



DIDELIO NAŠUMO PNEUMATINĖS SISTEMOS KOMPRESORIŲ HIDRODINAMINIŲ IR TERMODINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

Paulius BOGDEVIČIUS¹, Bronislovas SPRUOGIS², Marijonas BOGDEVIČIUS³

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

El. paštas: ¹paulius.bogdevicius@gmail.com; ²bronislovas.spruogis@vgtu.lt; ³marijonas.bogdevicius@vgtu.lt

Santrauka. Nagrinėjama pneumatinė sistema, sudaryta iš trijų stūmoklinių kompresorių, vamzdžių ir resiverio. Sukurtas dviejų cilindrų stūmoklinio kompresoriaus su asinchroniniu elektriniu varikliu matematinis modelis, kuriuo įvertinama: švaistiklinio mechanizmo geometrija ir kinematiniai parametrai, cilindruose vykstantys hidrodinaminiai ir termodinaminiai procesai. Atliktas nagrinėjamos sistemos matematinis eksperimentas, pateikti tyrimo rezultatai.

Reikšminiai žodžiai: pneumatinė sistema, matematinis modelis, stūmoklinis kompresorius, asinchroninis elektrinis variklis, resiveris, modeliavimas.

Įvadas

Visame pasaulyje įmonės, kurios atlieka tam tikros produkcijos gamybos darbus, naudoja įvairiausio pobūdžio gamybos mašinas. Vienos jų valdomos elektra (elektros varikliai), kitos – suslėgtu oru (pneumatiniai cilindrai, varikliai), trečios – hidraulika, t. y. įrenginiai judėjimą vykdo suspaudę hidraulinę alyvą. Visos mašinos ir visi valdymo metodai laikui einant susiduria su sistemos nuostoliais. Nuostoliai, atsirandantys sistemoje, trukdo, veikia atliekamą darbą, naudojama daugiau įmonės išteklių. Su tokiais rūpesčiais šiuo metu ir susidūrė akcinė bendrovė „Grigeo Grigiškės“.

AB „Grigeo Grigiškės“ – vienintelė Lietuvoje ir viena didžiausių popieriaus bei medienos pramonės įmonių grupių Baltijos šalyse. Vien popieriaus gamybos ceche yra viena popieriaus gamybos mašina ir devynios popieriaus konvertavimo mašinos, kurios konvertuoja tonas sveriančius 15 km ilgio rulonus į įvairiausią produkciją (tualetinį popierių, virtuvės rankšluostukus, nosinaites ir kt.). 2015 m. atidarytas naujas higieninio popieriaus gamybos cechas, kuriame veikia moderniausia Baltijos šalyse popieriaus gamybos mašina. Ji užtikrina higieninio popieriaus tvirtumo ir minkštumo balansą, t. y. suteikia popieriui visiškai kitą kokybės lygį nenusileisdama pasaulinių lyderių gaminių kokybei.

Popieriaus gamybos ceche įrengta nenutrūkstamo suslėgto oro tiekimo sistema, nes vartotojų yra daug ir gamyba šioje įmonėje vyksta visą parą.

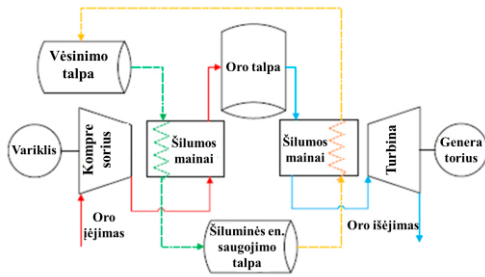
Kompresorinėje stovi trys „Atlas Copco“ kompresoriai, sujungti lygiagrečiai. Du veikia nuolatos, iš kurių

vienas yra su dažnio keitikliu, ir vienas atsarginis, įsijungiantis slėgiui nukritus, padidėjus suvartojamo suslėgto oro kiekiui, atsiradus dideliems pneumatinės sistemos nuostoliams ar sugedus vienam iš kompresorių.

Mokslinių darbų apžvalga

Suslėgto oro energijos saugojimas – viena iš energijos saugojimo technologijų. Mokslininkų grupė (Zhang *et al.* 2012) straipsnyje „Termodinaminis poveikis oro saugojimo kameros modelio išplėstinio adiabatinio suslėgto oro energijos saugojimo sistemoje“ siekia išsaugoti energetinių išteklių optimizavo SOES sistemą (1 pav.), padedančią fiksuoti ir kartotinai naudoti suslėgtą oro šilumą. Šiame straipsnyje nustatyti keturi skirtingi oro saugojimo kamerų modeliai, krovo proceso charakteristikos analizuojamos remiantis termodinamikos teorijomis.

Kadangi oro saugojimo kamera yra svarbi visos sistemos dalis, būtina atkreipti dėmesį į oro saugojimo kameros modelį, kai atliekami teoriniai tyrimai. Šiame straipsnyje mokslininkai pasirinko tirti keturis skirtingus oro saugojimo kamerų modelius kaip mokslinių tyrimų objektus, kurių termodinaminių procesų kitimo charakteristikos analizuojamos teoriniu požiūriu. Analizė rodo, kad skirtingi oro laikymo kamerų modeliai gali pateikti skirtingas krovo proceso charakteristikas, o tam tikromis sąlygomis kai kurių modelių charakteristikos yra visiškai identiškos.



1 pav. Suslėgtojo oro šilumos atidavimo principinė schema
Fig. 1. Scheme of compressed air heat release

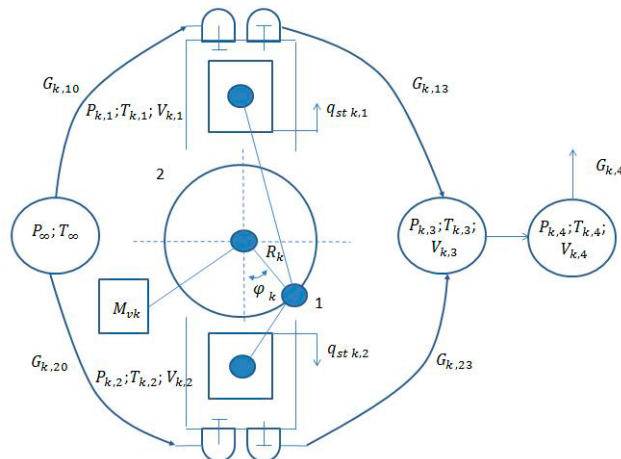
Mokslininkai iš Didžiosios Britanijos pristatė darbą „Maksimalus efektyvumas arba galios siekimas mažu mastu suslėgtojo oro energijos saugojimo sistemoje“ (Kokaew *et al.* 2013). Šis straipsnis susijęs su maksimaliu efektyvumu, galios siekimo pneumatiniu procesu, varomu elektros generatoriumi, ir savarankiška nedidelio masto suslėgtojo oro energijos saugojimo sistema. Šioje sistemoje oro variklis varomas nuolatinės magnetinės srovės generatoriaus, kurio išėjimo galia yra kontroliuojama konverteriu, kuris tiekia kintančią varžinę apkrovą. Išvesties galios keitiklio kitimas kontroliuoja galią, pavyzdžiui, kad oro variklis veiktų greičiu, užtikrinančiu didžiausią galią arba didžiausią efektyvumą. Analizavimo valdiklis naudoja rezultato ištraukimo modelį kartu su integruotais valdymo veiksmais.

Pneumatinės sistemos „elektros varikliai – kompresoriai – resiveris“ matematinis modelis

Stūmoklinio kompresoriaus matematinis modelis

Stūmoklinio kompresoriaus skaičiuojamoji schema parodyta 2 pav.

Stūmoklinis kompresorius sudarytas iš 45 kW variklio, kurio sukiai 3000 aps./min, bei dviejų cilindrų su savo kameromis. Rotoriui pradedant sukis kampiniu greičiu, vienas iš stūmoklių dėl slėgio skirtumo aplinkos ir cilindro



2 pav. Stūmoklinio kompresoriaus skaičiuojamoji schema
Fig. 2. Piston compressors calculation scheme

kameros traukia oro srautą iš lauko, kitas tuo pačiu metu stumia jį kompresoriaus išėjimo link. Visas darbas yra nutrukstamas.

Kompresoriaus variklio judėjimo lygtis užrašoma:

$$\dot{M}_{vk} = c_k (\omega_{k0} - \dot{\varphi}_k) - d_k \cdot M_{vk}, \quad (1)$$

čia M_{vk} – variklio sukimo momentas; $\frac{dM_{vk}}{dt} \equiv \dot{M}_{vk}$; c_k , d_k – elektros variklio būdingieji parametrai; ω_{k0} – variklio sinchroninis kampinis greitis; $\dot{\varphi}_k$ – variklio rotoriaus kampinis greitis.

$$I_k(\varphi_k) \dot{\omega}_k = -\frac{dI_v(\varphi_k)}{d\varphi_k} \dot{\varphi}_k + M_{vk} - M_{pas1}(\varphi_k) - M_{pas2}(\varphi_k), \quad (2)$$

čia $I_k(\varphi_k)$ – redukuotas masių inercijos momentas, priklausantis nuo alkūninio veleno posūkio kampo; $\dot{\omega}_k$ – rotoriaus kampinis pagreitis; $M_{pas1}(\varphi_k)$, $M_{pas2}(\varphi_k)$ – pirmo ir antro stūmoklio pasipriešinimo sukimosi momentas.

Kompresoriaus pirmo stūmoklio poslinkio, greičio ir tūrio kitimo išraiškos yra lygios:

$$q_{stk,1} = R_k - R_k \cos \varphi_k; \quad (3)$$

$$\dot{q}_{stk,1} = R_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k; \quad (4)$$

$$V_{k,1} = V_{k,10} + R_k A_k (1 + \cos \varphi_k); \quad (5)$$

$$\dot{V}_{k,1} = -R_k A_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k, \quad (6)$$

čia q_{stk} – pirmojo stūmoklio poslinkis; $\dot{q}_{stk,1}$ – stūmoklio greitis; R_k – skriejiko spindulys; φ_k – alkūninio veleno sukimosi kampas; $V_{k,1}$ – cilindro tūris, A_k – cilindro skerspjūvio plotas; $\dot{V}_{k,1}$ – tūrio išvestinė pagal laiką; $V_{k,10}$ – minimalus pirmojo cilindro tūris.

Kompresoriaus antro stūmoklio poslinkio, greičio ir tūrio kitimo išraiškos yra lygios:

$$q_{stk,2} = R_k + R_k \cos \varphi_k; \quad (7)$$

$$\dot{q}_{stk,2} = -R_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k; \quad (8)$$

$$V_{k,2} = V_{k,20} + R_k A_k (1 - \cos \varphi_k); \quad (9)$$

$$\dot{V}_{k,2} = R_k A_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k, \quad (10)$$

čia $V_{k,20}$ – minimalus antrojo cilindro tūris.

Slėgio ir temperatūros kitimai pirmame cilindre užrašomi (11), (12) lygtimis (Bogdevičius 2000; Spruogis 2012):

$$\dot{p}_{k,1} = \frac{\gamma R_d}{V_{k,1}(\varphi_k)} (T_{k,10} G_{k,10} - T_{k,1} G_{k,13} H(G_{k,13})) - \frac{\gamma p_{k,1}}{V_{k,1}(\varphi_k)} \dot{V}_{k,1}, \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_{k,1} &= \frac{\gamma R_d T_{k,1}}{p_{k,1} V_{k,1}} (T_{k,10} G_{k,10} - T_{k,1} G_{k,13} H(G_{k,13})) - \\ &\frac{R_d T_{k,1}^2}{p_{k,1} V_{k,1}} (G_{k,10} - G_{k,13} H(G_{k,13})) - \\ &\frac{(\gamma - 1)}{V_{k,1}(\varphi_k)} T_{k,1} \dot{V}_{k,1}(\varphi_k) - Q_{T,k}, \end{aligned} \quad (12)$$

čia $p_{k,1}$ – dujų slėgis cilindre; $T_{k,1}$ – temperatūra cilindre; γ – adiabatės rodiklis; R_d – dujų konstanta; $T_{k,10} G_{k,10}$ – išsiurbimo magistralės dujų temperatūra ir masės debitas; $T_{k,1} G_{k,13}$ – išsiurbimo magistralės dujų temperatūra ir masės debitas; $H(G_{k,13})$ – Hevisaido funkcija; $Q_{T,k}$ – šilumos mainai pro kompresoriaus sienelę.

Slėgio ir temperatūros kitimai antrame cilindre užrašomi (13), (14) lygtimis:

$$\begin{aligned} \dot{p}_{k,2} &= \frac{\gamma R_d}{V_{k,2}(\varphi_k)} (T_{k,20} G_{k,20} - T_{k,2} G_{k,23} H(G_{k,23})) - \\ &\frac{\gamma p_{k,2}}{V_{k,2}(\varphi_k)} \dot{V}_{k,2}; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_{k,2} &= \frac{\gamma R_d T_{k,2}}{p_{k,2} V_{k,2}} (T_{k,20} G_{k,20} - T_{k,2} G_{k,23} H(G_{k,23})) - \\ &\frac{R_d T_{k,2}^2}{p_{k,2} V_{k,2}} (G_{k,20} - G_{k,23} H(G_{k,23})) - \\ &\frac{(\gamma - 1)}{V_{k,2}(\varphi_k)} T_{k,2} \dot{V}_{k,2}(\varphi_k) - Q_{T,k,2}. \end{aligned} \quad (14)$$

Kompresoriaus trečioje ertmėje slėgio ir temperatūros kitimai užrašomi (15) ir (16) lygtimis:

$$\dot{p}_{k,3} = \frac{\gamma R_d T_{k,3}}{V_{k,3}} (G_{k,13} H(G_{k,13}) + G_{k,23} H(G_{k,23}) - G_{k,4}); \quad (15)$$

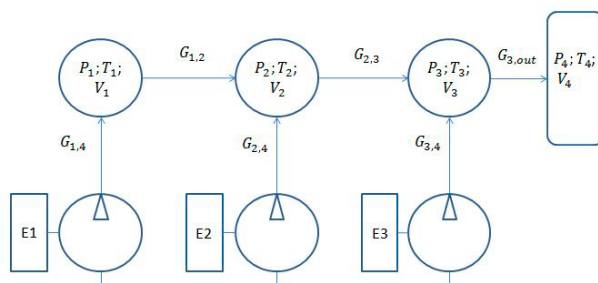
$$\begin{aligned} \dot{T}_{k,3} &= \frac{\gamma R_d T_{k,3}}{p_{k,3} V_{k,3}} (T_{k,1} G_{k,13} H(G_{k,13}) + \\ &T_{k,2} G_{k,23} H(G_{k,23}) - T_{k,3} G_{k,4}) - \frac{R_d T_{k,3}^2}{p_{k,3} V_{k,3}} (G_{k,13} H(G_{k,13}) + \\ &G_{k,23} H(G_{k,23}) - G_{k,4}) - Q_{T,k,3}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$Q_{T,k,j} = \frac{S_{k,j} h_{k,j} (T_{k,j} - T_\infty)}{\rho(p_{k,j}, T_{k,j}) V_{k,j} C_p}, \quad j = 1, 2, 3, \quad (17)$$

čia S_k – plotas, per kurį vyksta šilumos mainai; h_k – šilumos atidavimo koeficientas; T_∞ – aplinkos temperatūra; ρ – dujų tankis, kuris nustatomas iš dujų būsenos formulės; C_p – savitoji šiluma.

Trijų kompresorių matematinis modelis

Trijų kompresorių matematinė skaičiuojamoji schema pateikta 3 pav.



3 pav. Trijų kompresorių skaičiuojamoji schema
Fig. 3. Three compressors calculation scheme

Masės debitas, ištekančias iš pirmojo kompresoriaus į pirmą tūrį, aprašomas (18) lygtimi (Spruogis 2008):

$$\begin{aligned} \dot{G}_{1,4} &= \frac{A_{1,4}}{L_{1,4}} (p_{1,3} - p_1 - \\ &\frac{1}{2\rho(p_{1,3} T_{1,3})} \zeta(\text{Re}) G_{1,4}^2 \text{sign}(G_{1,4})), \end{aligned} \quad (18)$$

čia $L_{1,4}$ – vamzdžio ilgis; $A_{1,4}$ – vamzdžio skerspjūvio plotas; $p_{1,3} T_{1,3}$ – slėgis ir temperatūra trečioje kompresoriaus ertmėje; p_1 – slėgis pirmoje ertmėje; $\zeta(\text{Re})$ – slėgio nuostolių koeficientas; Re – Reinoldso skaičius; $G_{1,4}$ – masės debitas tarp trečios kompresoriaus ertmės ir tarp pirmos kompresoriaus ertmės.

Slėgio ir temperatūros kitimai pirmoje ertmėje užrašomi (19, 20) lygtimis:

$$\dot{p}_1 = \frac{\gamma R_d}{V_1} (G_{1,4} T_{1,4} \Psi(G_{1,4}) - G_{1,2} T_{1,2}); \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_1 &= \frac{\gamma R_d T_1}{V_1} (G_{1,4} T_{1,4} \Psi(G_{1,4}) - G_{1,2} T_{1,2}) - \\ &\frac{R T_1^2}{p_1 V_1} (G_{1,4} - G_{1,2}) Q_{T1}, \end{aligned} \quad (20)$$

čia V_1 – pirmos ertmės tūris; $T_{1,4}$ – temperatūra ketvirtroje kompresoriaus ertmėje; $G_{1,2}$ – masės debitas tarp pirmos ir antros ertmės; $\Psi(G_{1,4}) = \begin{cases} 1, & \text{kai } G_{1,4} \geq 0 \\ 0, & \text{kai } G_{1,4} < 0 \end{cases}$.

Masės debito kitimas iš pirmos ertmės į antrąją ertmę aprašomas (21) lygtimi:

$$\begin{aligned} \dot{G}_{1,2} &= \frac{A_{1,2}}{L_{1,2}} (p_1 - p_2 - \frac{1}{2\rho_{1,2} (p_1 T_1) A_{1,2}^2} \zeta(\text{Re}_{1,2}) \\ &G_{1,2}^2 \text{sign}(G_{1,2})). \end{aligned} \quad (21)$$

Masės debitas, ištekančias iš antrojo kompresoriaus į antrąjį tūrį, aprašomas (22) lygtimi:

$$\dot{G}_{2,4} = \frac{1}{L_{2,4}} (p_{2,4} - p_2 - \frac{1}{2\rho_{2,4} (p_{2,4} T_{2,4}) A_{2,4}^2} \zeta(\text{Re}_{2,4}) \cdot A_{2,4}$$

$$G_{2,4}^2 \text{sign}(G_{2,4}). \quad (22)$$

Slėgio ir temperatūros kitimai antroje ertmėje užrašomi (23) ir (24) lygtimis:

$$\dot{p}_2 = \frac{\gamma R_d}{V_2} (G_{1,2} T_{1,2} + G_{2,4} T_{2,4} - G_{2,3} T_{2,3}); \quad (23)$$

$$\dot{T}_2 = \frac{\gamma R_d T_2}{p_2 V_2} (G_{2,4} T_{2,4} \Psi(G_{1,4}) - G_{2,3} T_{2,3}) - \frac{R_d T_2^2}{p_2 V_2} (G_{2,4} - G_{2,3}) - Q_{T_2}. \quad (24)$$

Masės debito kitimas iš antros ertmės į trečią ertmę aprašomas (25) lygtimi:

$$\dot{G}_{2,3} = \frac{A_{2,3}}{L_{2,3}} (p_2 - p_3 - \frac{1}{2\rho_{23}(p_2 T_2) A_{2,3}^2} \zeta(\text{Re}_{2,3})) \cdot G_{2,3}^2 \text{sign}(G_{2,3}). \quad (25)$$

Masės debitas iš trečio kompresoriaus į trečią tūrį skaičiuojamas taip:

$$\dot{G}_{3,4} = \frac{A_{3,4}}{L_{3,4}} (p_{3,4} - p_3 - \frac{1}{2\rho_{34}(p_{3,4} T_{3,4}) A_{3,4}^2} \zeta(\text{Re}_{3,4})) \cdot G_{3,4}^2 \text{sign}(G_{3,4}). \quad (26)$$

Slėgio ir temperatūros kitimai trečioje ertmėje užrašomi (27) ir (28) lygtimis:

$$\dot{p}_3 = \frac{\gamma R_d}{V_3} (G_{2,3} T_{2,3} + G_{3,4} T_{3,4} - G_{3,out}); \quad (27)$$

$$\dot{T}_3 = \frac{\gamma R_d T_3}{p_3 V_3} (G_{2,3} T_{2,3} \Psi(G_{1,4}) + G_{3,4} T_{3,4} - G_{3,out} T_3) - \frac{R T_3^2}{p_3 V_3} (G_{2,3} - G_{2,4} - G_{3,out}) - Q_{T_3}. \quad (28)$$

Masės debito kitimas iš trečios ertmės į resiverio ertmę aprašomas (29) lygtimi:

$$\dot{G}_{3,out} = \frac{A_{3,out}}{L_{3,out}} (p_3 - p_4 - \frac{1}{2\rho_{3,out}(p_3 T_3) A_{3,out}^2} \zeta(\text{Re}_{3,out}) G_{3,out}^2 \text{sign}(G_{3,out})). \quad (29)$$

Slėgio ir temperatūros kitimai resiverioje užrašomi (30) ir (31) lygtimis:

$$\dot{p}_4 = \frac{\gamma R_d}{V_4} (G_{3,out} T_3 - G_{4,out} T_4); \quad (30)$$

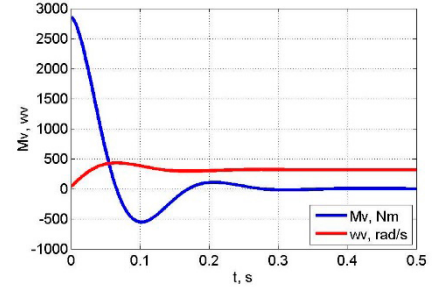
$$\dot{T}_4 = \frac{\gamma R_d T_4}{p_4 V_4} (G_{3,out} T_3 - G_{4,out} T_4) - \frac{R_d T_4^2}{p_4 V_4} (G_{4,out}) - Q_{T_4}. \quad (31)$$

Stūmoklinio kompresoriaus matematinio eksperimento tyrimo rezultatai

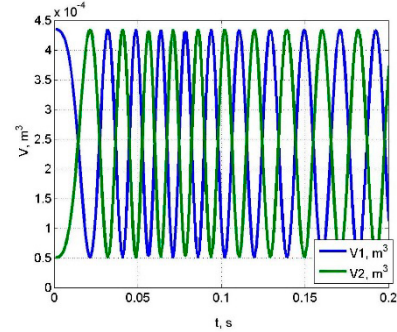
Nagrinėjamas dviejų kamerų stūmoklinis kompresorius, kurio galimumas yra 45 kW, nominalieji sūkiai – 3000 aps./min.

Kompresoriaus asinchroninio elektros variklio sukimo momento ir kampinio greičio kitimai pereinamojo proceso metu pateikti 4 pav.

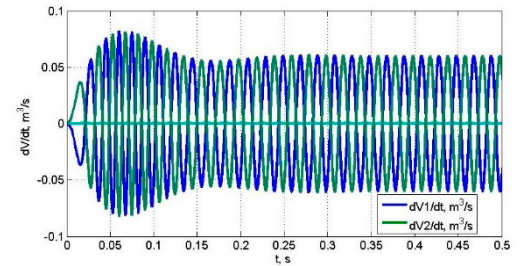
Stūmoklinio kompresoriaus dviejų cilindrų tūrių ir jų laiko išvestinių kitimai parodyti 5 pav.



4 pav. Asinchroninio elektros variklio sukimo momento ir kampinio greičio kitimai pereinamojo proceso metu
Fig. 4. Asynchronous electric motor torque and the angular velocity changes of the transient process



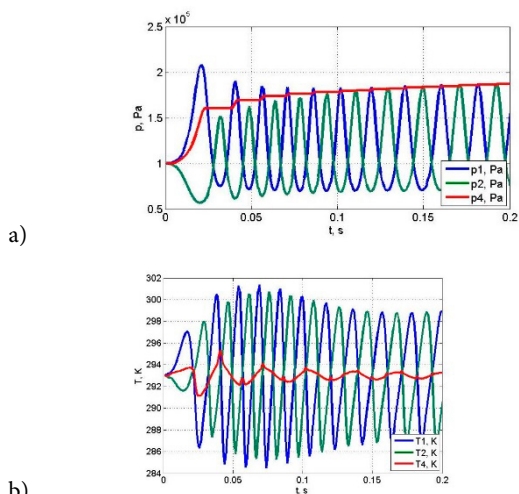
a)



b)

5 pav. Stūmoklinio kompresoriaus dviejų cilindrų tūrių ir jų laiko išvestinių kitimai:
a – tūriai; b – tūrių laiko išvestinės
Fig. 5. Two-piston compressor cylinder volume and their time derivatives of the variations:
a – volumes; b – volumes derivation

Stūmoklinio kompresoriaus slėgio ir temperatūrų kitimai pirmame ir antrame cilindruose bei ketvirtoje ertmėje parodyti 6 pav.



6 pav. Stūmoklinio kompresoriaus dviejų cilindrų tūrių ir jų laiko išvestinių kitimai: a – slėgis; b – temperatūra
 Fig. 6. Two-cylinder piston compressor volumes and their time derivatives of variations: a – Pressure; b – temperature

Išvados

Sukurtas dviejų cilindrų stūmoklinio kompresoriaus darbo proceso ir sistemos „trys stūmokliniai kompresoriai – resiveris“ matematinis modelis. Remiantis sukurtu sistemos „trys stūmokliniai kompresoriai – resiveris“ matematinio modeliu nustatyti kompresoriaus hidrodinaminių ir termodinaminių procesų kitimai nagrinėjamoje sistemoje. Tyrimų rezultatai parodo sukurtu matematinio modelio atitiktį realiajai pneumatinei sistemai.

Sukurtas sistemos „trys stūmokliniai kompresoriai – resiveris“ matematinis modelis bus naudojamas modeliuojant didelės pneumatinės sistemos hidrodinaminius ir termodinaminius procesus.

Literatūra

- Bogdevičius, M. 2000. *Hidraulinių, pneumatinių ir mechaninių pavaru bei jų elementų dinaminio procesų modeliavimas: habilitacinis darbas*. Vilniaus Gedimino technikos universitetas. Vilnius: Technika. 126 p.
- Kokaew, V.; Moshrefi-Torbati, M.; Sharkh, M. S. 2013. Maximum efficiency or power tracking of stand-alone small scale compressed air energy storage system, *Energy Procedia* 42(1): 1–10. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2013.11.039>
- Spruogis, B. 2008. *Hidraulinių ir pneumatinių sistemų skaičiavimas ir projektavimas: mokojoji knyga*. Vilnius: Technika. <http://dx.doi.org/10.3846/1023-S>
- Spruogis, B. 2012. *Skysčių mechanika. Hidraulinių ir pneumatinių sistemų elementai ir pavaros. Skysčių mechanikos pagrindų ir hidraulinių sistemų elementų uždavinių sprendimo metodika ir pavyzdžiai: mokojoji knyga*. Vilnius: Technika. <http://dx.doi.org/10.3846/1423-S>
- Zhang, Y.; Yang, K.; Li, X.; Xu, T. J. 2012. Thermodynamic effect of air storage chamber model on Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage System, *Renewable Energy* 56(1): 1–9.

HIGH EFFICIENCY PNEUMATIC SYSTEMS COMPRESSORS HYDRODYNAMICS AND THERMODYNAMICS PROCESS RESEARCH

P. Bogdevičius, B. Spruogis, M. Bogdevičius

Abstract

The paper analyzes pneumatic system, which consists of three piston compressors, pipes and receiver. Designed two cylinder piston compressor with an asynchronous electric motor mathematical model. In the mathematical model has been estimated rod mechanism geometry and kinematic parameters also hydrodynamics and thermodynamic processes going in the cylinders. Also there were made mathematical experiment and presented the results of it.

Keywords: pneumatic system, mathematic model, piston compressor, asynchronous electric motor, receiver, modelling.