 s diagram (*blue line* – amplitudes of vibroexciter VBK1, *red line* – amplitudes of vibroexciter VBK2).

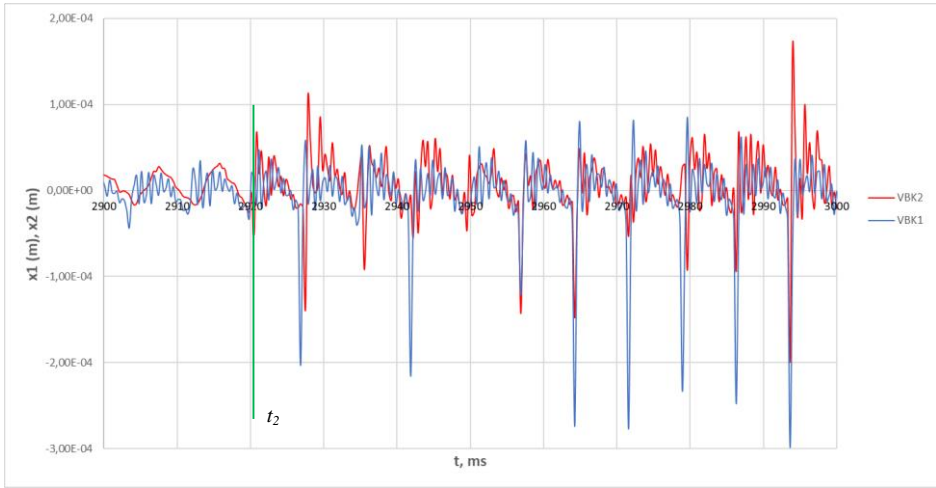


Fig. 17. Results of an Experimental test No. 1 (enlarged view of Fig.16): the diagrams of the autovibrations of working bodies of vibroexciters in the range of 2.9 to 3.0 s diagram (*blue line* – amplitudes of vibroexciter VBK1, *red line* – amplitudes of vibroexciter VBK2).

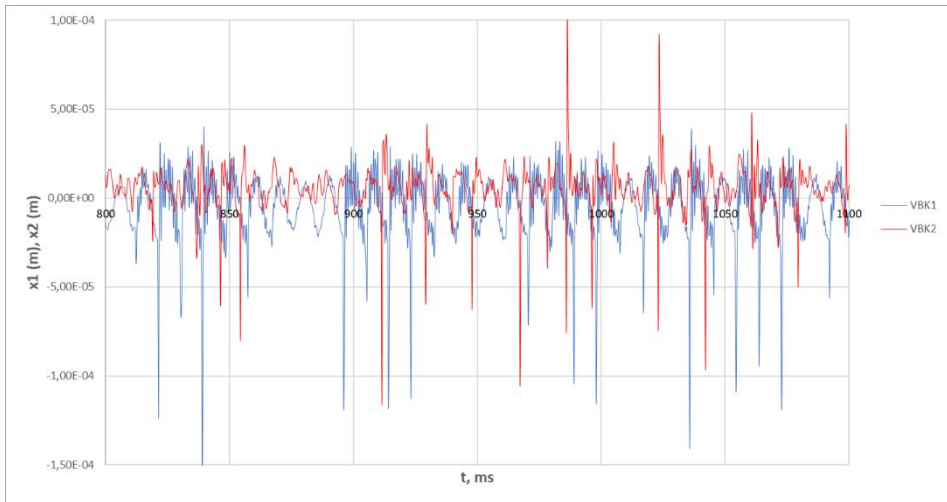


Fig. 18 Results of an Experimental test No. 2: the diagrams of the autovibrations of working bodies of vibroexciters in the range of 0.8 to 1.1 s diagram (*blue line* – amplitudes of vibroexciter VBK1, *red line* – amplitudes of vibroexciter VBK2).

Conclusions:

- Experimental research has shown that one vibroexciter working in an autovibration regime can force the other vibroexciter to operate synchronously and in autovibration regime after entering the synchronization channel.
- When the synchronization channel is activated, the working bodies of both vibroexciters vibrate synchronously and at a similar frequency. The phases overlap, are opposite, or phase difference is generated.

5. APPLICATION OF PNEUMATIC VIBROACTUATORS.

5.1 Research of dynamics of robot pneumatic actuator.

A robot pneumatic actuator with a linear motion has been developed. The essential element of this actuator is a pneumatic vibroexciter operating under autovibration conditions.

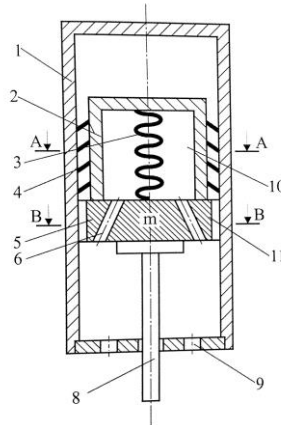


Fig. 19. Scheme of fragment of a robot pneumatic actuator: 1 – body of a robot, 2 – cylindrical pot of vibroexciter, 3 – spring, 4 – needle, 5 – support (leg), 6, 9 – holes, 8 – operating body (gripper), 10 – chamber, P_1 – supply pressure

The actuator (Fig. 19) consists of cylindrical robot body 1 containing a pneumatic vibroexciter. The vibroexciter includes cylindrical pot 2 with embedded spring 3. The upper part of this spring is fixed at the bottom of pot 2, and its underpart support 5. Holes 6 are cut in support 5 for the supply of compressed air P_1 . Gripper 8 as an operating body is fastened on support 5. Four rows of needles 4 are symmetrically fixed at the external cylinder surface of pot 2. The needles rest on the inner part of body 1.

The operation principle of an actuator is as follows (when $m \gg m_1$ and the needles are pressed by a certain force F): compressed air P_1 is supplied through holes 6 to pocket 10 of pot 2 where the pressure grows until it overcomes the tensile strength of spring 3. Under the impact of increased pressure pot 2 goes up and pulls gripper 8 through newly formed air gap 11 and holes 9, thus releasing the compressed air into the atmosphere. The pressure in the pocket falls down and spring 3 in pot 2 closes gap between pot 2 and pulling support 5. Then, the cycle repeats.

Under the influence of autovibrations needles 4 push up or down both pot 2 and gripper 9 simultaneously. The direction of a linear motion depends on that of needles orientation.

The movement speed of gripper 8 is controlled by supply pressure P_1 and fastening angle α_1 of needles 4. The direction of a linear motion depends on that of needles orientation.

Considering the frictional forces that occur between the needles and the pipe inner surfaces, the movement of the mechanical system can be described by the following equation system:

$$\begin{cases} m_V \frac{d^2 x_V}{dt^2} + K \left(\frac{dx_V}{dt} - \frac{dx_K}{dt} \right) + C(x_V - x_K + H_z) = \pi r_k^2 (P_k - P_a) - F_f \\ m_K \frac{d^2 x_K}{dt^2} + K \left(\frac{dx_K}{dt} - \frac{dx_V}{dt} \right) - C(x_V - x_K + H_z) = -\pi r_k^2 (P_k - P_a) + F_f \end{cases} \quad (10)$$

where m_V is vibrating mass, m_K – mass of the vibroexciter, x_V – displacement of the vibrating mass, x_K – displacement of the vibroexciter, H_z – initial tightening of vibrating mass, P_k – pressure of pressed air in chamber, P_a – pressure inside the tube, K – coefficient of resistance, C – coefficient of rigidity, F_f – friction force, f – friction coefficient.

The mathematical model was created using Eq. (10) and formulas of De Saint Venant and Vantzel adapted to this mechanical system. For solution the system of differential equations of the first and the second degree is transferred to the system of equations of the first degree which are solved using Runge-Kutta. The solution was implemented using Mathcad basis.

In the numerical research with initial parameters: $P_1/P_a = 2.0$, $m_V = 1.0$ kg, $m_K = 2.5$ kg and friction coefficient steel to steel $f = 0.1$, displacements of robot were calculated, when the fastening angle α_l of needles change (see Fig. 20).

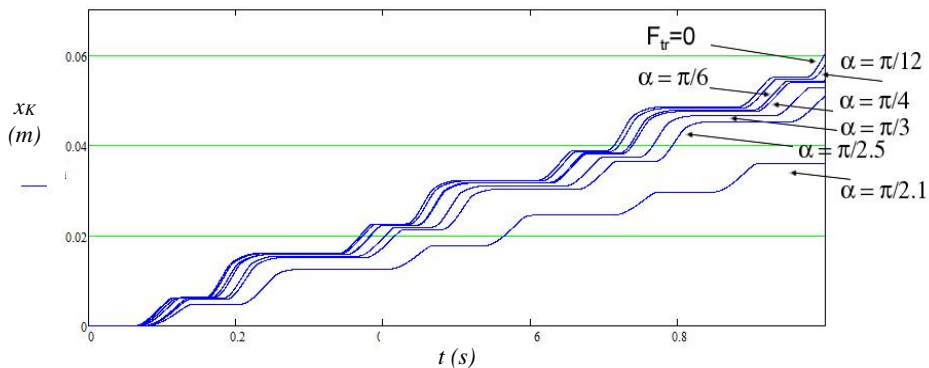


Fig. 20. Displacements of robot x_K in the range of time from 0 to 1 s with different fastening angle α of needles.

Conclusions:

- Only autovibrations regime of vibrating mass can be used to ensure actuator movement.
- Numerical calculation demonstrate that geometrical and dynamical parameters have an essential effect on the operating characteristics of an actuator.
- The conditions providing the motion to the operating body of an actuator are formulated.

- The speed of a linear motion of an operating body of an actuator depends on supply pressure and dynamical - geometrical parameters of the system.
- The kinematic parameters of the robotic motion can also be adjusted by changing the angle of the fixed needle.

5.2 Adaptive elements used in the construction of pneumatic actuators.

Adaptive elements on the basis of shape memory (SM) materials could be used in the construction of pneumatic actuators. Due to the special properties of these materials it is possible to simplify the complicated constructions and increase overall system efficiency. By selecting the appropriate materials with the SM, it is possible to create adaptive elements for the systems, where characteristics of vibrations can be adjusted by changing the geometrical parameters of the exciting chamber.

Components of exciting chamber of such type of pneumatic vibroexciter are shown in Fig. 21, where arc shaped plate 2 is made from material with shape memory. One of the sides of the plate is attached to piston 1. Another side of element is fastened to the frame of vibroexciter. The plate is in contact with heating 5 and cooling element 6. Plate 2 is heated at a position shown in Fig. 21. It begins to bend in the opposite direction (it is shown as a dotted line in the Fig. 21), when the arc material achieves temperature of reverse martensitic transformation. The cooling starts when the arc moves to the opposite position. When plate material reaches the temperature below the phase transition temperature, the arc starts to go back.

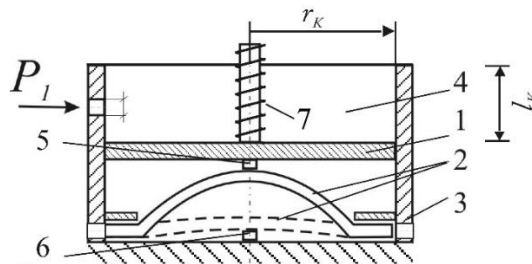


Fig. 21. Simplified scheme with element made from smart material: 1 - piston, 2 – arc shaped plate with SM material, 3- frame, 4 – exciting chamber, 5,6 – heating and cooling elements, respectively; r_K – chamber radius, l_K - chamber height.

Elements with SM can be used as throttling elements in chamber construction of the vibroexciter (see Fig. 22).

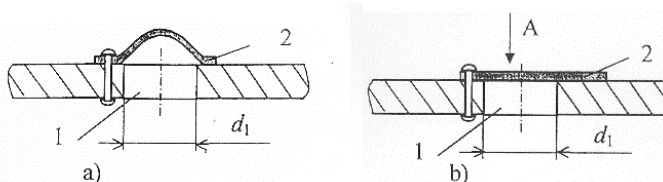


Fig. 22. Construction of throttling hole of pneumatic vibroexciter: a) - view up to throttle shape change, b) – view after the throttle shape change.

5.3 Guidelines (recommendations) for the design of 2 pneumatic vibroexciters working synchronically

Analysing the results of numerical research of vibroexciters operating under autovibration regime and connected with aerodynamic link, the following dependences of autovibrations shapes of working bodies on laws of feeding pressure and geometrical and dynamic parameters of mechanical system were determined:

- **Harmonic autovibrations of the same frequency** of working bodies are established when one of feeding pressures pulsate (see Table 3 No. 1, 8, 9) or begin to pulsate after some time (see Table 3, No. 10, 11);

- **Harmonic autovibrations of the same frequency and amplitude** are established when the feeding pressures pulsate with the same frequency $\omega_1=\omega_2$ and phase $\varphi_1=\varphi_2$ (see Table 3, No. 2, 11);

- **Anharmonic autovibrations of the same frequency and pulsating amplitudes** are established when the frequencies of pulsating pressures feed to vibroexciters are different $\omega_1\neq\omega_2$ and the phases coincide $\varphi_1=\varphi_2$ or differ per πk ($k\in\mathbb{Z}$) (see Table 3, No. 4, 6, 7);

- **Anharmonic autovibrations of different amplitude with reversed phase** are established when the frequencies of pulsating pressures feed to vibroexciters are the same $\omega_1=\omega_2$ and the phases φ_i differ per πk ($k\in\mathbb{N}$) (see Table 3, No. 3, 12). Under such conditions, if one feeding pressure originally was constant and began to pulsate after some time, the complex non-harmonic autovibrations have been obtained with reversed phase (see Table 3, No. 12);

- **Anharmonic autovibrations of complex movement law with different changing frequencies and amplitudes** are established when the frequencies of feeding and pulsating pressures differ $\omega_1\neq\omega_2$ and the phases differ smaller than πk ($k\in\mathbb{N}$) (Table 3 No. 5). The shape of autovibrations obtained becomes simpler as the difference of phases is closer to πk ($k\in\mathbb{N}$). The autovibrations of complex movement law could be applied in technological processes where is needed to increase the intensity of process in a shorter period of time.

After confirming the laws obtained during this research experimentally, the recommendations could be proposed for practical application of synchronous work of vibroexciters in various technological processes

CONCLUSIONS

1. The work researches the characteristics of vibrations of pneumatic vibroexciters by analysing the mechanical systems with one or two chambers. Mathematical models of such systems were created, and the differential equations systems of first and second order were solved using *Mathcad*. Following the mathematical models in the research of pneumatic vibroexciters, an analysis was carried out of the vibration characteristics with different geometric and dynamic parameters of the mechanical system and the values of the pulsatile pressure. It was determined that the solution of the digital model of the vibroexciter with 2 chambers (described using Prandtl equations) in a dimensionless form allow to identify the vibration frequency of the working body of the mechanical system when the pressure is stable. The addition of the second chamber expands the possibilities of regulating and applying the autovibrations of the vibroexciter.

Digital research of the dependence of the amplitude and the frequency of one chamber of the vibroexciter showed that when the amplitude varies from $A=0.10 \times 10^{-3} \text{m}$ to $A=1.50 \times 10^{-3} \text{m}$, the frequency f changes from 30.0 to 20.0 Hz. After theoretically researching the vibroexciter with two chambers, it was determined that after feeding constant pressure $1.0 < P_{1,2}/P_a < 2.0$, the amplitude of vibrations varies between $A=1.80 \times 10^{-3} \text{m}$ and $A=11.06 \times 10^{-3} \text{m}$, and the frequency changes in range $9.2 < f < 16.1$ Hz. After applying pulsating pressure to the second chamber, with the autovibration amplitude of $A=3.36 \times 10^{-3} \text{m}$, the frequency $f=9.2$ Hz, and with $A=1.80 \times 10^{-3} \text{m}$, the frequency of vibrations is $f=31.0$ Hz.

When the parameters of the vibroexciter were $V_k=11.932 \times 10^{-6} \text{m}^3$, $m=0.542$ kg, $C=82539$ N/m, $K=36.67$ kg/s, experimental research showed that after feeding pressure of compressed air of up to $3,0 \times 10^5$ Pa, the autovibrations with the frequency of 2500 Hz could be obtained. The results of the experimental and theoretical research show a qualitative overlap: when increasing the value of the feeding pressure in the autovibration zone, the frequency of autovibrations increases slightly (up to 5%), however the amplitude of vibrations can rise up to 10 times. Furthermore, when increasing the size of the excitation chamber, the frequency of autovibrations of the working bodies decreases.

To determine vibration parameters of the vibroexciter, the Sen-Venan and Vansel equation can be used, when the gas in the layer of compressed air flows in the subsonic regime.

2. Two mathematical methods were used to determine the range of existence of autovibrations of the working bodies of mechanical systems, consisting of one chamber pneumatic vibroexciter, under certain geometric and dynamic system parameters. The research showed that using simplified Sen-Venan and Vansel equations which describe the dynamics of system movement, a more accurate range of autovibration existence can be found than when investigating the linear differential equation analytically, which is found from the equation system describing the work of the vibroexciter. Therefore, with minor values of dimensionless tension ($\alpha < 0,01$) or higher values of feeding pressure ($P_f > 1.5 \cdot P_{atm}$), it is recommended to use the Sen-Venan and Vansel equations to determine the parameters of autovibrations.

3. A new method of synchronization of 2 pneumatic vibroexciters, using an aerodynamic link that connects chambers of vibroexciters, was suggested. Mathematical models that describe the dynamics of such mechanical system, when the feeding pressure is stable or pulsates according to a certain law, were created. The dependency of vibration of the working body on geometrical and dynamical parameters and characteristics of feeding pressure was determined, and the methodology of calculations of kinematic and dynamic parameters of mechanical systems were submitted. Mathematical research showed that introducing pulsatile pressure expands the opportunities to control the vibroexciter and change the character of autovibrations in it just by choosing appropriate parameters of pulsatile pressure.

When the feeding pressure is constant $1.6 < P_{1,2}/P_a < 2.15$, the amplitude of autovibrations changes from $A = 0.64 \times 10^{-3} \text{ m}$ to $A = 3.06 \times 10^{-3} \text{ m}$, and the frequency is $15.5 < f < 30.0 \text{ Hz}$. Theoretical research, when the feeding pressure is constant, shows that introducing a synchronising channel can reduce the frequency of autovibrations of the working bodies in one of the vibroexciters. This is also confirmed by experimental research. Furthermore, the experiments confirmed an assumption of digital investigation that, when introducing synchronization, it can be achieved that the harmonic vibrations are obtained in both vibroexciters. Experimental research shows that when applying pressure $P_1 = 2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ and $P_2 = 6.0 \times 10^5 \text{ Pa}$ to the chambers of vibroexciters at the same time, the vibrations of the working bodies of both vibroexciters are set to close frequencies: $f_1 = 964 \text{ Hz}$ and $f_2 = 979 \text{ Hz}$.

During theoretical research, with feeding pulsatile pressure, depending on the pressure parameters, the time of the transition to the regime of synchronic autovibrations shifts in the interval $[0.01 \times 10^{-3} \text{ s}; 0.20 \times 10^{-3} \text{ s}]$ and the frequency is $[10 \text{ Hz}; 30 \text{ Hz}]$.

Experimental research showed that one vibroexciter, while in autovibrating regime, after introducing a synchronizing channel, makes the other vibroexciter work in an autovibration regime. After activating the synchronization channel, the vibroexciters work synchronically and with close frequency. It was established that the phase of the autovibrations synchronizes, in other cases it is the opposite or a difference in phases forms.

A mathematical model was created and dynamical properties and the synchronization regimes of the system were investigated in a digital way when the working bodies of 2 chambered pneumatic vibroexciters were linked using an elastic link. Digital research showed and experiments confirmed that the addition of an elastic link between two working bodies of the mechanical system always forces them to move with the same frequency and phase.

4. A pneumatic vibroactuator of one degree of freedom of a robot, which works in autovibration regime, where one exciter chamber was used in its design, was digitally investigated. A mathematical model of this vibroactuator was created and its displacement dependence on geometrical and dynamical parameters of the system, the feeding pressure and the needle mounting angle were investigated. The results showed that without assessing the friction forces between the needles and the surface of the inner body, under certain initial conditions, the impulse of the vibroactuator of the robot within 1s was $x_k = 60 \times 10^{-3} \text{ m}$, and after evaluating the friction ($f_{ir} = 0.1$), it

decreased depending on the fastening angle of the needles α , where $\alpha=\pi/12$, the calculated displacement $x_K=57.91\times 10^{-3}\text{m}$, and after increasing the angle to $\alpha=\pi/4$, displacement is $x_K=53.85\times 10^{-3}\text{m}$.

Theoretical research showed such pulsatile character of linear movement speed of vibroactuator and allowed to predict spheres of application such as a vibroactuator intended for undisruptive diagnostics of the inner walls of pipelines. A mathematical model was created and a calculation methodology can be adapted to describe the movement of several degrees of freedom of the robot's grip.

5. The structure elements of pneumatic vibroexciters were suggested, which have separate chains consisting of adaptive (smart) materials: with shape memory or magnetoreological alloy. Mathematical models were analysed and a digital investigation of deformations, possible movements, tensions and critical forces of these elements was made. The digital investigation assessed how the change of the size of the chamber of the vibroexciter influences the working body vibration parameters of the vibroexciter.

During the investigation of the titanium–nickel alloy plate TN-1, whose length $l = 25\times 10^{-3}\text{ m}$, thickness $h = 1.5\times 10^{-3}\text{ m}$, width $b = 20\times 10^{-3}\text{ m}$, it was assessed that the size of the chamber decreases by 7.5%. It caused the amplitude of vibrations to decrease by 9.1% and the frequency to increase by 0.7%. The use of the digitally investigated throttle of variable diameter with an alloy plate of form memory in the structure of the vibroexciter gives additional geometric parameters of it, and also the opportunities of regulating the characteristics of vibrations.

6. According to the research results, a guideline was made for the design of two pneumatic vibroexciters, working synchronically and controlled with a regime of phase autovibrations, which can be used for inventing difficult technological complexes.

8. LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. FRADKOV, Alexander L., et al. Time-varying observer of the supporting body velocity for vibration units. *IFAC-PapersOnLine*, 2016, 49.14: 18-23.
2. QIU, Zhi-cheng; ZHAO, Zhi-li. Vibration suppression of a pneumatic drive flexible manipulator using adaptive phase adjusting controller. *Journal of Vibration and Control*, 2015, 21.15: 2959-2980.
3. ZHAO, Zhi-li, et al. Vibration control of a pneumatic driven piezoelectric flexible manipulator using self-organizing map based multiple models. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 70: 345-372.
4. CHEN, Hung-Yi; LIANG, Jin-Wei; WU, Jia-Wei. Active pneumatic vibration control by using pressure and velocity measurements and adaptive fuzzy sliding-mode controller. *Sensors*, 2013, 13.7: 8431-8444.
5. PU, Huayan; LUO, Xin; CHEN, Xuedong. Modeling and analysis of dual-chamber pneumatic spring with adjustable damping for precision vibration isolation. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330.15: 3578-3590.
6. EREMEYKIN, Sergey; PANOVKO, Grigory; SHOKHIN, Alexander. Features of dynamics of mechanical system with self-synchronizing vibroexciters near resonance. *Journal of Vibroengineering*, 2017, 19.7.
7. TOMCHINA, Olga, et al. Master-slave and mutual multiple synchronization for multi-rotor vibration units. *Cybernetics And Physics*, 2012, 1.3: 216-222.
8. KALIJI, H. D.; GHADIMI, M.; BARARI, Amin. Analytical Solutions to Non-linear Mechanical Oscillation Problems. *Journal of Vibroengineering*, 2011, 13.2: 133-143.
9. AVSEC, Jurij; PRAUNSEIS, Zdravko; MARŠIŠ, M. 676. Nonlinear vibrational analysis of diesel valve gear. *Journal of Vibroengineering*, 2011, 13.4.
10. MESSINA, Arcangelo; GIANNOCCARO, Nicola Ivan; GENTILE, Angelo. Experimenting and modelling the dynamics of pneumatic actuators controlled by the pulse width modulation (PWM) technique. *Mechatronics*, 2005, 15.7: 859-881.
11. LICHT, L. and H.ELROD. A Study of the Stability of Externally Pressurized Gas Bearings.-*Trans ASME*, 1960, v.82E. pp. 250-258.
12. LICHT, L., D.D. FULLER and B. STERNLICHT. Self-Excited Vibrations of Air – Lubricated Thrust Bearing.-*Trans ASME*, 1958, v.80. pp. 411-414.
13. ШЕРМУКШНИС, А.П. Вопросы динамики пневматических генераторов колебаний [rankraštis]: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / А.П. Шермукшнис; Каунасский политехнический институт. Kaunas, 1969, p.149.
14. GALINSKAS, A.V., K.M. RAGULSKIS AND A.P. ŠERMUKŠNIS. Use of the phenomenon of „Pneumatic hammer“ to generate directed vibrations. In the book: *Problems of development of gas lubrication. Part 2. Report at the Union coordination meeting*. Science, Moscow, 1972, pp. 238-247.

15. КИБИРКШТИС, Э. Разработка и исследование пневматических вибровозбудителей автоколебательного типа : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Кибиркштис Эдмундас Домович ; Каунасский политехнический институт. Каунас, 1980. pp.35-120.
16. ГОРБАЧЕВ Л., Э. КИБИРКШТИС. Газодинамические аспекты пневмотического автоколебательного вибровозбудителя (ПАВ) / Гидромеханика и теория упругости: межвузовский сборник научных трудов / Под ред. В. И. Моссаковского.-Днепропетровск, ДГУ, 1986. pp.
17. KIBIRKŠTIS, Edmundas. Pneumatic Self-Excited Vibrodrives of Testing Machines for the Study of Mechanical Properties of Materials and Constructions. *Taikomoji mechanika. Mokslo darbai*. Kaunas: Technologija, 1991, nr. 1, pp. 24-34.
18. KIBIRKŠTIS, Edmundas. Daugiafunkcinių pneumatinių keitiklių, dirbančių autovirpesių režime, sukūrimas ir ištyrimas. Teorija ir taikymas [rankraštis] : (rusų kalba) : disertacinis darbas habilituoto technikos mokslų daktaro laipsniui gauti / Edmundas Kibirškštis; Kauno technologijos universitetas. Kaunas, 1993. pp. 30-175.
19. KIBIRKŠTIS, E. Theoretical study of Dynamics of Pneumatic Self-Excited Vibrodrives (PAV) // *Taikomoji mechanika / Mokslo darbai*. Kaunas: Technologija, 1993, Nr. 3, pp.53-64.
20. КИБИРКШТИС, Э. О роли вязкого трения газа на характеристики пневматического автоколебательного вибровозбудителя // *Taikomoji Kaunas: Technologija*, 1993, Nr. 2. pp. 284-290.
21. VAITASIUS, Kęstutis. Autovirpesių režimu veikiančių daugiafunkcinių pneumatinių žadintuvų tyrimas : disertacinis darbas technikos mokslų daktaro laipsniui gauti / Kęstutis Vaitasius ; Kauno technologijos universitetas. Kaunas : KTU, 1994. 154 p.
22. KIBIRKŠTIS, E. and K. VAITASIUS. Experimental study of multifunctional pneumatic self-exciting transducers // *Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*. Poltechnico di Milano, Italy, 1995. Vol. 4. pp. 2693-2697.
23. KIBIRKŠTIS, E. and K.VAITASIUS. Study of pneumatic transducers characteristics // *2nd European Nonlinear Oscillations Conference : September 9-13, 1996, Prague, Czech : proceedings / organized by the Institute of Thermomechanics, Academy of Sciences of the Czech Republic and the Faculty of Mechanical Engineering, Czech Technical University in Prague*. Prague : CTU, 1996. Vol. 2. pp. 97-100.
24. BANSEVIČIUS, Ramutis, E. KIBIRKŠTIS and K.VAITASIUS. Study of pneumatic vibrotransducers // *Mechanika / Kauno technologijos universitetas, Lietuvos mokslų akademija, Vilniaus Gedimino technikos universitetas*. Kaunas : Technologija ISSN 1392-1207. 2003, nr. 3(41), pp. 40-47.

25. LEVENSON, SYa; GENDLINA, L. I.; KULIKOVA, E. G. Conditions of efficient vibrodischarge of rock materials in modern mining and processing technologies. In: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing, 2018. p. 012038.
26. БЛЕХМАН, И.И. Колебания нелинейных механических систем (2 том). Вибрации в технике. Справочник. (в 6-ти томах). "Машиностроение", Москва USSR, 1979, 351 p.
27. Лавендел, Э.Э. Вибрационные процессы и машины (4 том). Вибрации в технике. Справочник. (в 6-ти томах). "Машиностроение", Москва USSR, 1981, pp. 298-303.
28. KITZ Corporation. *Method of Operation. Pneumatic Actuators* [interaktyvus]. 2018. [žiūrēta 2018-02-10]. Prieiga per internetą https://www.kitz.co.jp/english2/operation_air.html
29. *Machine Design. Technologies. Linear-motion. What's the Difference Between Pneumatic, Hydraulic, and Electrical Actuators?* [interaktyvus]. 2018. [žiūrēta 2018-02-10]. Prieiga per internetą <http://www.machinedesign.com/linear-motion/what-s-difference-between-pneumatic-hydraulic-and-electrical-actuators>
30. BISHOP, Robert H. *The Mechatronics Handbook: Mechatronic Systems, Sensors, and Actuators-Fundamentals and Modeling. The Electrical Engineering Handbook Series*. CRC press, 2008.
31. TAKUMA, Takashi; HOSODA, Koh; ASADA, Minoru. Walking stabilization of biped with pneumatic actuators against terrain changes. In: *Intelligent Robots and Systems, 2005.(IROS 2005). 2005 IEEE/RSJ International Conference on*. IEEE, 2005. p. 4095-4100.
32. SUN, Yi; SONG, Yun Seong; PAIK, Jamie. Characterization of silicone rubber based soft pneumatic actuators. In: *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2013 IEEE/RSJ International Conference on*. Ieee, 2013. p. 4446-4453.
33. MOSELEY, Philip, et al. Modeling, design, and development of soft pneumatic actuators with finite element method. *Advanced Engineering Materials*, 2016, 18.6: 978-988.
34. MARTINEZ, Ramses V., et al. Elastomeric origami: programmable paper-elastomer composites as pneumatic actuators. *Advanced functional materials*, 2012, 22.7: 1376-1384.
35. NPTEL. Courses. *Pneumatic Actuators*. [interaktyvus]. 2018. [žiūrēta 2018-03-07]. Prieiga per internetą <http://nptel.ac.in/courses/112106175/Module%204/Lecture%2037.pdf>
36. GAO, Han, et al. Tribological property investigation on a novel pneumatic actuator with integrated piezo actuators. *Tribology International*, 2015, 86: 72-76.
37. BLEKHMAN, I.I. Synchronization in Science and Technology. Moscow, USSR, 1981. p. 351.

38. KIBIRKŠTIS, Edmundas. Pneumatic self-excited vibrodrives of testing machines for the study of mechanical properties of materials and constructions. *Applied Mechanics No.1*, Kaunas, Lithuania, 1991. pp.24-34.
39. KIBIRKŠTIS, Edmundas. Theoretical study of dynamics of pneumatic self-excited vibrodrives (PAV). *Applied Mechanics No.2*, Kaunas, Lithuania, 1994. pp.53-64.
40. VAITASIUS, Kęstutis, D. PAULIUKAITIS and E. KIBIRKŠTIS. Investigation of Multifunctional Actuators on an Air-Cushion, *Solid State Phenomena* (198), 2013. pp.324-327.
41. RAGULSKIS, K., J. VITKUS and V. RAGULSKIENĖ. Self-synchronization of the mechanical systems: Self-synchronized and vibro-percussive systems (1). Mintis, Vilnius, USSR, 1965. pp.99-136.
42. RAGULSKIS, K., A. KAVOLĖLIS, I. BALTRUŠAITIS and E. SINKEVIČIUS. Self-synchronization of mechanical systems: Self-synchronization, simulation (2). Mintis, Vilnius, USSR, 1967. p. 238.
43. RAGULSKIS, K., E. KUBAITIS, A. KUMPIKAS, J. GECEVIČIUS, A. BAKŠYS. Vibrations of complex mechanical systems. Mintis, Vilnius, USSR, 1969. pp. 107-144 .
44. ASTRAUSKIENĖ, E., K. RAGULSKIS, I. TIKNEVIČIENĖ, L. RAGULSKIS. Multiple synchronization and unperiodical motion in a system with unbalanced rotors. *Journal of Vibroengineering : proceedings of the public institution Vibromechanica*. Vilnius : Vibromechanika, 1999, No. 2. pp. 32-36.
45. TOMCHIN, D.A., O.P. TOMCHINA, A.L. FRADKOV. Controlled Passage through Resonance for Flexible Vibration Units, *Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2015*; Hindawi Publishing Corporation, 2015.
46. MENG, Deyuan, et al. Precision synchronization motion trajectory tracking control of multiple pneumatic cylinders. *Asian Journal of Control*, 2016, 18.5: 1749-1764.
47. MICHALCZYK, Jerzy; CIEPŁOK, Grzegorz. Disturbances in self-synchronisation of vibrators in vibratory machines. *Archives of Mining Sciences*, 2014, 59.1: 225-237.
48. TOMCHINA, Olga; KUDRYAVTSEVA, Irina. Algorithm of multiple observer-based synchronization for time-varying two-rotor vibration system. *IFAC Proceedings Volumes*, 2007, 40.14: 95-102.
49. ZHANG, Xueliang; WEN, Bangchun; ZHAO, Chunyu. Vibratory synchronization transmission of two exciters in a super-resonant vibrating system. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28.6: 2049.
50. CHUN-YU, Zhao; YI-MIN, Zhang; BANG-CHUN, Wen. Synchronisation and general dynamic symmetry of a vibrating system with two exciters rotating in opposite directions. *Chinese Physics B*, 2010, 19.3: 030301.
51. ZHANG, Xueliang; WEN, Bangchun; ZHAO, Chunyu. Theoretical study on synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system with multiple resonant types. *Nonlinear Dynamics*, 2016, 85.1: 141-154.

52. ZHANG, Xueliang; WEN, Bangchun; ZHAO, Chunyu. Vibratory synchronization transmission of a cylindrical roller in a vibrating mechanical system excited by two exciters. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 96: 88-103.
53. HE, Li, et al. 884. Self-synchronization theory of a dual mass vibrating system driven by two coupled exciters. Part 1: Theoretical analysis. *Journal of Vibroengineering*, 2012, 14.4.
54. FANG, Pan; HOU, Yongjun; NAN, Yanghai. Synchronization of two homodromy rotors installed on a double vibro-body in a coupling vibration system. *PloS one*, 2015, 10.5: e0126069.
55. TEOH, Choe-Yung; RIPIN, Zaidi Mohd. Transient analysis of drum brake squeal with binary flutter and negative friction-velocity instability mechanisms. *Journal of Vibroengineering*, 2011, 13.2: 275-287.
56. XIE, Zhengchao, et al. 1417. A numerical investigation on active engine mounting systems and its optimization. *Journal of Vibroengineering*, 2014, 16.7.
57. SMA/MEMS Research Group. *Shape memory alloys*. [interaktyvus]: 2011 [žiūrėta 2015-10-27]. Prieiga per internetą: https://webdocs.cs.ualberta.ca/~database/MEMS/sma_mems/sma.html
58. ЛИХАЧЕВ, Владимир Александрович. Что такое явление "памяти" у металлов? / Л. Ленинград. орг. о-ва "Знание" РСФСР, 1988. p. 184.
59. RYHÄNEN, Jorma. Biocompatibility evaluation of nickel-titanium shape memory metal alloy. *Academic disertation, Manuscript*, Oulu Yliopisto, Oulu 1999. pp. 27-30.
60. LIAUDINSKAS, Remigijus. Amortizacinės sistemos su adaptyviosiomis grandimis tyrimas // daktaro disertacija : technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T) /Remigijus Liaudinskas ; Kauno technologijos universitetas. Kaunas (2000) pp.65-90.
61. HUMBEECK, J., D. REYNNAERTS and R. STALMAUS. Shape memory alloys: Functional and Smart. "4th International Conference on New Actuators – ACTUATOR'94", konferencija (1994, Bremen, Vokietija). "4th International Conference on New Actuators – ACTUATOR'94", pranešimų medžiaga. – Bremen: AXON Technologie Consult GmbH , 1994. pp. 312-316.
62. HONGYU, Jia. Impact Damage Resistance of Shape Memory Alloy Hybrid Composite Structures // dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering. Blacksburg, VA, USA, 1998, pp.30-60
63. BRINSON, L.C. One-dimensional constitutive behavior of shape memory alloys: thermomechanical derivation with non-constant material functions and redefined martensite internal variable. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 4, 1993, pp. 229-242.
64. ŽILIUKAS, Pranas; BARAUSKAS, Rimantas. *Mechaniniai virpesiai*. Vilnius: Pedagoginio universiteto leidykla, 2008, 410.
65. VIDYAYEV, D.G. Fluid&gas dynamics separation processes: *a tutorial*. Tomsk Polytechnic University. Tomsk, 2009, pp.37-40,84-86.

66. GLADYSHEV, N.N. Fluid&gas dynamics: *compendium for lectures*. Saint-Petersburg state University of Plant Polymers. Saint Petersburg, 2012, pp.5-24.
67. ЛОЙЦЯНСКИЙ, Л. Г. Механика жидкости и газа. *Учебн. для вузов.*- Изд. -е перераб. и доп.- М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. pp.267-290.
68. OERTEL, Herbert. Prandtl-Essentials of Fluid Mechanics. Applied Mathematical Sciences. Springer Science + Business Media. 2010.
69. АКИНФЕЕВ, Т.С. Динамика колебательного устройства с воздушной подушкой. М.: Машиноведение, 1978. p.264
70. HOLTZ, Olga. Hermite–Biehler, Routh–Hurwitz, and total positivity. *Linear algebra and its applications*, 2003, 372: 105-110.
71. GOŁOKVOŠČIUS, P. Diferencialinių lygčių sprendinių stabilumas. VU leidykla, Vilnius, 2004. pp. 154-160.
72. MAXFIELD, B. Essential Mathcad for Engineering, Science, and Math, Second Edition. Academic Press, Elsevier, 2009. pp.289-298.
73. FAUSETT, Laurene V. Numerical methods using MathCAD. Prentice Hall PTR, 2001.
74. PRITCHARD, Philip J.; PRITCHARD, Robert. MathCAD: A Tool for Engineering Problem Solving (BEST Series). McGraw-Hill Higher Education, 1998.
75. PTC Mathcad help. About Differential Equation Solvers. [interaktyvus]: 2017 [žiūrėta 2017-04-27]. Prieiga per internetą: https://help.ptc.com/mathcad/en/index.html#page/PTC_Mathcad_Help%2Fabout_differential_equation_solvers.html%23
76. SKAKAUSKAS, Vladas. *Mechanika: vadovėlis* [interaktyvus]. 2012. [žiūrėta 2016-09-02] Prieiga per internetą: https://mif.vu.lt/lt3/dokumentai/dokumentai/DLSM/_Mechanika.pdf
77. ТЕРЕШИН, В.Г. Уравнения Лагранжа второго рода, их приложения к механическим и электромеханическим системам: Учеб. пособие / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. Уфа: УГАТУ, 2006. – ISBN 5-86911-092-0 pp. 15-45
78. The Engineering Toolbox. *Friction and Friction Coefficients*. [interaktyvus]. 2015. [žiūrėta 2016-11-10]. Prieiga per internetą http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
79. STUPELIS, L., E.KIBIRKŠTIS, R.LIAUDINSKAS and A.DABKEVIČIUS. Engineering calculation methods of SM element deformation. *ACTUATOR 2000, 7th International Conference on New Actuators, 19-21 June 2000, Bremen, Germany, 2000.*
80. DING,X., K.KURIBAYASHI and T.HASHIDA. Development of new micro gas valve composed of a SMA thin film and micro distance sensor. *ACTUATOR 2000, 7th International Conference on New Actuators, 19-21 June 2000, Bremen, Germany, 2000.*
81. HAFEZ,M. F.KHELFAOUI, H.NESNAS, and N.CHAILLET. Monolithic SMA large surface with ahigh-density of micro actuators for tactile displays. *ACTUATOR 2004, 9th International Conference on New Actuators, 14-16 June 2004, Bremen, Germany, 2004.*

9. Curriculum Vitae

Asmeninė informacija

Gimimo data ir vieta: 1968-02-19, Šiauliai

Išsilavinimas

1986-1993 m. Kauno technologijos universitetas, Informatikos fakultetas,
Taikomosios matematikos diplomuotas inžinierius

Darbo patirtis

1994-1995 m. Kauno technologijos universitetas, Taikomosios mechanikos katedra,
inžinierius

2008-2009 m. Kauno technologijos universitetas, Grafinių komunikacijų inžinerijos
katedra, asistentas

2009-2014 m. Kauno technologijos universitetas, Grafinių komunikacijų inžinerijos
katedra, lektorius

Nuo 2014 m. Kauno technologijos universitetas, Gamybos inžinerijos katedra,
lektorius

Moksliniai interesai

Daugiafunkciniai pneumatiniai vibrokeitikliai, virpesių analizė, matematinis
modeliavimas, kompiuterinė vizualizacija, kompiuterinės leidybinės sistemos

Autoriaus identifikatoriai

ORCID ID: 0000-0002-8369-9640

ResearcherID: F-2194-2018

Scopus Author ID: 6507522337

El.paštas darius.pauliukaitis@ktu.lt

10. MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA ŠARAŠAS

STRAIPSNIAI RECENZUOJAMUOSE PERIODINIUOSE MOKSLO LEIDINIUOSE

*Indeksuotuose mokslo leidiniuose
(Web of Science duomenų bazės leidiniuose su citavimo indeksu)
Tarptautinėse leidyklose*

1. [S1; DE] Kibirškis, Edmundas; **Pauliukaitis, Darius**; Miliūnas, Valdas; Ragulskis, Kazimieras. Synchronization of pneumatic vibroexciters operating on air cushion with feeding pulsatile pressure under autovibration regime // Journal of mechanical science and technology. Berlin : Springer. ISSN 1738-494X. eISSN 1976-3824. 2018, Vol. 32, iss. 1, p. 81-89. DOI: 10.1007/s12206-017-1209-7. [Scopus; Science Citation Index Expanded (Web of Science)] [IF: 1,128; AIF: 2,104; IF/AIF: 0,536; kvartilis: Q3 (2016, InCites JCR SCIE)] [CiteScore: 1,40, SNIP: 1,014, SJR: 0,553 (2017, Scopus JM)] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,250]
2. [S1; DE] Kibirškis, Edmundas; **Pauliukaitis, Darius**; Miliūnas, Valdas; Ragulskis, Kazimieras. Synchronization of pneumatic vibroexciters under air cushion operating mode in a self-exciting autovibration regime // Journal of mechanical science and technology. Berlin : Springer. ISSN 1738-494X. eISSN 1976-3824. 2017, Vol. 31, iss. 9, p. 4137-4144. DOI: 10.1007/s12206-017-0809-6. [Academic Search Complete; Scopus; Science Citation Index Expanded (Web of Science)] [IF: 1,128; AIF: 2,104; IF/AIF: 0,536; kvartilis: Q3 (2016, InCites JCR SCIE)] [CiteScore: 1,40, SNIP: 1,014, SJR: 0,553 (2017, Scopus JM)] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,250]

*Kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose
(Periodiniuose leidiniuose, tęstiniuose ir vienkartinuose straipsnių rinkiniuose)
Nacionalinėse leidyklose*

1. [S1; LT] Ragulskis, Kazimieras; Kibirškis, Edmundas; **Pauliukaitis, Darius**. Study of robot actuator operating as a system on air films // Journal of Vibroengineering. Vilnius : Vibromechanika. ISSN 1392-8716. 2007, Vol. 9, iss. 2, p. 58-62. [Academic Search Complete; Science Citation Index Expanded (Web of Science)] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,333]

*Konferencijų pranešimų medžiagoje
Tarptautinėse leidyklose*

1. [P1c; CH] **Pauliukaitis, Darius**; Kibirškis, Edmundas. Application of smart materials in structural elements of pneumatic vibroexciters // Solid State Phenomena : Materials engineering 2017: 26th international Baltic conference on materials engineering, October 26-27, Kaunas, Lithuania / Edited by Regita

- Bendikiene and Kazimieras Juzenas. Zurich : Trans Tech Publications. ISSN 1012-0394. eISSN 1662-9779. 2017, vol. 267 SSP, p. 40-44. DOI: 10.4028/www.scientific.net/SSP.267.40. [Scopus; Applied Science & Technology Source] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,500]
2. [P1c; CH] Vaitasius, Keřtutis; **Pauliukaitis, Darius**; Kibirkėstis, Edmundas. Investigation of multifunctional actuators on an air-cushion // Solid State Phenomena : Mechatronic Systems and Materials IV. Uetikon-Zuerich : Trans Tech Publications Ltd. ISSN 1012-0394. 2013, Vol. 198, p. 324-327. DOI: 10.4028/www.scientific.net/SSP.198.324. [Scopus] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,333]
 3. [P1d; DE] Ragulskis, Kazimieras; Kibirkėstis, Edmundas; **Pauliukaitis, Darius**. Robot actuator operating as a selfexciting system on air films // Actuator 2006 : 10th International Conference on New Actuators & 4th International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems, 14-16 June, 2006, Bremen, Germany : conference proceedings. Bremen : HVG Hanseatische Veranstaltungen-GmbH, 2006. ISBN 3933339081. p. 10411044. [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,333]

*Konferencijų praneřimų medžiagoje
Nacionalinėse leidyklose*

1. [P1c; LT] **Pauliukaitis, Darius**; Kibirkėstis, Edmundas; Vaitasius, Keřtutis; Ragulskis, Kazimieras. Research of synchronization of pneumatic vibroexciters operating on air-cushion with feeding pulsatile pressure // Vibroengineering Procedia : [29th International Conference on Vibroengineering, Vilnius, Lithuania, December 1st 2017]. Kaunas : JVE International. ISSN 2345-0533. 2017, Vol. 15, p. 19-24. DOI: 10.21595/vp.2017.19422. [Academic Search Complete; Scopus] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,250]
2. [P1c; LT] **Pauliukaitis, Darius**; Kibirkėstis, Edmundas; Ragulskis, Kazimieras. Problems of precise vibromechanics and vibroengineering // Vibroengineering procedia : 22nd international conference on vibroengineering, Russia, 4-7 October, 2016. Kaunas : JVE International. ISSN 2345-0533. 2016, vol. 8, p. 377385. [Academic Search Complete; Central & Eastern European Academic Source (CEEAS); Scopus; Academic OneFile; Computers & Applied Sciences Complete; Compendex; INSPEC] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,334]

KONFERENCIJŲ PRANEŠIMAI IR TEZĖS

1. [T1e; LT] **Pauliukaitis, Darius**; Kibirkėstis, Edmundas. Application of smart materials in structural elements of pneumatic vibroexciters // Materials Engineering 2017: 26th international Baltic conference, October 26-27, 2017, Kaunas, Lithuania : conference book. Kaunas : Kauno technologijos universitetas. ISSN 2029-8307. 2017, p. 57. [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,500]
2. [T1e; PL] Vaitasius, Keřtutis; **Pauliukaitis, Darius**; Kibirkėstis, Edmundas. Investigation of multifunctional actuators on an air-cushion // Mechatronic Systems and Materials : 8th international conference MSM 2012, Bialystok, Poland, July 8-13, 2012. Bialystok : Bialystok University of Technology. 2012,

- p. 79. [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,333]
3. [P2a; -] Kibirkštis, Edmundas; Liaudinskas, Remigijus; **Pauliukaitis, Darius**; Vaitasius, Kęstutis. Actuators with Shape Memory Alloys = Vibrokeitikliai su formos atmintimi // Proceedings of IV European Symposium on Martensitic Transformations: ESOMAT'97 : 1-5 July, 1997, Enschede, The Netherlands. Enschede : Univ. Twente. 1997, p. 147-150. [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,250]

KITOS PUBLIKACIJOS

1. [S1; FR] Kibirkštis, Edmundas; Liaudinskas, Remigijus; **Pauliukaitis, Darius**; Vaitasius, Kęstutis. Mechanisms with shape memory alloys // Journal de Physique IV. Les Ulis Cedex : EDP Sciences. ISSN 1155-4339. 1997, Vol. 7, iss. C5, p. 633-636. DOI: 10.1051/jp4:19975100. [Scopus; Chemical Abstracts (CAplus); Science Citation Index Expanded (Web of Science)] [IF: 0,247; AIF: 0,000; IF/AIF: 0,000; kvartilis: Q4 (1997, InCites JCR SCIE)] [M.kr.: 09T] [Indėlis: 0,250]
2. Vaitasius, Kęstutis; Michalčenko, Aldona; **Pauliukaitis, Darius**. Naujausios technologijos reklamos gamyboje // Vartojimo reikmenų technologijos ir dizainas : konferencijos pranešimų medžiaga, Kaunas, 1998 / Kauno technologijos universitetas. Kaunas: Technologija, 1998. p. 587-590. [M.kr. 08T]. [Indėlis: 0,333]
3. 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. [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] [M.kr. 09T]. [Indėlis: 0,167]. [IF (E): 0,384 (2015)]
4. Miliūnas, Valdas; Ragulskis, Liutauras Mykolas; Kibirkštis, Edmundas; Kuzmich, Vasily; **Pauliukaitis, Darius**. Measurement of fatigue in vibrating polymeric Braille element // Mechatronic systems and materials : abstracts of the 11th international conference, MSM 2015, 7-9 July 2015, Kaunas, Lithuania / Editors: I. Skiedraitė, R. Rimašauskienė, L. Zubrickaitė, E. Dragašius. Kaunas: Kauno technologijos universitetas. ISSN 1822-8283. 2015, p. 156-157. [M.kr. 09T]. [Indėlis: 0,200].
1. Ragulskis, Kazimieras; Ragulskis, Liutauras Mykolas; 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. Kaunas: JVE International. ISSN 2335-2124. 2015, vol. 3, iss. 1, p. 9-16. [INSPEC; Academic OneFile] [M.kr. 09T]. [Indėlis: 0,143]

Sąrašo sudarymo data: 2018-06-10

Synchronization of pneumatic vibroexciters under air cushion operating mode in a self-exciting autovibration regime[†]

Edmundas Kibirskštis^{1,*}, Darius Pauliukaitis¹, Valdas Miliūnas¹ and Kazimieras Ragulskis²

¹Kaunas University of Technology, Kaunas, Lithuania

²Lithuanian Academy of Sciences, Vilnius, Lithuania

(Manuscript Received October 26, 2016; Revised March 2, 2017; Accepted May 9, 2017)

Abstract

A synchronization and phase control method for pneumatic vibroexciters that operate under a self-exciting vibration mode was proposed using a channel with an aerodynamic link. A mathematical model for nonlinear equations that numerically described the dynamics of two vibroexciters was built. Results showed that the qualitative model described the dynamics of a mechanical system. Vibrations of equal phases were obtained in both vibroexciters. A consistent pattern of transformation into a self-exciting vibration regime was determined. The synchronization conditions of the vibroexciters were presented. The effects of the geometric parameters of the synchronization channel on the vibrations of the working body of a vibroexciter were determined. Lastly, the range of the vibration transformation of the vibroexciters toward a synchronous equal frequency was investigated.

Keywords: Air cushion mode; Pneumatic vibroexciter; Self-exciting vibration; Self-synchronization

1. Introduction

A mechanical system that consists of two pneumatic vibroexciters with one degree of freedom and operating under a self-exciting mode was analyzed in this work. These vibroexciters were created by applying self-exciting vibrations occurring in air cushions. This type of vibroexciters has been created and analyzed by Galinskas et al. [1-3].

Vibroexciters should work synchronously to develop technological equipment that consists of several vibroexciters and to intensify technological processes. Furthermore, a mode of synchronous work or work with a synchronous phase should be set for a few types of vibroexciters that are working within a certain distance from each other. Ragulskis, who wrote about combined self-synchronization methods, formulated new stabilization principles for vibrating systems and developed their theories.

The vibratory synchronization transmission of two exciters was investigated in a super-resonant vibrating system to save energy. The stability criterion of the synchronous states was derived by complying with generalized Lyapunov equations [4]. In Ref. [5], the dependence of the dynamics and synchronization of self-excited oscillators on the initial conditions was investigated.

Several synchronization and phase adjustment methods can be applied to solve the synchronization problems of some vibroexciters. Vibroexciters can be synchronized in several ways, such as by using a joint rigid platform. However, this approach has been established and analyzed in Refs. [6-8]. A different synchronization method for vibroexciters that uses synchronizing and chamber-connecting aerodynamic links is proposed in this work.

This work aims to investigate the numerically working modes of two vibroexciters to determine the dependence of vibration characteristics on the geometric parameters of vibroexciters and the dynamic parameters of mechanical systems by evaluating the effects of aerodynamic links on the vibration parameters and conditions of the synchronization of vibroexciters.

2. Operating principle of and control method for the synchronization and phase of pneumatic vibroexciters using aerodynamic links

Previous studies [1-3] have shown that self-exciting pneumatic vibroexciters that operate in a regime of autovibrations have a feeding air source, which elastically hangs up mass, thereby adjusting the device and the accumulative element of the energy (chamber) (Fig. 1(a)).

These vibroexciters, which depend on the amount of feeding pressure, can have four operating regimes: contact, two air

^{*}Corresponding author. Tel.: +370 615 31963

E-mail address: edmundas.kibirskstis@ktu.lt

[†]Recommended by Associate Editor Eung-Soo Shin

© KSME & Springer 2017

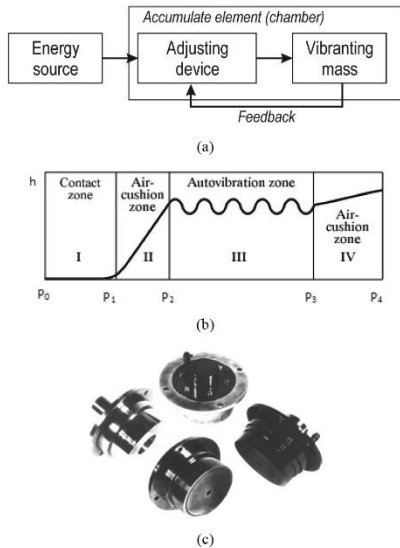


Fig. 1. Operating principle and examples of pneumatic vibroexciters working in an autovibration regime: (a) Scheme of the system operating in an autovibration regime; (b) operating regimes of the working body of the pneumatic vibroexciters, with $P_1...P_4$ as the values of the feeding pressure; (c) examples of the manufactured pneumatic vibroexciters.

cushion, and autovibration regimes (Fig. 1(b)). All these regimes can be applied based on the requirements of the technological regime of a manufacturing system.

In a contact regime, the pressure in the chamber is insufficient to overcome the adjustment of the hanger (Zone I). Nearly no gas leak is observed. In the first air cushion zone (Zone II), the hanger of the vibroexciter rises from the equilibrium position but no vibration can be observed because of the minimal force of feeding pressure, which is weaker than the force of the spring that affects the elastic hanger. In the other air cushion zone (Zone IV), the feeding pressure is too high, such that the hanger rises and remains in the maximum rudder position. The pressure that exists only in zone III can be used to stimulate the autovibrations of a working body and causes the autovibration regime of the pneumatic drive, i.e., $P_2 < P_1' < P_3$.

The operating principle of the aforementioned vibroexciters is described as follows. After feeding pressed air (gases) with a particular pressure P_j , the gases flow through the throttle in chamber 3 (Fig. 2). Some of the gases flow outside through the ring-shaped gap between hung up mass l and the surface of the vibrotransducer. A static cushion of gases is formed in this gap. Further increasing the pressure of the gases flowing in the chamber raises the pressure in the chamber and the gap until elastic hanger l , which overcomes the elasticity C of

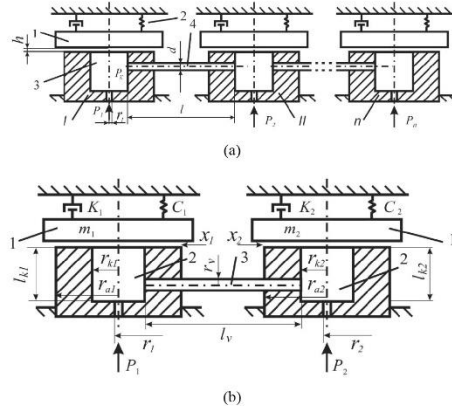


Fig. 2. Examples of synchronized vibroexciters: (a) Structural scheme of the synchronization and phase formation of n pneumatic vibroexciters using synchronizing channels: I, II, \dots, n of the vibroexciter; 1 is the vibrating mass; 2 is the spring; 3 is the vibroexciter chamber; 4 is the synchronizing channel; l and d are the length and diameter of the synchronizing channel, respectively; P_1, P_2, \dots, P_n are the pressures that enter the appropriate vibroexciter; (b) synchronization scheme of the pneumatic vibroexciters: 1 is the oscillatory mass; 2 is the vibrodrive chamber; 3 is the tube link; P_1, P_2 denote the supplied gas pressure; r_1, r_2 denote the radius of the air supply channel; r_{k1}, r_{k2} denote the chamber radius; l_{k1}, l_{k2} denote the chamber height; r_{a1}, r_{a2} denote the external radius; l_v is the length of the linking channel; and r_v is the radius of the linking channel.

spring 2, begins to move toward increasing the working gap. The hanger overcomes the equilibrium point and the gap reaches the maximum value h_{max} due to the inertia of mass m . The pressure in the chamber is too high in this position; thus, less gases flow through the throttle than out through the gap. Consequently, pressure P_K decreases in chamber 3. Then, mass m starts to move toward the direction of the decrease in working gap h . The gap reaches the minimum value h_{min} because inertia at the equilibrium point is overcome again. After decreasing gap h , the gases in the chamber accumulate faster than they flow out through the gap; thus, pressure increases again. Increased pressure P_K in the chamber forces mass m to move toward the direction of gap increase. The process is repeated cyclically.

A vibroexciter synchronization and phase adjustment method that uses the channels of aerodynamic links is shown in Fig. 2(a). The synchronization of two or more vibroexciters works under a steady mode, or the synchronous phase can be performed in this case. The pulsatile pressure and air flow in channel 4 of the working vibroexciters are used for this purpose.

Synchronization among vibroexciters is achieved by inserting additional links with a particular aerodynamic resistance.

When compressed air P_1, P_2, \dots, P_n is fed into the vibroexciters, mass l begins to vibrate in frequencies close to the self-

exciting mode at particular parameters of a vibroexciter (mass, elasticity of spring 2, cross section area of the throttles, volume of the chamber, and amount of feeding pressure). The changed pressure in one the chamber influences the change in the component of variable pressure in the other chambers given synchronizing channel 4. The multiple frequency of pulsatile pressure is established, i.e., the frequency of vibrating mass I becomes similar or multiple due to the additional aerodynamic links. The general phase of vibrations can change from 0 to 2π depending on the characteristics of the aerodynamic link of a channel, feeding pressures $P_1...P_n$, and mass I . The dependence of the vibration characteristics of a mechanical system on the aerodynamic resistance in channel 4, the length and diameter of the channels, the geometric parameters of the vibroexciters, and the mass m and rigidity of the springs can be determined by experimenting or numerically analyzing a complicated differential system of equations with a considerable number of variable parameters.

The solution for realizing synchronization and general phase is complicated, particularly when solving numerically. However, such solution is important in applying the synchronous work of pneumatic vibroexciters to various technologies.

3. Mathematical model for a mechanical system

A research on two vibroexciters connected to an aerodynamic synchronization link in the shape of a tube (radius r_v and length l) is conducted in this work. The principal scheme is shown in Fig. 2(b).

Several problems on the synchronization phenomenon of vibroexciters were analyzed in Ref. [11]. A simplified gas flow model was used to create the mathematical model. Furthermore, the shock waves of the gas stream, and to a certain extent, the ejector, are not considered.

All the systems are defined by two differential equations of the second order that describe each movement of the working body (masses m_1 and m_2) of each vibroexciter:

$$m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2} + K_1 \frac{dx_1}{dt} + C_1(x_1 + H_{z1}) = \pi r_{k1}^2 (P_{k1} - P_a), \quad (1)$$

$$m_2 \frac{d^2x_2}{dt^2} + K_2 \frac{dx_2}{dt} + C_2(x_2 + H_{z2}) = \pi r_{k2}^2 (P_{k2} - P_a), \quad (2)$$

where H_{z1} and H_{z2} are the initial tightening of vibrating masses m_1 and m_2 , respectively, that causes the rigidity of all the systems; P_{k1} and P_{k2} are the pressures of pressed air in the chambers; P_a is the atmospheric pressure ($P_a = 10^5$ Pa); K_1 , K_2 denote the coefficients of resistance ($K_1 = 50$ kg/s, $K_2 = 60$ kg/s); C_1 , C_2 denote the coefficients of rigidity ($C_1 = 5900$ N/m, $C_2 = 5900$ N/m); and x_1 and x_2 denote the amplitudes of vibrations of the working body of the chambers.

The mass of the gases in the chambers is described by the law of gas mass balance as follows:

$$\frac{dQ_{k1}}{dt} = W_{11} - W_{12} + G, \quad (\text{where } G = G \text{ when } P_{k1} < P_{k2},$$

$$\text{and } G = -G \text{ when } P_{k1} > P_{k2}); \quad (3)$$

$$\frac{dQ_{k2}}{dt} = W_{21} - W_{22} - G, \quad (\text{where } G = G \text{ when } P_{k1} < P_{k2},$$

$$\text{and } G = -G \text{ when } P_{k1} > P_{k2}). \quad (4)$$

where Q_{k1} and Q_{k2} are the masses of the gases in the chambers, W_{11} and W_{21} are the amounts of feeding air, W_{12} and W_{22} are the amounts of air flowing out from chamber in the direction of the working body, and G is the amount of gases flowing out (feeding in) from the chamber through the synchronization channel. The mass of gases in chambers is generally calculated as follows:

$$\frac{dQ_k}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_k}{P_a} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_k^2 l_k + \pi r_a^2 x) \right]. \quad (5)$$

In accordance with theory of thermodynamics and by applying the equations of de Saint Venant and Vantzel [9-11], the gas stream W_{j1} that enters chambers j ($j = 1, 2$) and the gas stream W_{j2} that flows out of the chambers in the present system can be expressed through the following equations:

$$W_{j1} = \begin{cases} \mu_j \pi r_j^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_j P_j \right)^{\frac{1}{2}} \left(P_a / P_j \right)^{\frac{1}{\beta}} \left[1 - \left(P_a / P_j \right)^{1-\frac{1}{\beta}} \right]^{\frac{1}{2}} & \text{when } \lambda < P_a / P_j < 1, \\ \mu_j \pi r_j^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{1}{\beta-1}} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_j \rho_j \right]^{\frac{1}{2}}, & \text{when } P_a / P_j < \lambda, \end{cases} \quad (6)$$

$$W_{j2} = \begin{cases} \mu_j \pi r_j^2 \left(\frac{2\beta}{\beta-1} \rho_j P_j \right)^{\frac{1}{2}} \left(P_a / P_j \right)^{\frac{1}{\beta}} \left[1 - \left(P_a / P_j \right)^{1-\frac{1}{\beta}} \right]^{\frac{1}{2}} & \text{when } \lambda < P_a / P_j < 1, \\ \mu_j \pi r_j^2 \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{1}{\beta-1}} \left[\frac{2\beta}{\beta+1} P_j \rho_j \right]^{\frac{1}{2}}, & \text{when } P_a / P_j < \lambda \end{cases}, \quad (7)$$

where μ denotes the coefficient that assesses gas resistance, μ_1 denotes the resistance coefficient of air entering a chamber ($\mu_1 = 0.9$), μ_2 denotes the resistance coefficient of air flowing from a chamber ($\mu_2 = 0.21$), ρ_j is the supplied air density, λ is the critical ratio of pressures ($\lambda = 0.528$), $\beta = C_p / C_v = 1.405$, C_p is the coefficient of thermal inductivity under constant pressure, and C_v is the coefficient of thermal inductivity under constant volume.

The gases do not transform the heat within the walls of the synchronization channel when the length of the channel is short. Losses in pressure due to friction along the tube are expressed according to Darcy's formula [10].

When the equation of energy; the equation of ideal gases

Table 1. Initial testing data and results.

Test no.	<i>i</i>	<i>m</i> , kg	<i>l_{0i}</i> , × 10 ³ m	<i>P_i/P_{0i}</i>	Hz, × 10 ³ m	Without synchronization channel		With synchronization channel	
						<i>A_i</i> , × 10 ³ m	<i>f_i</i> , Hz	<i>A_i*</i> , × 10 ³ m	<i>f_i*</i> , Hz
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	1	1.0	40	1.6	2.0	3.79	22.86	2.67	23.06
2	2	1.5	20	2.0	2.0	-	21.78	1.35	23.06
	1	1.0	40	1.6	2.0	3.79	22.86	0.64	30.00
3	2	0.5	40	1.8	2.0	1.48	34.05	1.42	29.96
	1	0.5	30	2.0	1.0	-	34.75	1.22	15.55
4	2	1.8	60	1.8	2.0	6.03	15.26	4.89	15.54
	1	0.5	65	2.15	1.0	2.40	28.27	3.06	26.49
5	2	0.9	45	1.6	2.0	2.80	24.29	1.95	26.50
	1	1.0	40	1.6	2.0	3.79	22.86	2.48	23.10
6	2	1.5	20	2.0	2.0	-	21.78	1.24	23.12
	1	1.0	40	1.6	2.0	3.79	22.86	2.04	23.50
7	2	1.5	20	2.0	2.0	-	21.78	1.12	23.50
	1	0.5	30	2.0	1.0	-	34.75	3.51	27.42
8	2	1.8	60	1.8	2.0	6.03	15.26	0.64	27.38
	1	0.5	30	var.	1.0	-	-	var.	var.
8	2	1.8	60	2.33	2.0	-	-	var.	var.

$p/\rho = RT$; and the expression of a balance equation $G = \rho F \omega = \text{const.}$, where G denotes the amount of entering and outflowing gases, F is the cross-section area of the tube, and ω is the velocity of gas flow, are applied, we obtain the following equation:

$$\lambda_v \frac{l_v}{D} = 2 \ln \frac{P_2}{P_1} + \frac{F^2}{RTG^2} (P_1^2 - P_2^2), \quad (8)$$

where pressure at the initial cross section of the tube (diameter D) is P_1 and that at the end is P_2 , l_v is the length of the tube, and λ_v is the coefficient for evaluating friction and other technical losses.

From the markings shown in Fig. 2(b), the change in gas amount per 1 s in the synchronization tube of a pneumatic vibroexciter can be written as follows:

$$G = \begin{cases} \pi r_v^2 \sqrt{\frac{P_{k1} - P_{k2}^2}{\rho_{k1} \left(\frac{\lambda_v l_v}{2r_v} + 2 \ln \frac{P_{k1}^2}{P_{k2}^2} \right)}}, & \text{when } P_{k1} > P_{k2} \\ \pi r_v^2 \sqrt{\frac{P_{k2}^2 - P_{k1}^2}{\rho_{k2} \left(\frac{\lambda_v l_v}{2r_v} + 2 \ln \frac{P_{k2}^2}{P_{k1}^2} \right)}}, & \text{when } P_{k2} > P_{k1} \end{cases} \quad (9)$$

Thus, the general dynamics of two vibroexciters connected to a synchronization tube using an aerodynamic link can be described by the system of Eqs. (1)-(4), where the expressions from Eqs. (5)-(7) and (9) are used.

During the solution process, the system of the first and sec-

ond degree differential equations is transformed into a system with six equations of the first degree. To solve these equations, the Runge-Kutta method was applied based on a variable (at a determined accuracy of the solution) and a fixed number of integration steps [11]. The solution was realized using Math-Cad software.

4. Theoretical research results

The geometric parameters (r_{k1} , k_{k1} , r_{k2} , k_{k2} , l_{k2} , r_2) of the chambers, the values of the initial adjuster Hz, pressures P_1 and P_2 that enter the chambers, and masses m_1 and m_2 of the working body were changed during the theoretical research. The vibrations without aerodynamic connection of the working bodies of the vibroexciters were initially tested, i.e., the vibroexciters were working independently (without a synchronization channel). The influence on the character of vibrations was subsequently analyzed after introducing a synchronization channel between the vibroexciters. The synchronization channel data in tests 1-4 (other data are provided in Table 1) were constant: length $l_v = 100 \times 10^3$ m and radius of the tube $r_v = 2.5 \times 10^3$ m. In tests 5-6, the initial data of test 1 were used and the parameters of the synchronization channel were changed. For test 5: Length of the channel $l_v = 500 \times 10^3$ m and radius of the channel $r_v = 2.5 \times 10^3$ m; for test 6: $l_v = 100 \times 10^3$ m and $r_v = 5.0 \times 10^3$ m. For test 7, the initial data of test 3 and a larger radius of the synchronization channel ($r_v = 5.0 \times 10^3$ m) were used. In all the tests, the radius of the vibroexciter chamber was $r_{k1} = r_{k2} = 2.5 \times 10^2$ m, the radius of the vibroexciter was $r_{a1} = r_{a2} = 3.5 \times 10^2$ m, and the radius of the supply channel was $r_1 = r_2 = 2.0 \times 10^3$ m.

The initial data for testing are listed in Table 1. The first

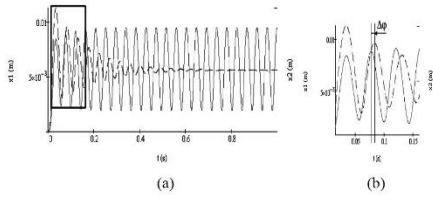


Fig. 3. Vibrations of both working bodies of vibroexciters without an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 1), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line: (a) Vibrations with an interval of 1 s; (b) enlarged fragment of the part shown in (a).

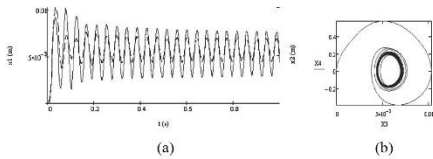


Fig. 4. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 1), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line: (a) Vibrations with an interval of 1 s; (b) phasor view of vibrations.

column indicates the test number. The second column presents the number of vibroexciters. The third to sixth columns show the initial settings of the vibroexciters. The seventh to eighth columns list the amplitudes of vibrations and the values of frequency without a synchronization channel. The ninth to tenth columns show the amplitudes of vibrations and the values of frequency with a synchronization channel.

First test. The analysis of the results according to the data of the system from Table 1 (no. 1) showed that when the vibroexciters worked independently, steady self-exciting vibrations were generated in one of the vibroexciters and the fading vibrations were observed in the other vibroexciter (Fig. 3). The phases of the vibrations were different.

After introducing the aerodynamic link of synchronization (with the same parameters), the second vibroexciter also operated in a regime of self-exciting vibrations, and both vibroexciters operated at only one frequency, i.e., $f_1 = f_2 = 23.06$ Hz (Fig. 4).

Second test. In this case, both vibroexciters independently work in a regime of self-exciting vibrations but their amplitudes differ more than twice and the frequencies were 1.5 times (Fig. 5 and initial data from Table 1, no. 2). In both chambers, the self-exciting vibrations with the same phase and frequency $f_1 = f_2 = 29.98$ Hz were observed after an interval of $t_1 = 0.3$ s and the introduction of an aerodynamic link for synchronization (Fig. 6).

Third test. The character of the vibrations of the independently working vibroexciters that use initial data no. 3 is shown in Fig. 7. The first vibroexciter (vibrations x_1) does not operate

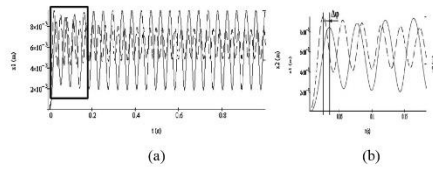


Fig. 5. Vibrations of both working bodies of vibroexciters without an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 2), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line: (a) Vibrations with an interval of 1 s; (b) enlarged fragment of the part shown in (a).

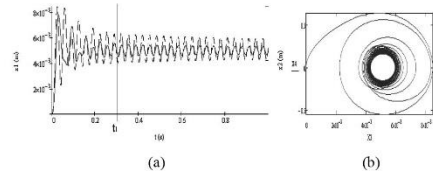


Fig. 6. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 2), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dotted line: (a) Vibrations with an interval of 1 s; (b) phasor view of vibrations.

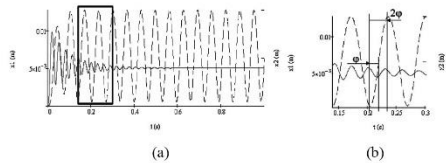


Fig. 7. Vibrations of both working bodies of vibroexciters without an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 3), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line: (a) Vibrations with an interval of 1 s; (b) enlarged fragment of the part shown in (a).

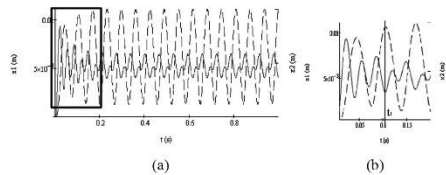


Fig. 8. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 3), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line: (a) Vibrations with an interval of 1 s; (b) enlarged fragment of the part shown in (a).

in a regime of self-exciting vibrations. The phases and frequencies of vibrations differ nearly twice (34.75 Hz and 15.26 Hz).

After introducing the synchronization channel, the vibra-

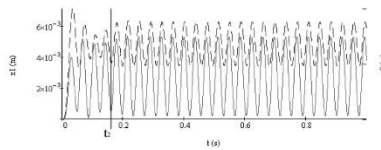


Fig. 9. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 4), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line.

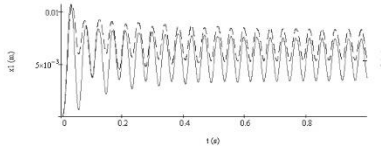


Fig. 10. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 6), where $i = 1$: (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line.

tions achieved the character shown in Fig. 8. The vibrations x_2 of the second chamber remained in a regime of self-exciting vibrations but the amplitude was reduced from 6.03×10^{-3} m to 4.89×10^{-3} m. Nonharmonic vibrations were obtained in the first chamber after time t_1 ($t_1 = 0.12$ s).

Fourth test. When the synchronization channel was introduced into the vibroexciters working independently in a regime of self-exciting vibrations with initial data no. 4 (Table 1), the amplitude of vibrations in the first chamber increased from 2.40×10^{-3} m to 3.60×10^{-3} m, whereas that in the second chamber decreased from 2.80×10^{-3} m to 1.95×10^{-3} m. However, self-exciting vibrations were observed with a general frequency of $f_1^* = f_2^* = 26.50$ Hz in both vibroexciters after time t_2 ($t_2 = 0.16$ s) (Fig. 9).

Fifth test. In this case, the length of the synchronization channel was increased five times according to the data set of test 1. The results showed that the increase in channel length slightly increased the frequency of vibrations but reduced amplitude.

Sixth test. During this test, data set 1 was used but the radius of the synchronization channel was increased twice. Such change caused different characters in a self-exciting vibration regime in the second chamber (Fig. 10) when the results shown in Fig. 4 were compared. Furthermore, frequency increased and amplitudes were 1.2–1.3 times lower compared with the results of test 1.

Seventh test. Data set 3 but with a twice larger radius of the synchronization channel was used in this test. Thus, a completely different character of the vibrations (Fig. 11) compared with the character shown in Fig. 8 was observed in this case. The first chamber influenced the second chamber by completely reducing the amplitude of vibrations in the latter and

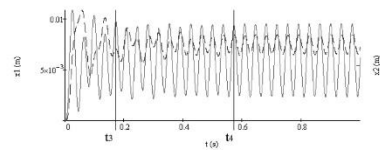


Fig. 11. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 7), where $i = 1$: (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line.

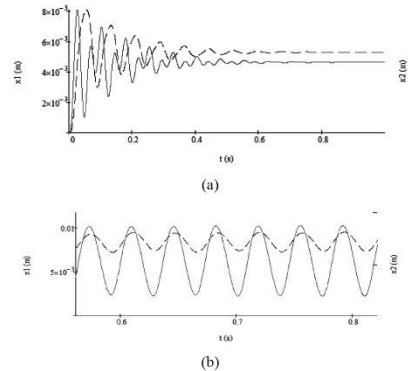


Fig. 12. Vibrations of both working bodies of vibroexciters with an aerodynamic link of synchronization (initial data from Table 1, no. 8), where $i = 1$ (x_1) is represented by a gray line and $i = 2$ (x_2) is denoted by a black dashed line: (a) $P_i/P_a = 1.25$; (b) $P_i/P_a = 1.525$ (vibrations after time $t = 0.55$ s).

by nearly removing it from the regime of self-exciting vibrations. The phases became equal after time $t_3 = 0.17$ s. A regime of self-exciting vibrations was observed after time $t_4 = 0.57$ s. Frequency increased 1.76 times.

Eighth test. In this case, the vibroexciters were connected to the synchronization channel with length $l_v = 100 \times 10^{-3}$ m and radius $r_v = 5 \times 10^{-3}$ m. The first vibroexciter was gradually fed with pressure P_i , and the frequencies of vibrations were observed in both chambers. The dependencies of the frequencies of vibrations f_1 and f_2 on the ratio between P_i and P_a are shown in Fig. 13.

Damping vibrations were observed in both chambers (Fig. 12(a)) at the initial moment ($P_i/P_a = 1.25$), but the frequency of vibrations in the first chamber was 1.85 times higher. With the increase in pressure P_i , the amplitude of vibrations in the first chamber also increased and the frequencies of vibrations in both chambers gradually decreased. Furthermore, the range in the mass that vibrated at a low frequency attempted to trap the frequencies of vibrations of the other chamber (Fig. 13(b)). After a certain time, both vibroexciters began to work in a regime of self-exciting vibrations although the frequencies were unequal (Fig. 12(b)). Vibrations of equal frequencies

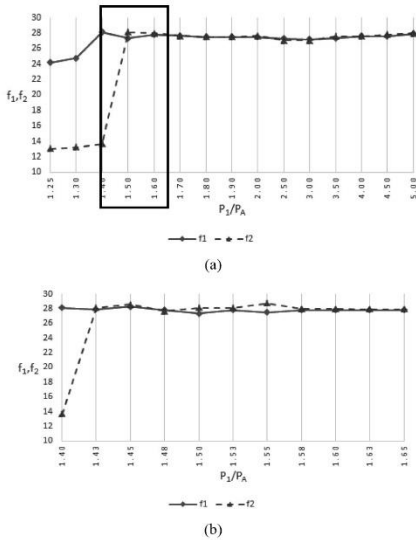


Fig. 13. Change in frequencies of the vibrations of both working bodies by changing the pressure fed to the first vibroexciter: (a) P_1 changes from $1.25 \times P_a$ to $5.00 \times P_a$; (b) enlarged fragment of the part shown in (a), where pressure P_1 changes from $1.40 \times P_a$ to $1.65 \times P_a$.

were observed after further increasing pressure P_1 .

5. Conclusions

A control method for the synchronization of two pneumatic vibroexciters that used an aerodynamic channel and operated in a regime of self-exciting vibrations was investigated.

A mathematical model was created using the equations of de Saint Venant and Vantzel, which described the dynamics of the mechanical system of the two pneumatic vibroexciters with a synchronizing channel. This model comprised a system of several differential equations of the first and second degrees that was reduced to a system of six equations of the first degree and solved by applying the Runge-Kutta method.

The introduction of an aerodynamic link for synchronization influenced the self-synchronization of the mechanical system and the parameters of self-excited vibrations. The amplitudes of vibrations were reduced in both chambers but only in certain cases ($P_1/P_a \geq 2.15$, $P_2/P_a = 1.6$). Meanwhile, the amplitude of one vibroexciter increased, whereas that of the other decreased.

Numerical studies have shown that after synchronization is introduced, the harmonic vibrations in both vibroexciters are obtained ($P_1/P_a = 1.6$, $P_2/P_a \geq 2.0$) given that before the introduction, one vibroexciter works independently in a regime of self-exciting vibrations whereas the other operates in a regime of damping vibrations where frequency is lower.

The calculations results indicate that the movement character of the working body transformation into a regime of self-exciting vibrations depends on the geometric parameters of vibroexciters and the initial conditions, which can vary. That is, harmonic self-exciting vibrations with a synchronous frequency can be obtained after a particular time ($P_1/P_a \geq 1.6$, $P_2/P_a \geq 1.6$). This time is inversely proportional to the ratio P/P_a .

Furthermore, when the vibroexciters are working separately, the frequency of vibrations differs more than 1.8 times. After introducing a synchronization link, a nonharmonic movement character of the working body can be obtained ($P_1/P_a \geq 2.0$, $P_2/P_a \leq 1.8$) in the vibroexciter with a higher frequency of vibrations but lower amplitude.

The length of the synchronization channel has greater influence on the amplitude of vibrations but less on frequency. However, the cross section of the channel can change the character of the vibrating mass movement by forcing both vibroexciters in a regime of self-exciting vibrations or to generate damping vibrations. The increase in ratio $2r/L_0$ between the cross section and the length of the synchronization channel decreases the amplitudes of self-exciting vibrations but increases the synchronous frequency of both vibroexciters.

The ranges in both vibroexciters begin to work in a regime of synchronous vibrations with the obtained equal frequencies gradually changing the amount of feeding pressure to one vibroexciter. Slight differences among frequencies can be observed within these ranges when their values become closer; however, the uniform increase in feeding pressure results in equal synchronous frequencies in both vibroexciters.

The results obtained in this study can be used to design such type of vibrating mechanical systems.

References

- [1] A. V. Galinskas, K. M. Ragulskis and A. P. Šermukšnis, Use of the phenomenon of „pneumatic hammer“ to generate directed vibrations, Problems of development of gas lubrication, Part 2, Report at the Union Coordination Meeting, Science, Moscow, USSR (1972) 238-247.
- [2] E. Kibirskštis, Pneumatic self-excited vibrodrives of testing machines for the study of mechanical properties of materials and constructions, Research works in Applied Mechanic No.1 (Taikomoji mechanika Nr.1), Kaunas University of Technology, Technologija, Kaunas, Lithuania (1991) 24-34.
- [3] K. Vaitasius, D. Pauliukaitis and E. Kibirskštis, Investigation of Multifunctional Actuators on an Air-Cushion, Solid State Phenomena, 198 (2013) 324-327.
- [4] X. Zhang, B. Wen and C. Zhao, Vibratory synchronization transmission of two exciters in a super-resonant vibrating system, Journal of Mechanical Science and Technology, 28 (6) (2014) 2049-2058.
- [5] V. Vinod, B. Balaram, M. D. Narayanan and M. Sen, Effect of oscillator and initial condition differences in the dynamics of a ring of dissipative coupled van der Pol oscillators, Jour-

nal of Mechanical Science and Technology, 29 (5) (2015) 1931-1939.

- [6] I. I. Blekhman, *Synchronization in science and technology*, Moscow, USSR (1981).
- [7] E. Astrauskienė, K. Ragulskis, I. Tiknevičienė and L. Ragulskis, Multiple synchronization and unperiodical motion in a system with unbalanced rotors, *Journal of Vibroengineering: Proceedings of the Public Institution Vibromechanica*, 2 (1999) 32-36.
- [8] D. A. Tomchin, O. P. Tomchina and A. L. Fradkov, Controlled passage through resonance for flexible vibration units, *Mathematical Problems in Engineering*, 2015 (2015).
- [9] D. G. Vidyayev, Fluid & gas dynamics separation processes, *A Tutorial*, Tomsk Polytechnic University (2009) 37-40, 84-86.
- [10] N. N. Gladyshev, Fluid & gas dynamics, *Compendium for Lectures*, Saint-Petersburg state University of Plant Polymers (2012) 5-24.
- [11] D. Pauliukaitis, E. Kibirkštis and K. Ragulskis, Problems of precise vibromechanics and vibroengineering, *Vibroengineering Procedia*, JVE International Ltd., Kaunas, Lithuania (8) (2016) 377-385.



Kazimieras Ragulskis is a Lithuanian scientist and engineer. He established the Scientific School of Precise Vibromechanics and Vibroengineering. He is Dr. (1954), Habil. Dr. (1963), a Professor Emeritus, a corresponding member of the Academy of Sciences of the USSR (and later on, the Russian Academy of Sciences) (1987), a member of the Lithuanian Academy of Sciences (1987), and an honored inventor in the USSR (1987). K. Ragulskis supervised a team of scientists and developed the basis of theory for separate types of mechanical systems, as well as produced inventions, patents, and innovations, along with their practical implementations. His team also constructed original precise devices, manipulators, and robots, which found applications in various branches of industry and science. K. Ragulskis established a new scientific domain called precise vibromechanics and vibroengineering. He created new effects, developed known effects and qualities of nonlinear dynamical systems, formulated scientific backgrounds with separate directions in this domain, formulated principles for creating new systems, and developed applied scientific results for engineering practice. The obtained results are important for contemporary and future science and engineering. K. Ragulskis is the author and co-author of 28 monographs, 1750 inventions and patents, and hundreds of scientific works. He served as the scientific supervisor/consultant of approximately 300 defended and habilitated doctoral dissertations.



Edmundas Kibirkštis is a Professor and Supervisor of the science group at the Manufacturing Engineering Department of the Mechanical Engineering and Design Faculty of Kaunas University of Technology. His areas of interest include optical diagnostics, prognostication, machine dynamics research, and research on vibrotransducer in air cushion with active links. He published over 250 scientific works in the fields of mechanical, materials, and measurement engineering. He serves as a Supervisor for international and Lithuanian science projects.

Synchronization of pneumatic vibroexciters operating on air cushion with feeding pulsatile pressure under autovibration regime[†]

Edmundas Kibirsktis^{1,*}, Darius Pauliukaitis¹, Valdas Miliūnas¹ and Kazimieras Ragulskis²

¹Kaunas University of Technology, Kaunas, Lithuania

²Lithuanian Academy of Sciences, Vilnius, Lithuania

(Manuscript Received April 10, 2017; Revised August 23, 2017; Accepted September 19, 2017)

Abstract

The synchronization of pneumatic vibroexciters operating under an autovibration regime with feeding pulsatile pressure has been investigated using aerodynamic channels. A mathematical model of nonlinear equations that describes the dynamics of two vibroexciters has been created and solved numerically. Results contend that the mathematical model helps in solving the dynamics of a mechanical system. The characteristics of both vibroexciters have been obtained; the regularities of time prior to the autovibration regime have been determined; the conditions of synchronizing vibroexciters have been shown; the effect of the parameters of feeding pulsatile pressure on the vibration shapes of the vibroexciter working body has been determined.

Keywords: Air-cushion mode; Autovibrations; Pneumatic vibroexciter; Pulsatile pressure; Self-exciting vibration; Self-synchronization

1. Introduction

This paper is related to previous research described in Refs. [1-3]. The formation of the autovibration regime in the air bearing is first described in Ref. [1]. The synchronization of planetary, eccentric, and pneumatic vibroexciters that were mounted on one rigid platform is analyzed in Ref. [2]. A vibratory synchronization transmission of two exciters is investigated in Ref. [4]. The authors of Ref. [3] analyzed the conditions of synchronizing two vibroexciters on an air cushion that operates in an autovibration regime and the constant feeding pressure. In this research, the conditions of synchronizing vibroexciters are investigated by using synchronizing aerodynamic links that connect chambers and different pulsatile pressure that is fed to these chambers.

The present paper aims to numerically investigate the working regimes of two vibroexciters that are connected with a synchronization channel and determine the dependences of vibration characteristics on geometrical parameters of vibroexciters and dynamic parameters of a mechanical system. This paper is a continuation of previous studies [3]. The difference between these studies is that the feeding pressure of the second chamber in the current research is not constant but pulsatile, i.e., $P_1(t)$ or $P_2(t)$ (Fig. 1).

Theoretical research on dynamics is conducted and regulari-

ties are determined by applying the mathematical model from Ref. [3] to in-time varying pressure that is fed to the system. A dynamic system that is complicated and has control parameters has been obtained. The feeding of pulsatile pressure in various ways forces the vibration of the vibroexciter working bodies. The transition to synchronous vibrations is complicated and requires a certain time after introducing the aerodynamic link while the vibrating system undergoes a steady regime of autovibrations. The mathematical calculations have shown that controlling the investigated system becomes more flexible by changing the parameters of pulsatile pressure (Compared with Ref. [3]). Various laws of vibrations of working bodies can be obtained thus, thereby allowing an expansion of application areas.

2. Mathematical model of the mechanical system

Research on two vibroexciters connected with aerodynamic links in shapes of tubes (Radius r , length l) is presented in this paper. The principal scheme of the analyzed mechanical systems is illustrated in Fig. 1.

A simplified model of gas flow is used by creating the mathematical model. Furthermore, the model is disregarded in the shock waves of gas stream and effect of ejector [3].

The entire system is defined by two differential equations of second order that describes the movement of the working body (Mass m_1 and m_2) of each vibroexciter:

*Corresponding author. Tel.: +370 615 31963

E-mail address: edmundas.kibirsktis@ktu.lt

[†]Recommended by Associate Editor Junhong Park

© KSME & Springer 2018

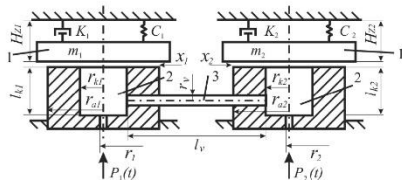


Fig. 1. Scheme of the self-synchronization of pneumatic vibroexciters: 1, 1' – Oscillatory mass, 2, 2' – Chamber of vibrodrive, 3 – Tube link, P_1, P_2 – Supplied gas pressure, r_1, r_2 – Radius of the air supply channel, r_{k1}, r_{k2} – Chamber radius, l_{k1}, l_{k2} – Chamber height, r_{a1}, r_{a2} – External radius, l_v – Length of the linking channel, r_v – Radius of the linking channel.

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + K_1 \frac{dx_1}{dt} + C_1(x_1 + H_{x1}) = \pi r_{k1}^2 (P_{k1} - P_a), \quad (1)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + K_2 \frac{dx_2}{dt} + C_2(x_2 + H_{x2}) = \pi r_{k2}^2 (P_{k2} - P_a) \quad (2)$$

where H_{x1} and H_{x2} are the initial tightening of vibrating masses m_1 or m_2 that causes the rigidity of all systems, P_{k1} and P_{k2} are the pressure of pressed air in chambers, P_a is the atmospheric pressure ($P_a = 10^5$ Pa), K_1 and K_2 are the coefficients of resistance ($K_1 = 50$ kg/s, $K_2 = 60$ kg/s), C_1 and C_2 are the coefficients of rigidity ($C_1 = 5900$ N/m, $C_2 = 5900$ N/m), and x_1 and x_2 are the amplitudes of the vibrations of the chamber working body.

The mass of gases in the chambers is described by the law of gas mass balance:

$$\frac{dQ_{k1}}{dt} = W_{11} - W_{12} + G \quad (\text{where } G = G \text{ when } P_{k1} < P_{k2}, \text{ and } G = -G \text{ when } P_{k1} > P_{k2}) \quad (3)$$

$$\frac{dQ_{k2}}{dt} = W_{21} - W_{22} - G \quad (\text{where } G = G \text{ when } P_{k1} < P_{k2}, \text{ and } G = -G \text{ when } P_{k1} > P_{k2}) \quad (4)$$

where Q_{k1} and Q_{k2} are the masses of gases in the chambers, W_{11} and W_{21} are the amounts of feeding air, W_{12} and W_{22} are the amounts of air outflowing from the chamber to the direction of the working body, and G is the amount of gases outflowing (Feeding in) from the chamber via a synchronization channel. Expressions of these components based on theory of thermodynamics [5, 6] and De Saint Venant and Vantzel equations are presented in Ref. [3].

The mass of gases in the chambers is calculated as follows:

$$\frac{dQ_{ki}}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\rho \left(\frac{P_{ki}}{P_i} \right)^{\frac{1}{\beta}} (\pi r_{ki}^2 l_{ki} + \pi r_{ai}^2 x_i) \right] \quad (5)$$

where P_i is the pressed air pressures $P_1(t)$ and $P_2(t)$ pulsating at the position of equilibrium P_i^0 with pulsation amplitude A_{Pi} , angular frequency ω_i , and initial phase ϕ_i varying [7] through

Table 1. Initial testing data.

Test No.	i	m, kg	$l_b \times 10^{-3}$ m	$H_z \times 10^{-3}$ m	Parameters of feeding pressure			
					$P_{i1}^0 \times 10^5$ Pa	$A_{P1} \times 10^4$ Pa	ω_i , rad/s	ϕ_i , rad
1	1	0.4	60	1.0	1.6	3.04	60	0
	2	1.0	40	1.0	1.6	3.04	60	0
2	1	0.4	60	1.0	1.6	3.04	60	0
	2	1.0	40	1.0	1.6	3.04	30	0
3	1	0.4	60	1.0	1.6	3.04	60	0
	2	1.0	40	1.0	1.6	3.04	60	π
4	1	0.2	20	2.0	2.2	6.08	120	0
	2	0.8	60	2.0	1.6	3.04	30	0
5	1	0.2	20	2.0	2.2	6.08	120	$\pi/2$
	2	0.8	60	2.0	1.6	3.04	30	0
6	1	0.2	40	2.0	2.43	7.09	var.	var.
	2	0.4	60	2.0	1.82	4.05	var.	var.

the law described in Eq. (6).

$$P_i(t) = P_i^0 + A_{Pi} \sin(\omega t + \phi_i). \quad (6)$$

Based on Eqs. (3)-(6), the change in pressure per time t unit in the chambers of vibroexciters dP_{ki}/dt should be calculated for the system of Eq. (7).

Thus, the dynamics of two vibroexciters connected with aerodynamic links of the synchronization channel can be described by the system in Eqs. (1)-(4) that use the expressions in Eqs. (5) and (6).

The system of the first- and second-degree differential equations is transformed to the system of the eight first-degree equations during the calculation. Runge–Kutta method is used to solve these equations [8]. The calculation was conducted using MathCad software.

$$D(t, X) = \left[\frac{dx_1}{dt}, \frac{d^2 x_1}{dt^2}, \frac{dx_2}{dt}, \frac{d^2 x_2}{dt^2}, \frac{dP_{k1}}{dt}, \frac{dP_{k2}}{dt}, \frac{dP_1}{dt}, \frac{dP_2}{dt} \right]^T. \quad (7)$$

3. Results of numerical research and their analysis

The characteristics of pulsatile pressure, that is, amplitudes A_{P1} and A_{P2} , angular frequencies ω_1 and ω_2 , and initial phases ϕ_1 and ϕ_2 , were changed during numerical research and after selecting certain geometrical parameters ($r_{k1}, l_{k1}, r_1, r_{k2}, l_{k2}$ and r_2), initial tightening Hx , and values of masses m_1 and m_2 of the vibroexciter working bodies.

In all tests, the geometrical parameters of vibroexciters were constant: $r_{k1} = r_{k2} = 2.5 \times 10^{-2}$ m, $r_{a1} = r_{a2} = 3.5 \times 10^{-2}$ m, $r_1 = r_2 = 2.0 \times 10^{-3}$ m. The radius and length of the synchronization channel were also constant: $l_v = 100 \times 10^{-3}$ m, $r_v = 2.5 \times 10^{-3}$ m.

Table 2. Parameters of vibrations without/with synchronization channel.

Test No.	i	Without synchronization channel		With synchronization channel			
		A_i^* $\times 10^{-3}$ m	f_i^* Hz	Fig. No.	A_i^* $\times 10^{-3}$ m	f_i^* Hz	Fig. No.
1	1	var.	10.2	2	1.1	10.2	3
	2	1.2	10.5		1.4	10.2	
2	1	var.	9.9	4(a)	var.	9.2	5
	2	1.0	4.6		var.	9.2	
3	1	var.	≈ 9.3	6(a)	var.	9.4	7(a)
	2	1.2	9.4		var.	9.5	
4	1	1.5	18.9	8(a)	1.7	18.9	9
	2	var.	20.4		1.4	18.9	
5	1	var.	19.5	10	1.6	19.4	11
	2	var.	23.3		1.4	19.4	

Initially, the autovibrations of the vibroexciter working bodies were investigated without aerodynamic links, i.e., vibroexciters operated independently (without synchronization channel). Then, the effect of introducing the synchronization channel on the autovibration characteristic was observed.

The initial testing data are listed in Table 1. The first column shows the number of tests; the second presents the number of vibroexciters; the third to fifth columns display the initial settings of vibroexciters; the sixth to eighth columns highlight the parameters of feeding pressure according to Eq. (6).

The parameters of autovibrations with links to the figures without synchronization channel and after activating the synchronization channel are summarized in Table 2. The pulsating amplitude is indicated as *var.* The parameters of vibrations obtained during the sixth test are listed in Table 3.

First test. The initial data of dynamic system according to the values of the first row in Table 1 were selected for this test. The pulsatile pressure fed to the chambers changed based on the law in Eq. (7) with the parameters of feeding pressure from Table 1 (Test no. 1). Thus, feeding pressures varied from 1.3×10^5 Pa to 1.9×10^5 Pa.

The autovibrations of different shapes without the synchronization channel and because of various geometrical parameters of chambers were observed (Fig. 2). The characteristics of time prior to the autovibration regime were complicated, but the autovibrations after time $t_1 = 0.4$ s in the first chamber and after time $t_2 = 0.5$ s in the second chamber become steady. In the autovibrations, periods corresponded to each other. This condition could be explained by the same pulsation of feeding frequency. The amplitude of vibrations varied from 0.5×10^{-3} m to 1.47×10^{-3} m in the first chamber and approximately $A_2 = 1.2 \times 10^{-3}$ m in the second chamber.

The characteristics of the autovibrations of vibroexciter working bodies after time $t_{synchron} = 0.29$ s apparently worsened (Fig. 3) after activating the synchronization channel. The difference between the amplitudes decreased ($A_1^* = 1.1 \times 10^{-3}$ m,

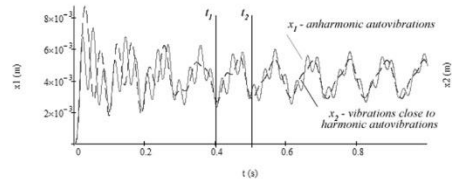


Fig. 2. Autovibrations of both vibroexciter working bodies without the aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 1: $i = 1$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line).

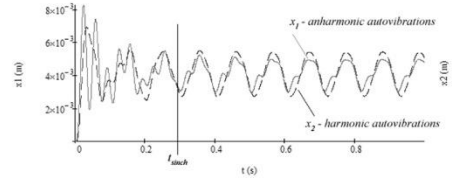


Fig. 3. Autovibrations of both vibroexciter working bodies with the aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 1: $i = 1$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line).

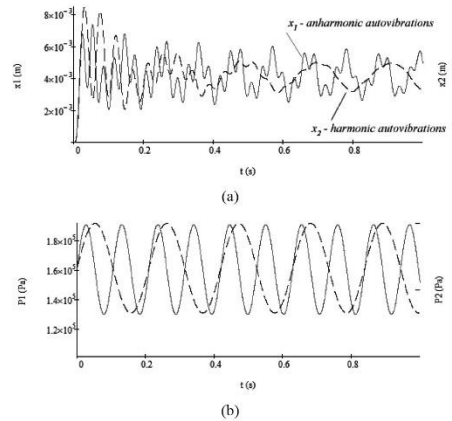


Fig. 4. (a) Autovibrations of both vibroexciter working bodies without aerodynamic links of synchronization; (b) pulsation functions of feeding pressures P_1 and P_2 (Initial data from Table 1, test no. 2: $i = 1$ (x_1, P_1) - grey line, $i = 2$ (x_2, P_2) - black dashed line).

$A_2^* = 1.4 \times 10^{-3}$ m), and the values of frequencies became equal $f_1^* = f_2^* = 10.2$ Hz. The autovibrations of mass 1' after time $t_{synchron}$ were harmonic, whereas the movement law of mass 1 was anharmonic.

Second test. The pressure fed to the chambers changed according to the law in Eq. (7) with initial data from Table 1, Test no. 2 after changing the values of angular frequency. The

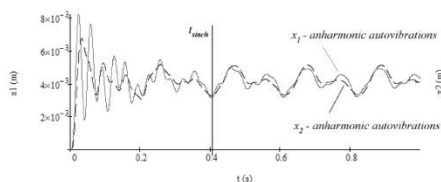


Fig. 5. Autovibrations of both vibroexciters working bodies with aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 2: $i = 1$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line).

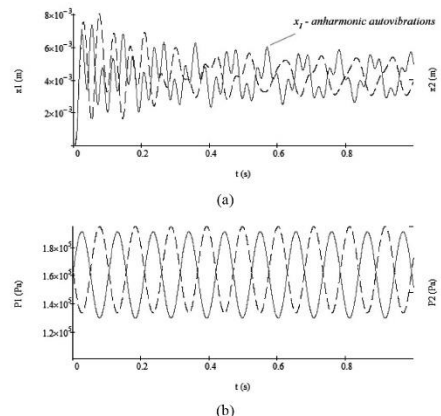


Fig. 6. (a) Autovibrations of both vibroexciters working bodies without the aerodynamic link of synchronization; (b) pulsation functions of feeding pressures P_1 and P_2 (Initial data from Table 1, test no. 3: $i = 1$ (x_1, P_1) - grey line, $i = 2$ (x_2, P_2) - black dashed line).

pressure varied from 1.3×10^5 Pa to 1.9×10^5 Pa (Fig. 4(b)).

The autovibrations of masses 1 and 1' without synchronization channel were established; these results are depicted in Fig. 4(a). The autovibrations of the different characteristics of masses 1 and 1' with uneven frequencies were evident in this graph. Mass 1 vibrated according to the anharmonic law (x_1), and the autovibrations (x_2) of mass 1' of the second vibroexciter after a certain time became harmonic.

The characteristics of the autovibrations of vibroexciter working bodies after time $t_{synch} = 0.41$ s became similar, and the average values of amplitudes and frequency practically became equal (Fig. 5). However, the vibrations of masses 1 and 1' were anharmonic.

Third test. The pressures changed according to the law in Eq. (7) with parameters of feeding pressure from Table 1, test no. 3 and varied from 1.3×10^5 Pa to 1.9×10^5 Pa (Fig. 6(b)). The phase of feeding pressure to the second chamber changed as well. Masses 1 and 1' of vibroexciters vibrated on different frequencies and mass 1 according to the anharmonic law (Fig. 6(a)).

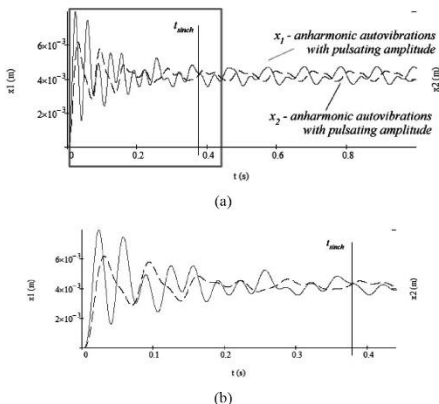


Fig. 7. Autovibrations of both vibroexciter working bodies with the aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 3: $i = 1$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line): (a) Vibrations in the interval of 1 s; (b) enlarged fragment of the (a) part.

The introduction of synchronization channel caused the vibroexciter working bodies after time $t_{synch} = 0.38$ s to begin functioning in a reversed phase regime. The amplitudes decreased by approximately 3–4 times (Fig. 7). Both masses vibrated on the basis of the anharmonic law with pulsating amplitudes.

Fourth test. In this test, the initial data of mechanical systems were changed (Table 1, test no. 4). The masses of working bodies, geometrical parameters of chambers, and parameters of feeding pressure changed. The pressure in the first chamber changed from 1.59×10^5 Pa to 2.81×10^5 Pa and from 1.3×10^5 Pa to 1.9×10^5 Pa in the second chamber (Fig. 8(b)).

The autovibrations without synchronization channel were established and are displayed in Fig. 8(a). The results showed that harmonic vibrations are established in the first chamber. Amplitude was $A_1 = 1.5 \times 10^{-3}$ m, and frequency was $f_1 = 18.9$ Hz. In the second chamber, the vibrations pulsed. Amplitude A_2 varied from 2.2×10^{-3} m to 5.7×10^{-3} m and obtained the minimal values at a certain time when the value of feeding pressure is minimal, and the frequency is $f_2 = 20.4$ Hz.

The vibrations of the vibroexciter working bodies obtained similar characteristics after introducing synchronization channel (Fig. 9). The masses of both vibroexciters vibrated based on the harmonic law with pulsating amplitude. The amplitude of vibrations in the first chamber of working body increased, $A_1^* = 1.7 \times 10^{-3}$ m, and decreased in the second chamber, $A_2^* = 1.4 \times 10^{-3}$ m. The frequency of vibrations became equal $f_1^* = f_2^* = 18.9$ Hz, but the phase difference $\Delta\varphi$ was established.

Fifth test. Dataset no. 5 in Table 1 was used in this test (The initial phase of feeding pressure was changed).

Only the change of initial phase and even without activation of synchronization channel forced the vibration of the working

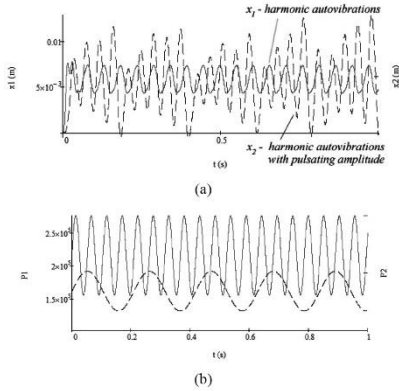


Fig. 8. (a) Auto-vibrations of both vibroexciter working bodies without aerodynamic link of synchronization; (b) pulsation functions of feeding pressures P_1 and P_2 (Initial data from Table 1, test no. 4: $i = 1$ (x_1 , P_1) - grey line, $i = 2$ (x_2 , P_2) - black dashed line).

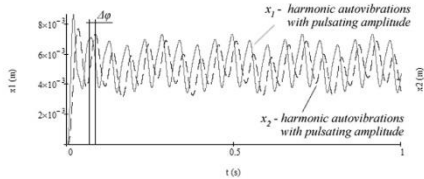


Fig. 9. Auto-vibrations of both vibroexciter working bodies with aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 4: $i = 1$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line).

body in the first chamber differently compared with the results of the fourth test (Fig. 10). The amplitude A_1 of the anharmonic auto-vibrations in the first chamber varied from 0.6×10^{-3} m to 2.1×10^{-3} m, and the value of frequency was close to $f_1 = 19.5$ Hz. Furthermore, the frequency of vibrations could be determined by the maximum extrema of function or applying the smoothing of function.

The vibration laws of the vibroexciter working bodies after introducing synchronization channel are illustrated in Fig. 11. In this figure, the amplitudes of both chambers pulsated and were close to one value, that is, $A_1^* = 1.6 \times 10^{-3}$ m, $A_2^* = 1.4 \times 10^{-3}$ m.

Sixth test. In this case, the test was conducted according to the geometrical data of system set in test no. 6 in Table 1 and changing the laws and parameters for Eq. (7) of feeding pressure. The typical results of vibrations of the vibroexciter working bodies with aerodynamic link per time $t = 1.5$ s are summarized in Table 3.

The numerical studies were conducted during this test when the geometrical parameters of vibroexciters, which are connected to aerodynamic link, were different, and the parameters

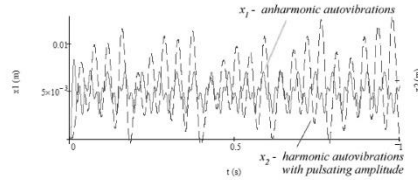


Fig. 10. Auto-vibrations of both vibroexciter working bodies without aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 5: $i = 1$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line).

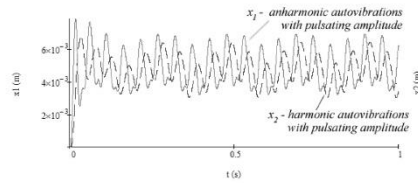


Fig. 11. Auto-vibrations of both vibroexciter working bodies with aerodynamic link of synchronization (Initial data from Table 1, test no. 5: $i = 5$ (x_1) - grey line, $i = 2$ (x_2) - black dashed line).

of feeding pressure were changed based on the data listed in Table 3.

The results showed that using a synchronization channel in vibroexciter harmonic or anharmonic auto-vibrations of working bodies are established after a certain time $t_{synchron}$ in the beginning of the synchronous regime of auto-vibrations.

The following dependencies of the auto-vibration shapes of working bodies on laws of feeding pressure and geometrical and dynamic parameters of mechanical system were determined by analyzing the results of numerical research of vibroexciters operating under auto-vibration regime and connected with aerodynamic link:

- **Harmonic auto-vibrations of the same frequency** of working bodies are established when one of the feeding pressures pulsate (Table 3, test nos. 1, 8 and 9) or begin to pulsate after a certain time (Table 3, test nos. 10 and 11);
- **Harmonic auto-vibrations of the same frequency and amplitude** are established when the feeding pressures pulsate with the same frequency $\omega_1 = \omega_2$ and phase $\varphi_1 = \varphi_2$ (Table 3, test nos. 2 and 11);
- **Anharmonic auto-vibrations of the same frequency and pulsating amplitudes** are established when the frequencies of pulsating pressures fed to vibroexciters are different $\omega_1 \neq \omega_2$ and the phases coincide $\varphi_1 = \varphi_2$ or differ per πk ($k \in \mathbb{Z}$) (Table 3, test nos. 4, 6 and 7);
- **Anharmonic auto-vibrations of different amplitudes with reversed phase** are established when the frequencies of pulsating pressures fed to vibroexciters are the same $\omega_1 = \omega_2$ and the phases φ_i differ per πk ($k \in \mathbb{N}$) (Table 3, test nos. 3 and 12). Under these conditions, if one feeding pressure was

Table 3. Shapes of the changing laws of feeding pressure and autovibrations of working bodies with synchronization channels.

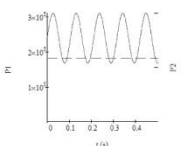
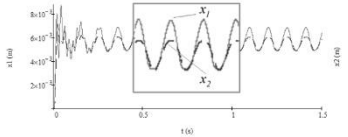
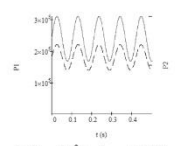
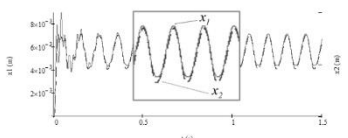
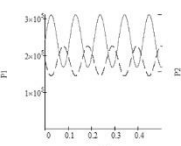
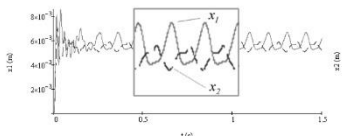
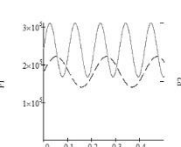
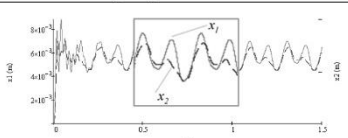
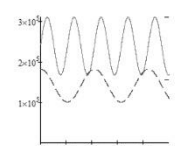
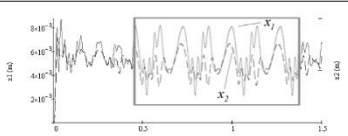
Res. No	Parameters of feeding pressure	Pulsations of pressures, where $P_1^0 = 2.43 \times 10^5 \text{ Pa}, A_{P1} = 7.09 \times 10^4 \text{ Pa},$ $P_2^0 = 1.82 \times 10^5 \text{ Pa}, A_{P2} = 4.05 \times 10^4 \text{ Pa}$	Autovibration shapes of working bodies (Mass m_1 and m_2) under geometrical parameters: $m_1 = 0.2 \text{ kg}, l_{z1} = 40 \times 10^{-3} \text{ m}, H_{Z1} - H_{Z2} = 2 \times 10^{-3} \text{ m},$ $m_2 = 0.4 \text{ kg}, l_{z2} = 60 \times 10^{-3} \text{ m}, r_{k1} = r_{k2} = 2.5 \times 10^{-3} \text{ m}$
1	$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 0 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t), P_2(t) = P_2^0$	 <p>Harmonic autovibrations of the same frequency of both working bodies are established with different amplitudes. $f_1^* = f_2^* = 9.52 \text{ Hz}$</p>
2	$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(60t)$	 <p>Harmonic autovibrations of the same frequencies of both working bodies are established. $f_1^* = f_2^* = 9.64 \text{ Hz}$</p>
3	$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = \pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(60t + \pi)$	 <p>Autovibrations are established with reverse phase. x_1-harmonic movement law of mass m_1, x_2-anharmonic movement law of mass m_2. $f_1^* = f_2^* = 9.84 \text{ Hz}$</p>
4	$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 30 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(30t)$	 <p>Anharmonic autovibrations of the same frequencies of both working bodies are established with pulsating amplitudes. $f_1^* = f_2^* = 9.9 \text{ Hz}$</p>
5	$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 30 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0.5\pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{P1} \sin(60t),$ $P_2(t) = P_2^0 + A_{P2} \sin(30t + \frac{1}{2} \pi)$	 <p>Masses of both working bodies vibrate on the basis of the complex movement laws with periodically changing amplitudes and frequencies. $f_1^* - f_2^* = 9.4 \text{ Hz}$</p>

Table 3. (Continued).

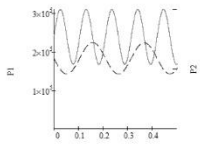
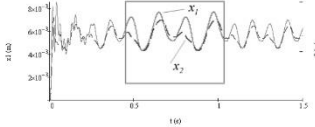
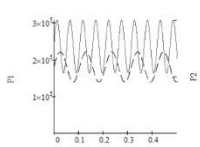
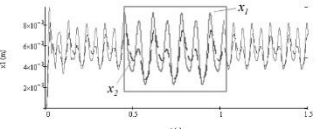
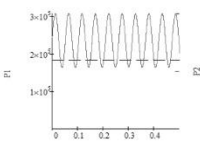
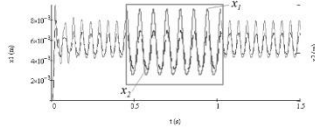
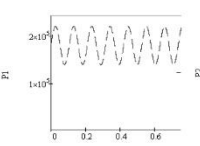
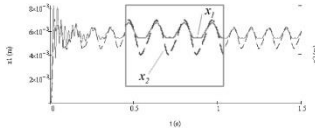
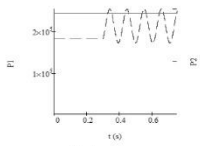
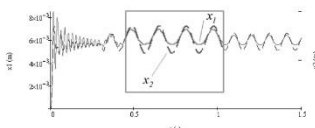
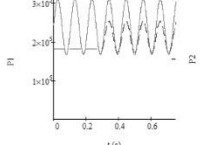
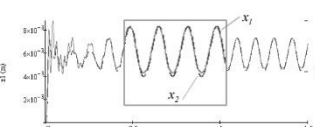
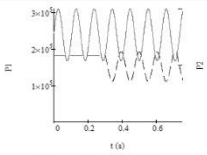
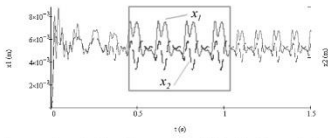
<p>6</p>	<p>$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 30 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = \pi$</p>	 <p>$P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(60t), P_2(t) = P_2^0 + A_{p2} \sin(30t + \pi)$</p>	 <p>Anharmonic auto vibrations of the same frequencies of both working bodies are established with pulsating amplitudes. $f_1^* - f_2^* = 9.80 \text{ Hz}$</p>
<p>7</p>	<p>$\omega_1 = 120 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$</p>	 <p>$P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(120t), P_2(t) = P_2^0 + A_{p2} \sin(60t)$</p>	 <p>Anharmonic auto vibrations of the same frequencies of both working bodies are established with pulsating amplitudes. $f_1^* - f_2^* = 19.68 \text{ Hz}$</p>
<p>8</p>	<p>$\omega_1 = 120 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 0 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$</p>	 <p>$P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(120t), P_2(t) = P_2^0$</p>	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequencies of both working bodies are established with different amplitudes. $f_1^* - f_2^* = 19.17 \text{ Hz}$</p>
<p>9</p>	<p>$\omega_1 = 0 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$</p>	 <p>$P_1(t) = P_1^0, P_2(t) = P_2^0 + A_{p2} \sin(60t)$</p>	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequencies of both working bodies are established with different amplitudes. $f_1^* - f_2^* = 9.80 \text{ Hz}$</p>
<p>10</p>	<p>$\omega_1 = 0 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$</p>	 <p>$P_1(t) = P_1^0, P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{p2} \sin(60t), & t \geq 0.3s \end{cases}$</p>	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequencies of both working bodies are established with different amplitudes. $f_1^* - f_2^* = 9.56 \text{ Hz}$</p>
<p>11</p>	<p>$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = 0 \text{ rad.}$</p>	 <p>$P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(60t), P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3s \\ P_2^0 + A_{p2} \sin(60t), & t \geq 0.3s \end{cases}$</p>	 <p>Harmonic auto vibrations of the same frequencies of both working bodies are established with similar amplitudes. $f_1^* - f_2^* = 9.50 \text{ Hz}$</p>

Table 3. (Continued).

12	$\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_1 = 0 \text{ rad.}$ $\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = \pi$	 $P_1(t) = P_1^0 + A_{p1} \sin(60t),$ $P_2(t) = \begin{cases} P_2^0, & \text{when } t < 0.3\text{s} \\ P_2^0 + A_{p2} \sin(60t + \pi), & t \geq 0.3\text{s} \end{cases}$	 <p>Anharmonic autovibrations are established with periodically changing amplitudes with reversed phase. $f_1^* - f_2^* \approx 9.50 \text{ Hz}$</p>
----	---	---	--

originally constant and began to pulsate after a certain time, then the complex anharmonic autovibrations are obtained with reversed phase (Table 3, test no. 12);

▪ **Anharmonic autovibrations of complex movement law with various changing frequencies and amplitudes** are established when the frequencies of feeding and pulsating pressures differ $\omega_1 \neq \omega_2$ and the phases differ by smaller than πk ($k \in \mathbb{N}$) (Table 3, test no. 5). The shape of autovibrations obtained became simple while the difference of phases is nearly πk ($k \in \mathbb{N}$). The autovibrations of complex movement law could be applied in technological processes, in which increasing the intensity of process in a shorter period is required.

Recommendations could be proposed for practical application of synchronous work of vibroexciters in various technological processes after confirming the laws experimentally obtained during this research.

4. Conclusions

The synchronization of two vibroexciters connected with aerodynamic links was analyzed in this research, in which the laws of the different feeding pressures that varied in the approach of time, frequency, and phase were applied.

A mathematical model was proposed by applying De Saint Venant and Vantzel equations; this process describes the dynamics of the mechanical system of two pneumatic vibroexciters with synchronization channel and is adopted for the pulsatile pressure case. The model developed consists of a system of several differential equations in the first and second degrees, which are reduced to the system of eight equations of the first degree and solved using the Runge–Kutta method.

The feeding of pressure to one of the chambers that was connected with an aerodynamic link can force the operation of the working bodies of both vibroexciters synchronous and with equal vibrations of frequency and phase. The synchronous vibrations are established after a certain time, depending on the geometrical parameters of the dynamic system and values of feeding pressure. This time is inversely proportional to the difference of feeding pressures $|P_1(t) - P_2(t)|$. The amplitude of synchronized autovibrations is high because of the vibroexciter in which the feeding pressure pulsates. This law is valid at different and equal geometrical parameters of vibroexciters but does not depend on the fact that the value of

feeding constant pressure is lower or higher than the maximal values of the feeding pulsatile pressure.

Numerical studies have shown that the synchronous autovibrations with equal parameters after a certain time t_{sync} at the beginning of the synchronous regime of autovibrations at completely equal geometrical and dynamic parameters of vibroexciters and feeding the pulsatile pressure based on the same law are established in the general system of two vibroexciters. The time t_{sync} depends on the parameters of feeding pressures (Equilibrium position of pulsatile pressures P_i^0 , amplitude of pulsations A_{pi} , and frequencies ω_i) and varies in range $[0.02; 0.25]$ s under tested geometrical parameters. Thus, the synchronization channel affects the parameters of autovibrations. The length of synchronization channel also affects time t_{sync} and the amplitudes of synchronized vibrations.

The harmonic autovibrations are established with equal frequency and phase after the feeding of pressures, in which pulsation frequency and phase are the same ($\omega_1 = \omega_2$, $\varphi_1 = \varphi_2$), and the difference among the amplitudes of vibrations depends on mass and geometrical parameters of the vibroexciter working body. The difference in the amplitudes of pulsating pressure that is supplied to the chambers also affects the vibration amplitudes of working bodies. The amplitudes of vibrating masses differ per 0.15×10^{-3} m when the difference of amplitudes of pulsating pressure is $|A_{p1} - A_{p2}| = 0.05 \times 10^5$ Pa. The difference increases to 0.5×10^{-3} m when $|A_{p1} - A_{p2}| = 0.85 \times 10^5$ Pa.

The numerical research on mathematical models showed that anharmonic autovibrations of complex shape are established in which shape depends on size $|\varphi_2 - \varphi_1|$ when the frequencies of pulsating pressures are not equal $\omega_1 \neq \omega_2$ and the difference between the phases is smaller than πk ($k \in \mathbb{N}$). The time t_{sync} is varying in range $[0.15 \text{ s}; 0.4 \text{ s}]$, and the established amplitude of vibrations of working bodies is varying in range $[0.01 \times 10^{-3} \text{ m}; 0.2 \times 10^{-3} \text{ m}]$ depending on the parameters of pulsating pressure. The shape of autovibrations becomes simple when the difference in the phases of pulsating pressures becomes close to πk ($k \in \mathbb{N}$). Anharmonic autovibrations are established with pulsating amplitude when these phases are equal $\varphi_1 = \varphi_2$ or different per πk ($k \in \mathbb{Z}$).

The vibrations with reversed phase are established when the frequencies of pulsating pressures are equal $\omega_1 = \omega_2$, and the difference of phases is πk ($k \in \mathbb{N}$). The calculations showed that time t_{sync} is inversely proportional to the size of frequencies of

pulsating pressures; thus, the following values of t_{incl} were obtained by changing the frequency of pulsatile pressure $\omega_1 = \omega_2 = 15, 30, 60$ and 120 rad/s : 0.44, 0.29, 0.22 and 0.16 s, respectively.

In different cases, the difference in the phases of pulsating pressures that are supplied to vibroexciters could be obtained by delaying the pulsation of one of the pressures, that is, first supplying a constant pressure and forcing it to pulsate after a certain time. In these cases, beginning an introduction of different initial phase of pulsation could be simulated by changing the moment of pulsation, and the various shapes of auto-vibrations of vibroexciter working bodies could be obtained.

Numerical research showed that the frequency of auto-vibrations obtained in the chambers of vibroexciters without synchronization channel is close to the frequency of the feeding pulsatile pressure. The frequencies of auto-vibrations in both chambers after introducing synchronizing channel become comparable via the amplitude pulsating or the phases of auto-vibrations being different.

The theoretical research showed that the change of geometrical parameters of synchronization channel indicates the same regularities that were determined in previous research by supplying constant pressure.

A multiparametrical dynamic system has been obtained after introducing pulsating pressure to the mathematical model, but further studies are required to determine the operating regularities of the system. However, the control of the system becomes flexible, and the laws of auto-vibrations established in vibroexciters are diversified. Additional tools for controlling the system are required, although the feeding of pulsating pressure to the vibroexciters requires technological solutions that are complex and with the occurrence of pulsating pressure. The selection of appropriate parameters of pulsating pressure is sufficient for selecting a necessary character of auto-vibrations for the technological process. Based on the results of previous research (Supplying a constant pressure to the vibroexciters), changing the geometrical parameters of the system or combining the values of feeding pressure was necessary to change a character of synchronized auto-vibrations.

The results of this research could be used for designing the systems on air cushion and vibrating under regime of auto-vibrations on the basis of the controlled laws.

References

- [1] L. Licht, D. D. Fuller and B. Sternlicht, Self-excited vibrations of an air-lubricated thrust bearings, *Trans. ASME*, 80 (1958) 411-416.
- [2] J. Gecevičius et al., *Vibrations of complex mechanical systems*, Mintis, Vilnius, USSR (1969) 147-168, 174-194.
- [3] E. Kibirkštis, D. Pauliukaitis, V. Milūnas and K. Ragulskis, Synchronization of pneumatic vibroexciters on air-cushion operating under self-exciting auto-vibration regime, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31 (9) (2017) 4137-4144.
- [4] X. Zhang, B. Wen and C. Zhao, Vibratory synchronization transmission of two exciters in a super-resonant vibrating system, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28 (6) (2014) 2049-2058.
- [5] D. G. Vidyayev, Fluid&gas dynamics separation processes, *A Tutorial*, Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia (2009) 37-40, 84-86.
- [6] N. N. Gladyshev, Fluid & gas dynamics, *Compendium for lectures*, Saint-Petersburg State University of Plant Polymers, Saint Petersburg, Russia (2012) 5-24.
- [7] P. Žiliukas and R. Barauskas, Mechanical vibrations, *A tutorial*, Kaunas University of technology, Technologija, Kaunas, Lithuania (2001) 304.
- [8] B. Maxfield, *Essential mathcad for engineering, science, and math*, Academic Press, Elsevier (2009) 289-298.



Kazimieras Ragulskis is a Lithuanian scientist and engineer. He created the scientific school of precise vibromechanics and vibroengineering. He is a Dr. (1954), Habil. Dr. (1963), Professor Emeritus, corresponding member of the Academy of Sciences of the USSR (then of the Russian Academy of Sciences)

(1987), member of the Lithuanian Academy of Sciences (1987), and Honored Inventor of the USSR (1987). K. Ragulskis, working with scientists under his supervision and who were his colleagues, created bases for theories of separate types of mechanical systems, inventions and patents, and innovations and their practical implementations. Original precise devices, manipulators, and robots, which are applicable in various branches of industry and science, were created. K. Ragulskis created a new scientific domain, namely, precise vibromechanics and vibroengineering. He created new and developed known effects and qualities of nonlinear dynamical systems, formulated scientific backgrounds of separate directions of this domain, created principles to create new systems, which were developed together with scientists under his supervision up to the applied scientific results for engineering practice. The obtained results are important for contemporary and future science and engineering. K. Ragulskis is the author and co-author of 28 monographs, 1750 inventions and patents, and hundreds of scientific works. He was a scientific supervisor or consultant of approximately 300 defended doctoral and habilitated doctoral dissertations.



Habil. Edmundas Kibirkštis is a Professor and Supervisor of the science group at Manufacturing Engineering Department of Mechanical Engineering and Design Faculty of Kaunas University of Technology. His areas of scientific interest include optical diagnostics, prognostication, research of machine dynamics, and research of vibrotransducer on air cushion with active links. He has published more than 250 scientific works in the fields of mechanical, materials, and measurement engineering. He is a supervisor of international and Lithuanian science projects.

PADĖKA

Nuoširdžiai noriu padėkoti savo darbo vadovui ir moksliniam konsultantui hab. dr. prof. Edmundui Kibirskičiui už mokslines idėjas, kantrybę, palaikymą ir nuoširdų bendravimą, rengiant disertacinį darbą.

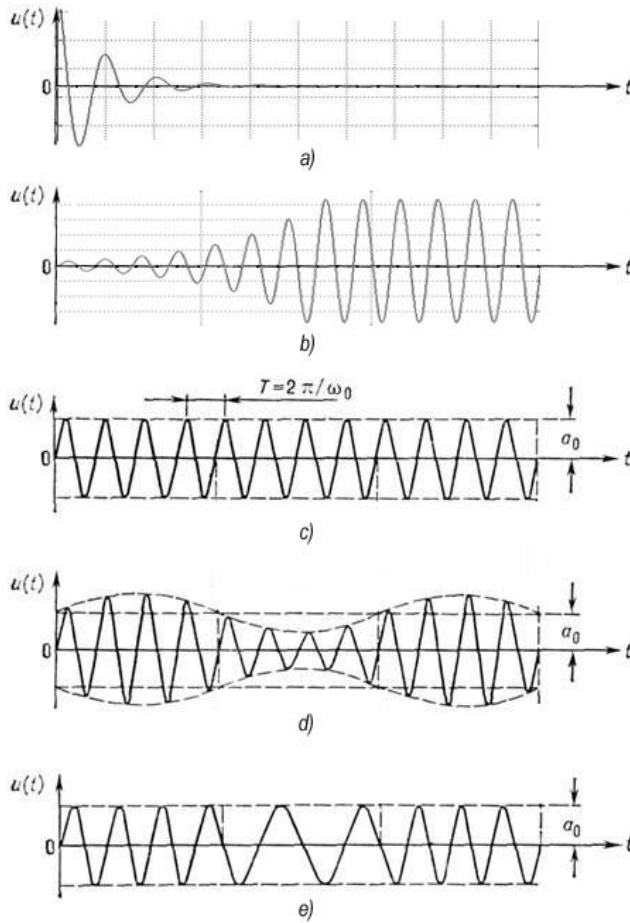
Dėkoju akademikui, profesoriui, habilituotam daktarui Kazimierui Ragulskiui už naudingas konsultacijas rengiant šį darbą.

Dėkoju šio darbo recenzentams už kantrybę ir reikšmingas pastabas.

Dėkoju Robotikos ir pjezomechanikos laboratorijos vadovui prof. dr. Vytautui Jūrėnui, Laboratorijų centro vadovui doc. dr. Valdui Norvydui, Inžinerinės mechanikos laboratorijų skyriaus vyresniajam laborantui Augustinui Čepukaičiui, Medžiagų inžinerijos laboratorijos laborantui Tomui Simonaičiui, visam Gamybos inžinerijos katedros kolektyvui už vertingus patarimus, pasitikėjimą ir visokeriopą pagalbą.

Dėkoju Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakulteto dekanui dr. Andriui Vilkauskui už geranoriškumą ir finansinę paramą.

Labai dėkoju savo šeimai - žmonai Vaidai ir dukrai Ingridai, žmonos mamai Daliai už drąsinimą ir tikėjimą, kantrybę, palaikymą, meilę ir supratingumą.



Pav. Vibrosužadintuvų sukelti darbinio organo svyravimų pavyzdžiai: a) gęstantys svyravimai, b) svyravimai, išaugantys į harmoninius virpesius, c) harmoniniai virpesiai, d) kintamos (pulsuojančios) amplitudės svyravimai, e) kintamo dažnio svyravimai [18].

Lentelė. Vibrosužadintuvų tipai ir darbiniai parametrai [18].

Vibrosužadintuvo tipas		Darbinis dažnis, <i>Hz</i>	Amplitudė, $10^{-3} m$
1		2	3
Mechaninis	Kumštelinis Rutulinis Išcentrinis Ekscentrinis	iki 100 iki 300	} 0,5-12
Pneumatinis	Vožtuvinis Ritininis Rotorinis Pulsavimo Autovirpesių	} iki 3000	20-30 0,01-2,0
Hidraulinis	Pulsavimo Sekamasis Savikontrolės Autovirpesių	} iki 500	0,03-20 0-1,0 0,2-15
Elektrinis	Pjezokristalinis Magnetostrikinis Elektromagnetinis Elektrodinaminis	>15000 10000-30000 iki 400 iki 10000-15000	1-2 0,5


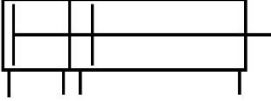
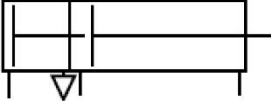
Lentelė. Vibrosužadintuvų savybės, priklausomai nuo jų tipo [18, 28, 30].

Vibrosužadintuvo tipas	Privalumai	Trūkumai
Hidraulinis	<ul style="list-style-type: none"> - paprasta konstrukcija - palyginti nesudėtingas svyravimų vibracijų dažnio ar amplitudės reguliavimas - vieno siurblio pulsacijos gali persiduoti pageidaujama stūmoklių skaičiui - tiksliai stūmoklio pasirinktos amplitudės ir dažnio realizacija hidrocilindre 	<ul style="list-style-type: none"> - darbinio skysčio nutekėjimas - temperatūriniai darbinio skysčio svyravimai - apkrovos įtaka amplitudei - darbinis slėgis nuo 150 iki 300 MPa
Pneumatinis	<ul style="list-style-type: none"> - galimybė dirbti pavojingose sąlygose (pvz., sprogiuose aplinkose) - didelio tikslumo tiesialinijinis judesys - palyginti nesudėtingas svyravimų dažnio ar amplitudės reguliavimas valdant droselinį įtaisą - plataus amplitudės keitimo diapazonas - platus galimų svyravimo dažnių diapazonas (0-2000 Hz) - didelis veikimo greitis - palyginti nesudėtinga konstrukcija ir priežiūra 	<ul style="list-style-type: none"> - palyginti sudėtingas dinaminių rodiklių skaičiavimo mechanizmas - reikalinga dulkių/drėgmės nusodinimo įranga - atsako greitis lėtėja, tostant nuo oro tiekimo šaltinio - veikimą įtakoja paduodamo oro slėgio ir srauto pulsavimai - reikalingas nuolat veikiantis kompresorius
Elektromagnetinis	<ul style="list-style-type: none"> - nesudėtingas svyravimų amplitudės reguliavimas ir galimybė ją keisti mechanizmo darbo metu - patikimumas ir ilgaamžiškumas (dėl trinties jėgų nebuvimo) - galimybė viename įrenginyje nesunkiai sinchronizuoti kelis kartu veikiančius vibrosužadintuvus 	<ul style="list-style-type: none"> - palyginti didelė kuriama jėga - tenkanti amplitudės vienetai - didelės energetinės sąnaudos - reikšminga apkrovos įtaka vibracijų amplitudei - nedidelė postūmio amplitudė (ribojama oro tarpo tarp inkaro ir šerdies)
Elektrodinamis	<ul style="list-style-type: none"> - platus gaunamų vibracijų parametrų diapazonas 	<ul style="list-style-type: none"> - palyginti sudėtinga konstrukcija - eksploatacinių sąlygų apribojimai - harmoninių virpesių formavimo problema
Pjezoelektrinis, elektrosrikinis, magnetosrikinis	<ul style="list-style-type: none"> - dideli dažniai prie mažų amplitudžių - didelis tikslumas 	<ul style="list-style-type: none"> - palyginti sudėtinga konstrukcija
Vibrosužadintuvai iš formos atmintį turinčių medžiagų ir medžiagų su magnetoreologiniu skysčiu	<ul style="list-style-type: none"> - nedideli dažniai - atsparumas vibracijoms 	<ul style="list-style-type: none"> - palyginti sudėtinga konstrukcija

Lentelė. Pneumatinių ir hidraulinių tiesialinijinių cilindrų klasifikacija [30, 35].

Simbolis	Paaškinimas	Naudojimas
1	2	3
	Vienpusio veikimo vieno strypo. Oro srautas stumia stūmoklį viena kryptimi. Stūmoklis grįžta į pradinę padėtį, kai strypą veikia išorinės jėgos	Vienpusio veikimo konstrukcija naudojama, kai reikalinga jėga, nukreipta viena kryptimi, pvz., veržimas, spaudimas, padavimas, rakinimas, išstūmimas, stabdymas ir pan.
	Vienpusio veikimo su spyruokle. Oro srautas stumia strypą viena kryptimi. Stūmoklis grįžta į pradinę padėtį, veikiamas spyruoklės	
	Dvipusio veikimo vieno strypo. Suspaustas oras, paduodamas į skirtingas kameras, stumia strypą abiem kryptimis.	Dvipusio veikimo konstrukcija naudojama, kai reikalingas cikliškas veiksmas
	Dvipusio veikimo dviejų strypų. Du stūmokio strypai nukreipti į priešingas puses. Sukuria jėgą abejose cilindro pusėse.	Naudojamas, kai darbas gali būti atliekamas abiejuose cilindro galuose, todėl cilindras tampa produktyvesnis. Gali atlaikyti didesnes šonines apkrovas, nes ant kiekvieno strypo jie turi papildomą atramą, kuri atspari apkrovai. Dvigubi rutuliniai cilindrai naudojami, kai yra lenkimo apkrova ir reikalingas tikslumas bei maksimalus atsparumas.
	Dvipusio veikimo vieno strypo teleskopinis. Naudojamas, esant ribotai erdvei.	Naudojamas, kai reikia ilgos eigos, didelės kėlimo galios, mažų išmatavimų. Taikomi pneumatiniuose kranuose, savivarčių ir priekabų konstrukcijose, keltuvuose, vagonuose.
	Dvipusio veikimo vieno strypo su fiksuota pagalvėle, kuri galinėje padėtyje naudojama amortizavimui, kad būtų užkirstas kelias staigiam smūgiui ir nepakenktų detalėms.	

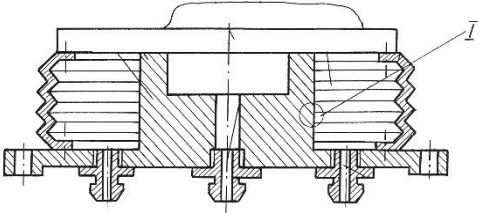
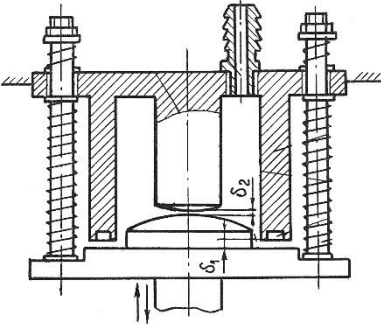
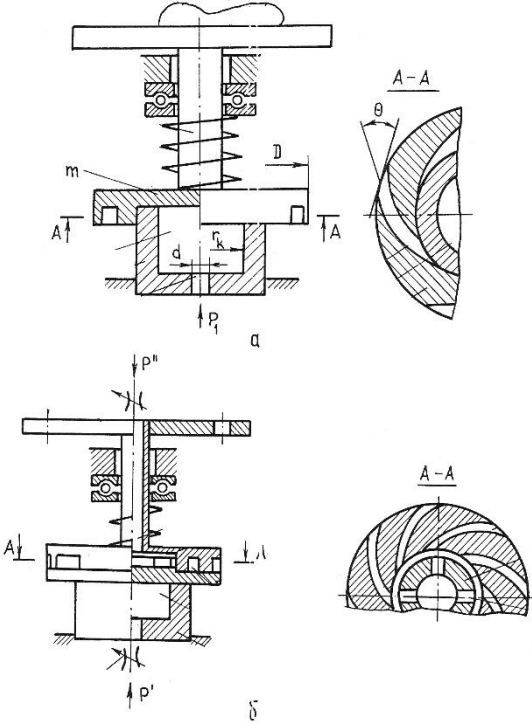
Lentelės tęsinys.

1	2	3
	<p>Dvipusio veikimo vieno strypo su kintama pagalvėle. Amortizuojanti pagalvėlė kinta reguliuojant angą.</p>	
	<p>Tandeminis. Šiuo atveju, tai du atskiri dvipusio veikimo cilindrai su vienu strypu, išdėstyti vienoje eilėje viename korpuse, taip, kad stūmoklių sukuriama energija sumuojasi.</p>	<p>Naudojamas, kai nedidelio skersmens cilindras turi sukurti didelę jėgą.</p>
	<p>Dvigubas. Specialus tandeminis tvirtinimas, kai keli stūmokliai montuojami ant atskirų strypų ir jie veikia vienas kitą. Kiekvienas stūmoklis gali judėti atskirai ir turi atskirą oro tiekimo valdiklį.</p>	<p>Gali būti naudojamas kelioms operacijoms atlikti, pvz., vienas stūmoklis tam tikroje padėtyje prispaudžia detalę, po to atliekamas šlifavimas, štapavimas, presavimas ar panaši operacija, kurią veikia kitas stūmoklis.</p>

Lentelė. Vibrosužadintuvų ant oro pagalvės, dirbančių autovirpesių režimu, konstrukcijos ir taikymo sritys [18].

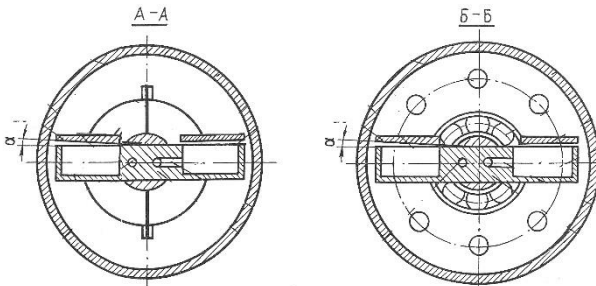
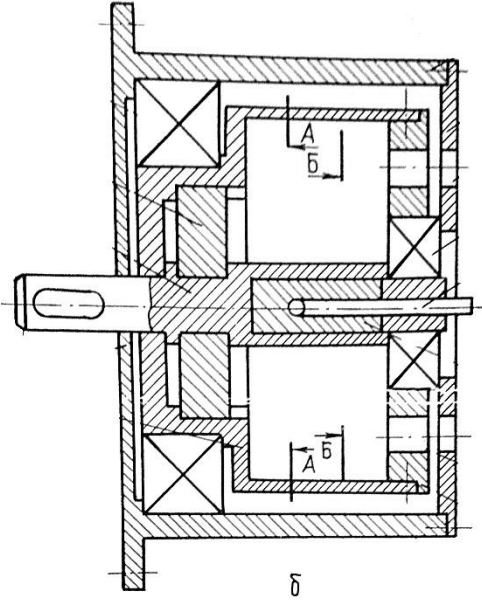
Eil. Nr.	Vibrosužadintuvo konstrukcija	Tipas / Taikymo sritis
1.		Dviejų laisvės laipsnių vibrosužadintuvas
2.		Trijų laisvės laipsnių vibrosužadintuvas
3.		Frikcinė sukimosi pavara
4.		Transportavimo mechanizmas

<p>5.</p>		<p>Roboto griebtas</p>
<p>6.</p>		<p>Prispaudimo įrenginys</p>
<p>7.</p>		<p>Detalių transportavimo-surinkimo vibrobunkeris</p>

8.		Pneumatinis vibrostendas
9.		Pneumatinis smūginis vibrosužadintuvas
10.		Dvių laisvės laipsnių pneumatinis vibrostendas

<p>11.</p>	<p>Technical drawing of a four-way pneumatic valve. It consists of three parts: (a) closed state, (b) open state, and (c) reverse state. Each part shows a cross-section and a section view A-A. Arrows indicate air flow directions and pressure levels P_1 and P_2.</p>	<p>Kelių laisvės laipsnių pneumatinis vibrostendas</p>
<p>12.</p>	<p>Technical drawing of a reverse-acting pneumatic valve. It shows a detailed cross-section with pressure levels P_1 and P_2, and a section view A-A showing the internal valve mechanism.</p>	<p>Reversinio veikimo pneumatinis vibrostendas</p>

13.



Reduktorių
bandomojo
veikimo ir
paruošimo
eksplotacijai
mechanizmas

SL344. 2018-09-05, 23,5 leidyb. apsk. l. Tiražas 12 egz. Užsakymas 263.
Išleido Kauno technologijos universitetas, K. Donelaičio g. 73, 44249 Kaunas
Spausdino leidyklos „Technologija“ spaustuvė, Studentų g. 54, 51424 Kaunas