

17-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos
TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,
vykusios 2014 m. gegužės 8 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 17th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'
TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 8 May 2014, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 17-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»
ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 8 мая 2014 г., Вильнюс, Литва

SUSPAUSTO ORO GENERAVIMO ĮRENGINIO HIDRODINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

Mindaugas Baublys¹, Marijonas Bogdevičius²

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

El. paštas: Mindaugas.Baublys@gmail.com; Marijonas.Bogdevičius@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje pateikiama informacija apie sukurtą pneumatinį stūmoklinį įrenginį, kuris energijai išgauti naudoja vietinę, atsinaujinančią, kuro nereikalaujančią, energiją. Aprašomas pneumatinio įrenginio veikimo principas, jame vykstantys dinaminiai ir hidrodinaminiai procesai. Atlikti eksperimentiniai tyrimai. Pateikti eksperimentiniai tyrimų rezultatai ir pneumatinio įrenginio matematinis modelis bei išvados.

Reikšminiai žodžiai: suspausto oro įrenginys, stūmoklis, cilindras, pneumatika.

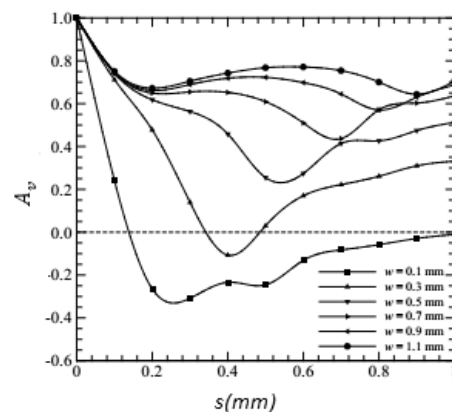
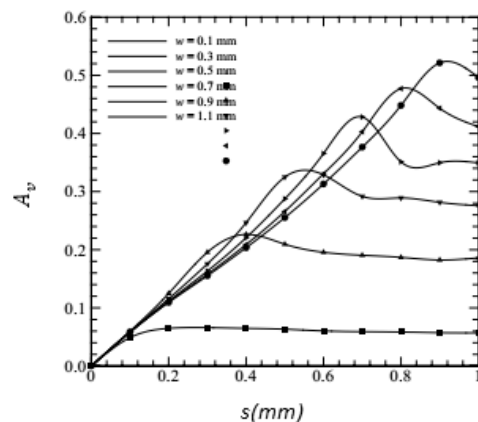
Įvadas

Suspausto oro įrenginių aktualumas pasireiškia tuo, kad naudojama vietinė, atsinaujinanti, kuro nereikalaujanti, energija. Mokslininkai tyrinėja įrenginių panaudojimo galimybes bei tokiuose sistemose vykstančius procesus. Suspausto oro įrenginio paskirtis – suspausti orą ir tokiu būdu pagaminti energiją, kurią galima panaudoti kitų mechanizmu darbui. Šiame darbe pagrindinis dėmesys buvo sutelktas į pneumatinio įrenginio, sudaryto poliakalės principu (prototipas), dinaminių ir hidrodinaminių procesų eksperimentinius tyrimus.

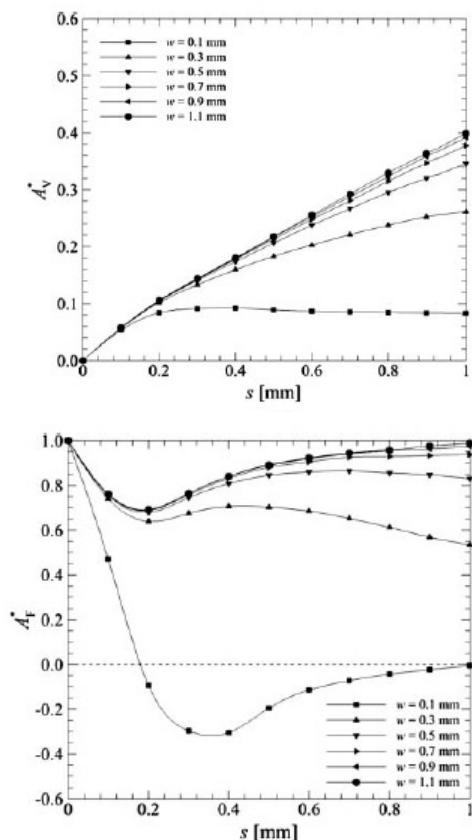
Mokslininkų grupė tyrė „Stūmoklio įtaka vožtuvų veiksmingosioms sritims“. Dauguma imitavimo modelių stūmokliniams kompresoriams priima efektyvių jėgų ir nuotėkio srovių ploto koncepcija tam, kad charakterizuoti vožtuvų dinamiką ir oro masės nutekėjimus per vožtuvus. Remiantis rezultatais, pasiūlytas metodas, skirtas įvertinti efektyvų nuotėkį (srautą) ir jėgų plotą, vadovaujantis stūmoklio padėtimi. Rezultatai pateikti diagramose (1 pav., 2 pav.) ir rodo naujo metodo efektyvumą (Evandro 2008).

Vožtuvų angos jėgos plotas A_v^* ir srauto plotas A_F^* , funkcijos ir vožtuvo atsідarymas w (1 pav., ir 2 pav.) Yra stebima, kiek veiksmingi jėgos plotas ir trintis, mažėjant atstumui, mažinant masės srautą. Atsižvelgiant į suapvalėjimus, pastebime, kad stūmoklis turi daug mažiau įtakos suaštrintose vietose.

2012 m. mokslininkas Kim T. iš Korėjos pristatė darbą „Stūmoklinio kompresoriaus mechanizmo dinaminė analizė, atsižvelgiant į hidrodinamines jėgas“.



1 pav. Srauto ir jėgos veiksmingosios zonos, su aštriais įėjimais (Evandro 2008)



2 pav. Srauto ir jėgos veiksmingosios zonos, su užapvalintais įėjimais (Evandro 2008)

Suspaudimo jėga suspausto oro įrenginyje nustatyta sprendžiant Reynoldso lygtį ir panaudojant „Niutono – Rafsono“ metodą. Tarp stūmoklio ir cilindro sienelės buvo tikrinamas tepimo stabilizavimas. Toks dinaminis modelis gali būti naudojamas analizuoti dinamines charakteristikas suspaudimo mechanizmuose, apskaičiuojant jų judėjimo trajektorijas. Buvo įrodyta, kad galima stabilizuoti stūmoklio judėjimą, didinant alyvos klampumą arba mažinant masės inercijos momentą stūmoklio ir prijungto veleno atžvilgiu. Ši priemonė gali būti naudojama kaip priemonė analizuojant suspausto oro įrenginius (Kim 2012).

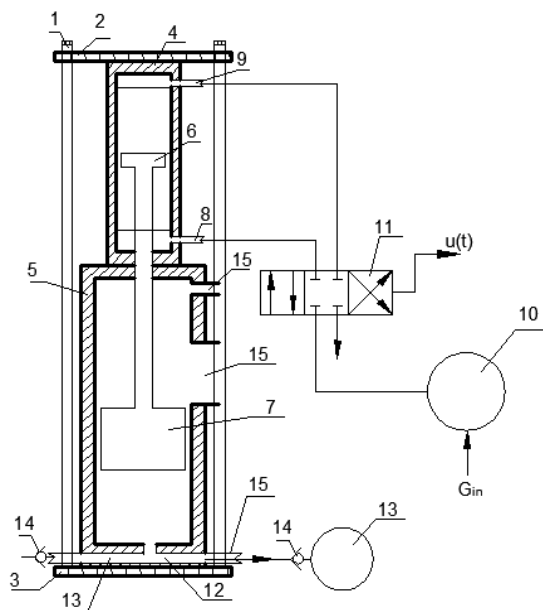
Kim T. 2010 m. atliko kitą tyrimą „Vožtuvų dinamika ir terminio ciklo modelis reguliuojant tūrio tolygumą stūmokliniuose kompresoriuose“. Ankstesni tyrimai rodo galimą tolygų tūrio reguliavimą atidarant įsiurbimo vožtuvą ir iš to iškelia hipotezę, kad kompresoriaus vožtuvai užsidaro ar atsidero akimirksniu. Tačiau nagrinėjant vožtuvo dinamiką nebuvo atsižvelgta į terminio ciklo skaičiavimus, taip pat į tūrio sistemos reguliavimo įtaką siurbimo vožtuvų dinaminei charakteristikai.

Pneumatines sistemas nagrinėjo M. Bogdevičius (2000–2006), kuriose tyrinėjo slėgio bangų sklaidimą, kūnų sąveiką su dujų srautu sudėtingose pneumatiniuose sistemose.

Inercinės jėgos kompresoriaus veikimo principas

Inercinės jėgos kompresoriaus konstrukciją sudaro (3 pav.): rėmas; (1); viršutinis (2) ir apatinis (3) dangčiai,

kurie laiko suspaustą įrenginį; viršutinis (4) ir apatinis (5) cilindrai; stūmoklis (6). Stūmoklis turi smūgio plaktą (7), sujungtą su kotu; viršutinis cilindras turi padavimo (8) ir išleidimo (9) angas, per kurias oras iš siurblio (10) per skirstytuvą (11) paeiliui įleidžiamas arba yra išleidžiamas; Apatinis cilindras turi dvi apačioje esančias angas: viena anga (12) yra skirta suslėgtam orui tiekti į resiverį, kita anga (13) oro paėmimui iš aplinkos, suspaudimui; atbulinis vienpusio veikimo vožtuvas (14); cilindro viršuje turi dvi papildomas angas oro išleidimui (15).



3 pav. Inercinės jėgos kompresoriaus sudedamosios dalys

Stūmoklis su prikabintu svoriu yra nusileidęs iki apačios. Iš kompresoriaus per skirstytuvą į apatinę stūmoklio angą suspaustas oras patenka į ertmę V_2 . Dėl slėgio jėgos ertmėje V_2 stūmoklis kyla į viršų. Stūmokliui lengviau pakelti svorį padeda iš V_4 ertmės pro angas išeinantis oras. Stūmokliui pasiekus aukščiausią tašką, skirstytuvas persijungia, oras buvęs cilindro viršuje išeina į aplinką, stūmoklis krenta žemyn. Stūmoklio plaktas su svoriu krisdamas įgauna kinetinės energijos ir suslegia orą esanti V_5 ertmėje. Dėl slėgio jėgos suspaustas oras atidar vienpusio veikimo atbulinį vožtuvą ir suspaustas oras patenka į talpą. Vožtuvas užsidaro. Tuo pat metu kai stūmoklis pasiekia apatinę angą, skirstytuvas persijungia, suspaustas oras vėl yra tiekiamas į ertmę V_2 . Taip pat į ertmę V_5 pro paėmimui skirtą angą per atbulinį vožtuvą dėl slėgių skirtumo yra įsiurbiamas oras, kuris ir bus panaudojamas kito ciklo metu.

Pneumatinio įrenginio matematinis modelis

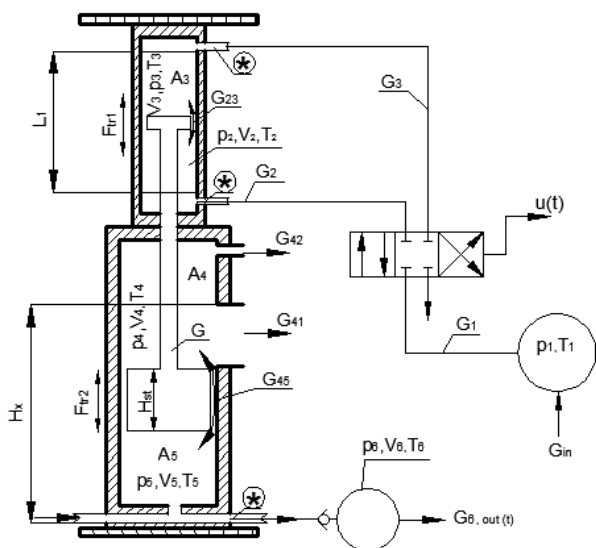
4 paveiksle pateiktas pneumatinio įrenginio dinaminis modelis.

$$q + H_{st} > H_x, \quad (1)$$

čia: H_{st} – plakto stūmoklio aukštis; H_x – plakto stūmoklio eigos aukštis; q – poslinkis.

$$0 \leq q \leq L_1, \quad (2)$$

čia: L_1 – stūmoklio eiga.



4 pav. Pneumatinio įrenginio dinaminis modelis

Stūmoklio judėjimo lygtis:

$$m\ddot{q} = -p_4 A_4 + p_2 A_2 + p_5 A_5 - (F_{tr1} + F_{tr2}) \text{sign}(\dot{q}) - mg, \quad (3)$$

čia: m – stūmoklio masė; \ddot{q} – pagreitis; p_4 – slėgis plaktui kylant į viršų; A_2, A_4, A_5 – stūmoklio ir plakto skerspjūvio plotai 2, 4, 5 ertmėse; p_2 – slėgis stūmoklio apatinėje dalyje; p_5 – plakto slėgis stūmoklio apatinėje dalyje; F_{tr1}, F_{tr2} – trinties jėgos tarp stūmoklio ir cilindro sienelių; g – laisvojo kritimo pagreitis.

Slėgio kitimas pirmoje ertmėje aprašomas lygtimi:

$$\dot{p}_1 = \frac{\gamma RT_1}{V_{10}} (G_{in} + G_{11}(p_1, p_2)H(u)) + G_{12}(p_1, p_2)H(-u); \quad (4)$$

čia: G_{in} – įėjimo masės debitas; $H(u)$ – Hevisaido funkcija; u – vožtuvų valdymas; $-u_0 \leq u(t) \leq u_0$; p_1 – slėgis 1-je ertmėje; p_2 – slėgis 2-oje ertmėje.

Slėgio kitimas antroje ertmėje yra lygus:

$$\dot{p}_2 = \frac{\gamma RT_2}{V_{20} + A_2 q} (G_2 - G_{23}(p_2, p_3)) - \frac{\gamma p_2}{V_2 + A_2 q} (A_2 \dot{q}); \quad (5)$$

čia: G_2 – masės debitas įeinantis į 2-ąją ertmę; V_2 – cilindro tūris apatinėje dalyje; p_3 – slėgis 3-ioje ertmėje; G_{23} – pro stūmoklio žiedus praleidžiamas masės debitas.

Slėgio kitimas trečioje ertmėje:

$$\dot{p}_3 = \frac{\gamma RT_3}{V_{30} - A_3 q} (G_3 + G_{13} + G_{23}) - \frac{\gamma p_3}{V_3 - A_3 q} (-A_3 \dot{q}); \quad (6)$$

čia: G_3 – masės debitas išeinantis/įeinantis į 3-iąją ertmę; V_2 – cilindro tūris 2-oje ertmėje; p_3 – slėgis stūmoklio 3-ioje ertmėje; A_3 – viršutinio cilindro skerspjūvio plotas; Slėgio kitimas ketvirtoje ertmėje:

$$\dot{p}_4 = \frac{\gamma RT_4}{V_{40} - A_4 q} \left(-G_{41}(p_4, p_\infty)H(H_x - (q + H_{st})) - \right) - \frac{\gamma p_4}{V_4 - A_4 q} (-A_4 \dot{q}); \quad (7)$$

čia: G_{41} – pro didesnę skylę išeinantis masės debitas; G_{42} – pro viršutinę skylę išeinantis masės debitas; G_{45} – pro plakto stūmoklio žiedus praleidžiamas masės debitas;

Slėgio kitimas penktoje ertmėje:

$$\dot{p}_5 = \frac{\gamma RT_5}{V_{50} + A_5 q} \left(G_{51}(p_5, p_\infty)H(p_\infty, p_5) - G_{52}(p_4, p_5) - \right) - \frac{\gamma p_5}{V_5 + A_5 q} (A_5 \dot{q}); \quad (8)$$

čia: G_{51} – masės debitas įeinantis į 5-ąją ertmę; G_{54} – masės debitas išeinantis iš 5-os ertmės; G_5 – masės debitas patenkantis į resiverį;

Slėgio kitimas šeštoje ertmėje yra lygus:

$$\dot{p}_6 = \frac{\gamma RT_6}{V_{60}} (G_5(p_5, p_6)H(p_5, p_6) - G_{6,out}(p_6)); \quad (9)$$

čia: G_5 – masės debitas patenkantis į resiverį; $G_{6,out}$ – masės debitas išeinantis iš resiverio; p_6 – slėgis 6-oje ertmėje.

Kompresoriaus tiekiamo oro iki skirstytuvo masės debitas yra lygus:

$$G_1 = G(p_1, p_2)H(u) + G(p_1, p_3)H(-u). \quad (10)$$

Oro masės debitas patenkantis ar ištekantis iš 2-os ertmės yra lygus:

$$G_2 = G(p_1, p_2)H(u) - G(p_2, p_\infty)H(-u). \quad (11)$$

Oro masės debitas patenkantis ar ištekantis iš 3-ios ertmės yra lygus:

$$G_3 = G(p_1, p_3)H(-u) - G(p_3, p_\infty)H(u). \quad (12)$$

Ekspirimento tyrimo rezultatai

Ekspirimento pagrindinis tikslas – ištirti įrenginyje vykstančius hidrodinaminis procesus. Šiam tikslui atlikti buvo pasitelkti trys slėgio matavimo jutikliai (4 pav., pažymėti „*“), kurie buvo pritvirtinti prie stūmoklio viršutinės, apatinės ir į resiverį išėjimo magistralių. Šie jutikliai fiksavo slėgių pokyčius esant skirtingiems įrenginio parametrams. Taip pat buvo naudojama Metrix mtx 1054 oscilografas ir jo SCOPEin@BOX V2.02 programa. Du jutikliai buvo „Gems sensors & controls“ produkcijos, palaikantis nuo 0-30V dc, išėjimas 4–20 mA, 0–25 bar.

Kitas jutiklis „Danfuss“ produkcijos, palaikantis 0–600 bar, išėjimo signalai 4–20 mA, 0–5 V, 1–5 V, 1–6 V, 0–10 V, 1–10 V4.

Eksperto metu buvo stebimi procesai, vykstantys įrenginyje, veikiant skirtingiems darbiniam slėgiams (3 bar, 4 bar, 5 bar, 6 bar).

Esant 3 barų darbiniam slėgiui buvo išmatuotas suspaustas oras, patenkantis į resiverį 50 s.

Gauti duomenys pateikti paveiksle (5 pav.).

Kai iš kompresoriaus yra paduodamas oro srautas, kurio slėgis yra 3 barai, resiveryje gaunamas 1,25 barų slėgis. Didžiausias slėgis resiveryje yra 1,8 barai, o minimalus slėgis – 0,94 barai.

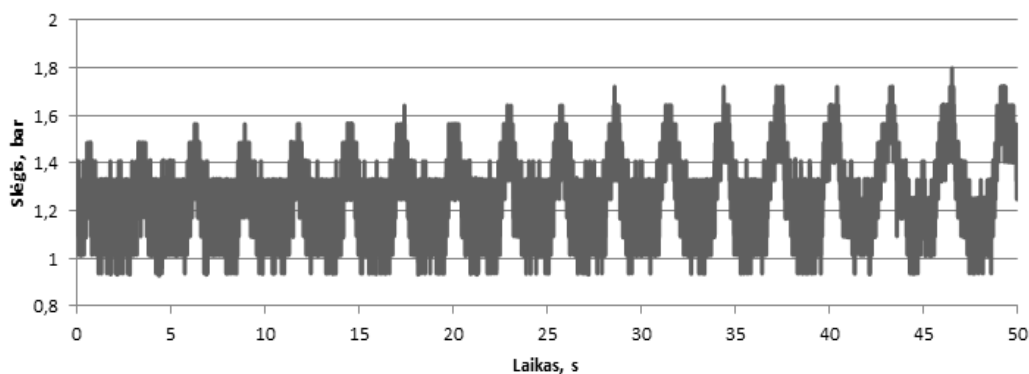
Veikiant 4 barų darbiniam slėgiui gauti sekantys rezultatai (6 pav.).

Nustatyta, kad resiveryje vidutinis slėgis yra 1,3 barų. Taip pat tyrimas parodė, kad ciklo metu didžiausias suspausto oro slėgis buvo 1,9 barų, o slėgis 0,86 barų.

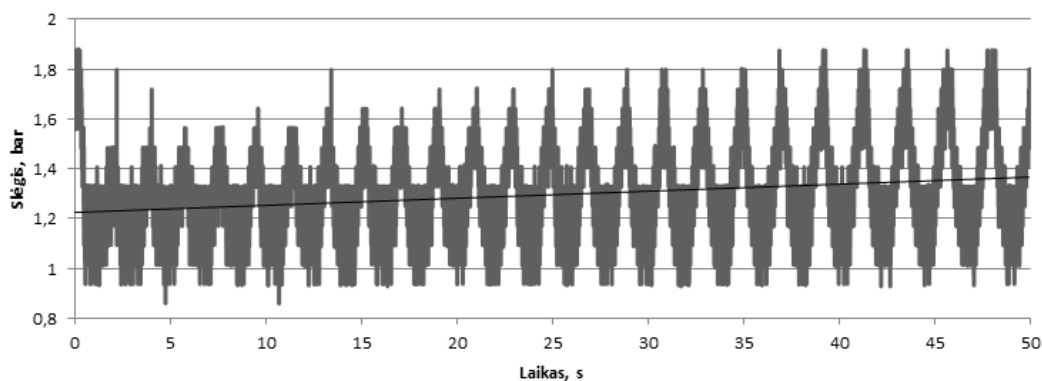
Slėgio kitimas laike, kai darbinis slėgis yra 5 barai, parodytas (7 pav.).

Eksperto metu nustatyta, kad ciklo metu vidutinis slėgis – 1,3 barų. Didžiausias slėgis – 2 barai, o mažiausias – 0,86 barų.

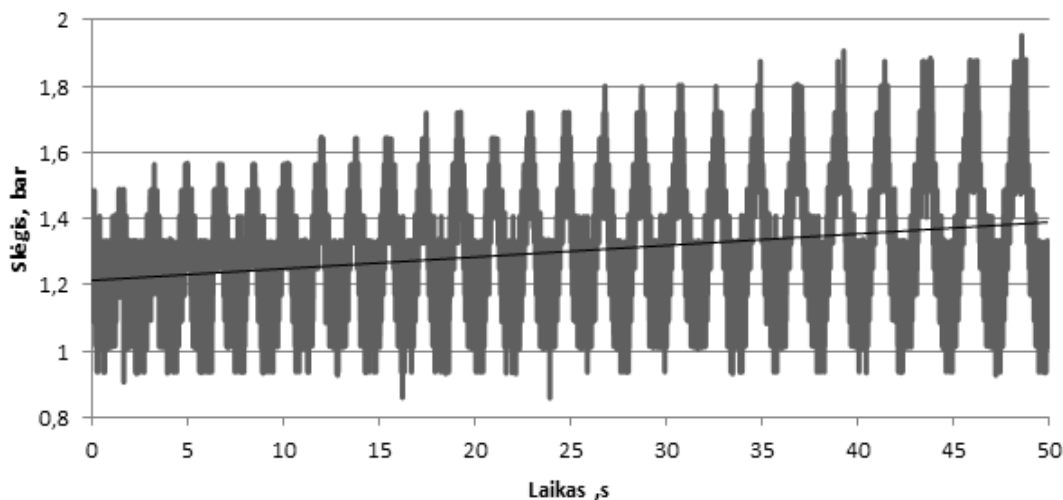
Veikiant 6 barų darbiniam slėgiui gauti rezultatai pateikti (8 pav.).



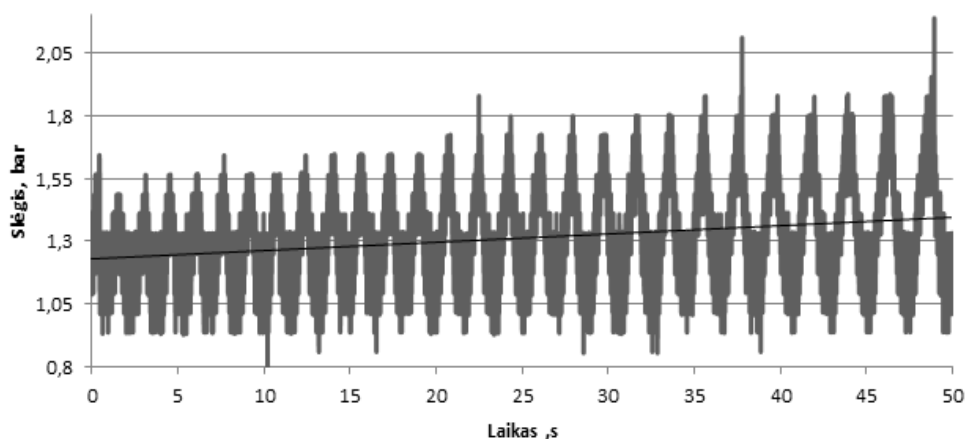
5 pav. Slėgio kitimas laike prie 3 barų slėgiui resiveryje (p_6)



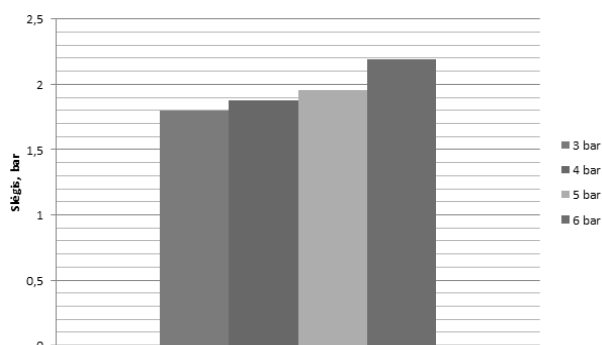
6 pav. Slėgio kitimas laike, kai darbinis slėgis yra 4 barai (p_6)



7 pav. Slėgio kitimas laike esant 5 barų slėgiui resiveryje (p_6)



8 pav. Slėgio kitimas laike esant 6 barų slėgiui resiveryje (p_6)



9 pav. Resiveryje maksimalių slėgių pasiskirstymas prie skirtingų parametų (darbinių slėgių)

Eksperimentiniai tyrimai parodė, kad didinant darbinius slėgius (3–6 barai), suspausto oro pagaminama vis daugiau per tą patį laiką.

Ciklo metu vidutinis slėgis yra lygus 1,31 barų. Didžiausias slėgis – 2,19 barų, o minimalus slėgis 0,781 barų.

Eksperimento metu gauti maksimalūs slėgiai parodyti 9 pav.

Išvados

Išanalizavus gautus rezultatus, nustatyta, kad dirbant įrenginiui prie skirtingų darbinių slėgių vidutiniškai buvo gaminama 1,3 barai 50 sekundžių laike bei suspaustą orą pneumatinis įrenginys dažniau gamino esant 3 barų darbiniam slėgiui. Tačiau pirminis įrenginio prototipas naudoja daugiau suslėgto oro nei jo pagamina, todėl tolimesniuose tyrimuose bus gerinami įrenginio elementai, tam, kad gebėtų daugiau suspausti orą bei eksperimento rezultatai bus sulyginami su matematinio modelio rezultatais.

Literatūra

- Bogdevičius, M.; Prentkovskis, O. 2003. *Hidraulinių ir pneumatinių sistemų dinamika: vadovėlis universitetų technologijos mokslų srities studentams*. Vilnius: Technika. 261 p.
- Bogdevičius, M. 2000. *Hidraulinių, pneumatinių ir mechaninių pavary bei jų elementų dinaminų procesų modeliavimas habilitacinis darbas: technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T)*. Vilnius. 129 p.
- Bogdevičius, M. 2000. *Non - Stationary Movement of Gas in Elastic Pipelines*. Kaunas: Technologija. 39–45 p. ISSN 1392-1207.
- Bogdevičius, M. 2005. Simulation of dynamic processes in mechanical and pneumatical system. Transport and telecommunication, in *Riga: Transport and Telecommunication Institute*. 6(2): 23–232. ISSN 1407-6160.
- Bogdevičius, M. 2006. Simulation of dynamic processes in the drive with pneumatic coupling, in *The 18th International conference „Material handling, constructions and logistics“*. October 19–20, 2006. *Mechanical Engineering University of Belgrade*. Belgrade. 243–248 p. ISBN 8670835711.
- Evandro, L. L.; Cesar, J. 2008. A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, July 14–17, 2008. *Mechanical Engineering of Federal University of Santa Catarina*. Florianópolis, Brazil 5–25 p.
- Kim, T. 2012. Compressed air installations vibration analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology* 26(12): 309-3903. doi: 10.1007/s12206-012-0891-8
- Kim, T. 2010. Valve dynamics and thermal-cycle model by adjusting the volume uniformity of reciprocating compressors. *Pusan National University School of Mechanical Engineering and Research Institute of Mechanical Technology*, Pusan, South Korea.
- Ragulskis, K.; Bogdevičius, M.; Mištinas, V. 2008. Behavior of dynamic processes in self-exciting vibration of an inpipe robot, in *The 25th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC 2008): selected papers*, June 26–29, 2008. Vilnius, Lithuania. Vilnius: Technika.