



TRANSMISIJOS SU KARDANINE JUNGTIMI PARAMETRŲ ĮTAKA IŠCENTRINIO SIURBLIO CHARAKTERISTIKOMS

Paulius BOGDEVIČIUS¹, Olegas PRENTKOVSKIS², Marijonas BOGDEVIČIUS³

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

El. paštas: ¹paulius.bogdevicius@vgtu.lt; ²olegas.prentkovskis@vgtu.lt; ³marijonas.bogdevicius@vgtu.lt

Santrauka. Transmisija su kardanine jungtimi ir netiesiškumais pavaru dėžės elementuose generuoja transmisijos sukamojo judesio virpesius, kurie daro poveikį išcentrinio siurblio siurbliaračio sūkiams, generuojamam slėgiui ir jo našumui. Be to, siurbliaračio apkrovimo momentas veikia transmisijos dinamines charakteristikas. Norint nustatyti transmisijos elementų poveikį išcentrinio siurblio charakteristikoms, nagrinėjama transmisija, kuri sudaryta iš asinchroninio elektros variklio, pavaru dėžės, kardaninės jungties ir firmos „Ziegler Ultra Power“ išcentrinio siurblio. Sukurti transmisijos ir išcentrinio siurblio matematiniai modeliai, ištirta transmisijos dinaminio poveikio įtaka išcentrinio siurblio generuojamam našumui. Šiuo modeliui galima tirti transmisijos elementų parametru, įsiurbimo ir išėjimo magistralių parametru poveikį išcentrinio siurblio darbui, ir atvirkščiai, kavitacijos reiškinio atsiradimą išcentriname siurblyje. Pateikti nagrinėjamos sistemos skaitinio modeliavimo rezultatai ir išvados.

Reikšminiai žodžiai: asinchroninis elektros variklis, pavaru dėžė, kardaninė jungtis, išcentrinis siurblys.

Įvadas

Išcentriniai siurbliai plačiai naudojami pramonėje transportuojant vandenį ar kietųjų dalelių vandens pavidalo mišinius. Šių siurblių yra didelis naudingumo koeficientas, platus slėgio aukščio ir debito diapazonas, jų konstrukcija paprasta.

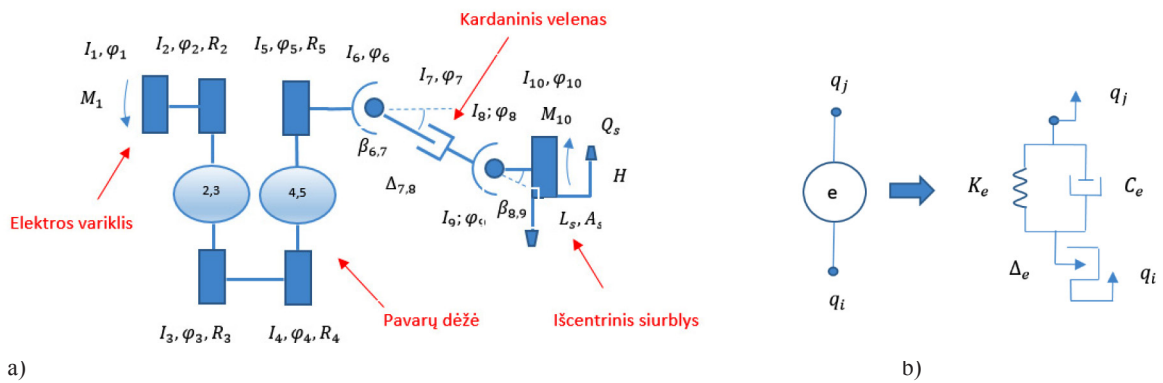
Kavitacijos reiškinys yra pavojingas šiems siurbliams, nepaisant didelio jų resurso. Šis reiškinys įvyksta, kai statinis slėgis skystyje yra mažesnis už skysčių garų slėgį, kurį dažniausiai sukelia didelis siurblio rotoriaus sukimosi greitis.

Kiti reiškiniai, mažinantys išcentrinų siurblių efektyvumą, yra cheminės reakcijos tarp skysčio ir metalo paviršiaus, sukeliančios metalo koroziją. Iš pasaulyje esančių įvairių pramonės šakų naftos pramonė yra viena didžiausių. Transportuojant naftos pramonės klasikinius produktus, jų gamybos procese negalima apsieiti be įvairių kenksmingųjų medžiagų – nuo pavojingų dujų iki didelio agresyvumo rūgščių. Tuomet įvairiuose technologiniuose procesuose svarbu naudoti siurblius, kurie gali būti eksploatuojami sudėtingomis sąlygomis. Svarbu žinoti tiek skysčio temperatūrą, tiek skysčio cheminių elementų sudėtį ir jo pH vertę.

Tyrimo tikslas – nustatyti, kaip transmisija „elektros variklis – pavaru dėžė – kardaninis sujungimas – išcentrinis siurblys“ veikia siurblio generuojamą našumą.

Išcentrinų siurblių mokslinių tyrimų apžvalga

Šiame skyriuje pateikiami moksliniai darbai, kuriuose buvo nagrinėjama išcentrinų siurblių efektyvumo gerinimo analizė. Vienas pagrindinių išcentrinio siurblio (toliau – IS) elementų yra išcentrinio siurblio siurbliaratis. Šis elementas – vienas svarbiausių tiriamųjų objektų. Mokslininkai Stickland, Scanlon (2000) modeliavo skysčio tekėjimą ant išcentrinio siurblio siurbliaračio mentelių. Skaičiavimams atlikti mokslininkai taikė baigtinių elementų metodą, siekdami įvertinti skysčio hidrodinamiką. Duomenų analizė parodė, kad pagrindiniai srauto reiškiniai yra tinkamai imituojami: slėgio pasiskirstymas ant siurbliaračio mentelių, skysčio tekėjimas ant mentelių, ir šis metodas yra puiki priemonė tiriant rotoriaus menteles. Guiqin, Chan (2011) atliko tyrimus siekdamas įrodyti, kad, projektuojant IS siurbliarati ir norint sumažinti tekėjimo nuostolius, reikia atsižvelgti ne tik į rotoriaus geometriją ir sparnuočių kampų išdėstymą, bet ir įvertinti skysčio tekėjimo koeficientą. Tiriamas ne vien skysčio tekėjimas, bet daug dėmesio skiriama ir skysčių mišiniams su kietosiomis dalelėmis. Baocheng *et al.* (2017) atliko eksperimentus, pasitelkę optinį mikroskopą skysčio judėjimui tirti. Šiuo metodu buvo bandoma vandens, stiklo dulkių ir vandens aliejaus mišinio koncentracija. Rezultatai parodė, kad šis mišinys pagerina siurblio darbo efektyvumą. Naftos transportavimą



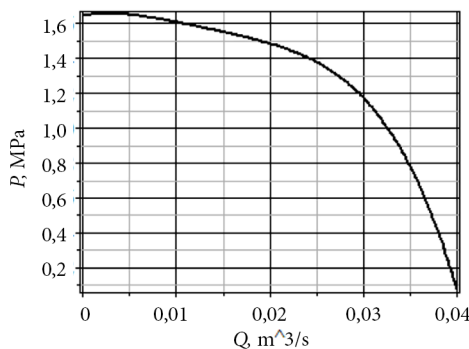
1 pav. Transmisijos dinaminis modelis ir jo elementai: a) transmisijos sistema; b) slopinimo ir standumo elementai
 Fig. 1. Dynamic model of transmission and its elements: a) transmission system; b) stiffness and damping elements

magistraliniu vamzdynu naudojant lubrikantus, kurie mažina slėgio nuostolius vamzdyne, nagrinėjo Bogdevičius *et al.* (2013). Gauti rezultatai parodė, kad slėgio nuostoliai mažėja didėjant lubrikantų koncentracijai, tad galima sumažinti naudojamų išcentrinų siurblių skaičių. Siurbliuose kavitacijos procesai yra beveik neišvengiami. Šis procesas mažina siurblio našumą, sukuria papildomas vibracijas, kelia triukšmą. Ne vienas mokslininkas tiria šį procesą. Mokslininkai Duplaa *et al.* (2008) nagrinėjo kavitacijos įtaką išcentriniam siurbliui paleidžiant variklį. Hou-lin

et al. (2014) ištyrė kavitacijos modelio koeficientų įtaką išcentrinio siurblio kavitacijos srautui. Rezultatai parodė, jog, norint gauti tikslesnius rezultatus, svarbu tiksliai nustatyti kondensacijos koeficientą. Timouchev *et al.* (2009) nagrinėjo naują metodą siekdami įvertinti kavitacijos sukeltus pažeidimus ant rotoriaus paviršiaus. Hidrodinaminius ir termodinaminius procesus geoterminiuose gręžiniuose nagrinėjo Bogdevičius *et al.* (2016). Procesams tirti buvo sukurtas daugiapakopio išcentrinio siurblio ir vamzdynų matematiniai modeliai, vertinantys azoto dujų vandenyje įtaką hidrodinaminiams procesams. Rezultatai parodė, kad dujos skystyje padidina slėgį ir tekėjimo pulsacijas išcentriniam siurblyje.



2 pav. Firmos „Ziegler Ultra Power“ išcentrinis siurblys
 Fig. 2. „Ziegler Ultra Power“ centrifugal pump



3 pav. Firmos „Ziegler Ultra Power“ išcentrinio siurblio charakteristika
 Fig. 3. „Ziegler Ultra Power“ centrifugal pump characteristic

Transmisijos sistemos „elektros variklis – pavarų dėžė – kardaninė jungtis – išcentrinis siurblys“ matematinis modelis

Šiame straipsnyje nagrinėjama transmisija, kuri sudaryta iš asinchroninio elektros variklio, pavarų dėžės, kardaninės jungties, veleno ir išcentrinio siurblio. Transmisijos dinaminis modelis pateiktas 1 pav.

Asinchroninio elektros variklio su motobloku sukimo momento kitimo lygtis užrašoma taip:

$$\dot{M}_v = uc_v(\omega_{v0} - u\dot{\phi}_1) - d_v M_v, \quad (1)$$

čia M_v – variklio sukimo momentas; c_v, d_v – elektros variklio charakteringi parametrai; ω_{v0} – variklio sinchroninis kampinis greitis; $\dot{\phi}_1$ – variklio rotoriaus kampinis greitis; u – perdavimo skaičius.

Transmisijos matematinis modelis aprašomas lygtimi (Bogdevičius *et al.* 2017):

$$[M]\{\ddot{\varphi}\} = \{F(\varphi, \dot{\varphi}, t)\}, \quad (2)$$

čia $[M]$ – masių matrica; $\{\varphi\}^T = \{\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{10}\}$ – kintamųjų vektorius; $\{F(\varphi, \dot{\varphi}, t)\}$ – lygčių sistemos netiesinis vektorius.

Šioje transmisijoje naudojamas vienas pagrindinių ugnia-gesių išcentrinis siurblys „Ziegler Ultra Power“ (2 pav.), kurio slėgio ir debito charakteristika pavaizduota 3 pav. Išcentrinio siurblio hidrodinaminis modelis pateiktas 4 pav.

Kai asinchroninis variklis paleidžiamas, variklio sukimo momentas perduodamas transmisijai ir yra sukamas išcentrinio siurblio siurbliaratis. Išcentriniam siurbliui pradedant sukintis, dėl susidariusio slėgio skirtumo tarp įsiurbimo magistralės pradžios ir pabaigos vanduo pradeda tekėti į išcentrinio siurblio tūrį V_{s0} . Kol šis slėgio skirtumas bus neigiamas, į išcentrinį siurblių vanduo netekės. Todėl dėl veikiančių išcentrinį jėgų siurbliaratyje išcentrinis siurblys išėjimo magistrale transportuos orą. Tūryje V_{s0} oras išretėja ir šiame tūryje slėgis mažėja. Kai šiame tūryje esantis slėgis p_{s0} taps mažesnis už tūrio slėgį p_{in} , vanduo iš rezervuaro magistrale tekės išcentrinio siurblio tūrio V_{s0} link. Kuo didesnis šis slėgio skirtumas, tuo greičiau skystis juda. Ertmės tūriui V_{s0} dar tik pradedant pildytis vandeniu, dėl išcentrinį jėgų, kurios atsiranda besisukant siurbliaratiui, siurblio išėjimo magistrale bus transportuojamas vandens ir oro mišinys. Pilnai užsipildžius ertmės tūriui V_{s0} , vanduo iš išcentrinio siurblio transportuojamas į išėjimo magistralę.

Debito kitimo lygtis įsiurbimo pradžioje yra lygi:

$$\dot{Q}_{in} = \frac{A_{in}}{\rho(p_{in})L_{in}} (p_{in} - \rho g H_{in} - p_{s0} - \rho(p_{in})\xi_{in} Q_{in}^2 \text{sign}(Q_{in})), \quad (3)$$

čia A_{in} , L_{in} – įsiurbimo magistralės skerspjūvio plotas ir ilgis; $\rho(p_{in})$ – vandens tankis; p_{in} – įsiurbimo magistralės slėgis; p_{s0} – slėgis ertmėje; g – laisvojo kritimo pagreitis; H_{in} – siurbiamo vandens aukštis; ξ_{in} – hidraulinis pasipriešinimo koeficientas;

$$\xi_{in} = \lambda(\text{Re}_{in}, \Delta_{in}) \frac{L_{in}}{D_{in}} \frac{1}{2A_{in}^2} + \xi_{viet} \frac{1}{2A_{in,viet}^2}, \quad (4)$$

čia $\lambda(\text{Re}_{in}, \Delta_{in}) \frac{1}{2} \frac{L_{in}}{D_{in}}$ – transportavimo nuostoliai; ξ_{viet} – vietinių nuostolių koeficientų; Δ_{in} – įsiurbimo magistralės vamzdžio vidinis santykinis šiurkštumas.

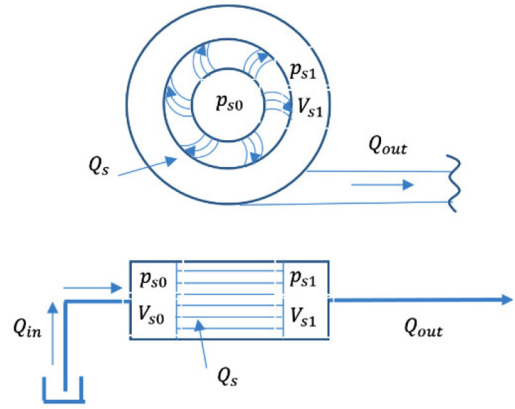
Slėgio kitimas išcentrinio siurblio ertmėje:

$$\dot{p}_{s0} = \frac{K(p_{s0})}{V_{s0}} (Q_{in} - Q_s), \quad (5)$$

čia V_{s0} – ertmės tūris; Q_s – išcentrinio siurblio generuojamas debitas; $K(p_{s0})$ – vandens tūrinis tamprumo modulis.

Išcentrinio siurblio generuojamo debito kitimo lygtis yra lygi:

$$\dot{Q}_s = \frac{A_s}{\rho(p_{s0})L_s} \times (p_{s0} + p_s(Q_s, \omega_{10}) - p_{s1} - \rho(p_{s0})\xi_s Q_s^2 \text{sign}(Q_s)), \quad (6)$$



4 pav. Išcentrinio siurblio hidrodinaminis modelis
Fig. 4. Hydrodynamic model of centrifugal pump

čia A_s , L_s – siurbliaratio mentelių skerspjūvio plotas ir ilgis; p_{s1} – išcentrinio siurblio generuojamas slėgis; $p_s(Q_s, \omega_{10})$ – išcentrinio siurblio charakteristika; $\xi_s(\text{Re}_s, \Delta_s, L_s, A_s)$ – hidraulinis pasipriešinimo koeficientas išcentrinio siurblio magistralėse.

Išcentrinio siurblio generuojamo slėgio kitimo lygtis:

$$\dot{p}_{s1} = \frac{K(p_{s1})}{V_{s1}} (Q_s - Q_{out}). \quad (7)$$

Ištekancio iš išcentrinio siurblio debito kitimo lygtis yra lygi:

$$\dot{Q}_{out} = \frac{A_{out}}{\rho(p_{s1})L_{out}} \times (p_{s1} - \rho g H_{out} - \rho(p_{s1})\xi_{out} Q_{out}^2 \text{sign}(Q_{out})), \quad (8)$$

čia A_{out} , L_{out} – išėjimo magistralės skerspjūvio plotas ir ilgis; H_{out} – transportuojamo vandens aukštis; $\xi_{out}(\text{Re}_{out}, \Delta_{out}, L_{out}, A_{out})$ – hidraulinis pasipriešinimo koeficientas išėjimo magistralėje.

Transmisijos apkrovimo momentas priklauso nuo išcentrinio siurblio generuojamo našumo ir siurbliaratio kampinio greičio. Transmisijos pasipriešinimo momentas M_{10} yra lygus:

$$M_{10} = \frac{p_s(Q_s, \omega_{10})Q_s}{\omega_{10}\eta_s}, \quad (9)$$

čia $p_s(Q_s, \omega_{10})$ – siurblio charakteristika; Q_s – siurblio generuojamas debitas; ω_{10} – rotoriaus kampinis greitis; η_s – išcentrinio siurblio naudingumo koeficientas.

Išcentrinio siurblio matematinio eksperimento tyrimo rezultatai

Pradiniai tyrimų duomenys: variklio sinchroninis dažnis – 50 Hz, variklio galingumas – 2,5 kW, pavaru dėžės perdavimo skaičius – 0,42, išcentrinio siurblio įėjimo magistralės skersmuo – 100 mm, išėjimo magistralės

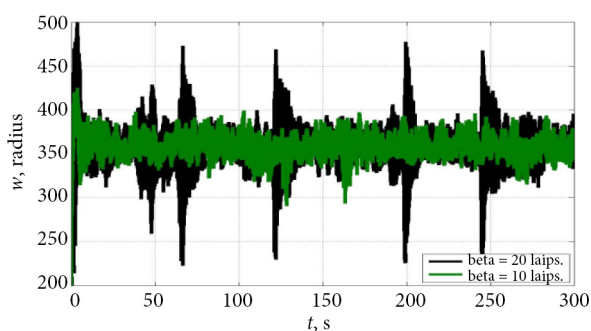
skersmuo – 50 mm, įsiurbimo magistralės ilgis – 2 m, išėjimo magistralės ilgis – 100 m, siurbiamo vandens gylis – 2 m, transportuojamo vandens aukštis – 10 m, skaičiavimo laikas – 300 s.

Kintamųjų pradinės sąlygos: pradinio laiko momentu ($t = 0$) asinchroninio elektros variklio sukimosi momentas, transmisijos pasukimo kampų ir kampinių greičių vektoriai yra lygūs nuliui, t. y. $M_v(t = 0) = 0$,

$$\{\varphi(t = 0)\} = 0, \left\{ \frac{d\varphi(t = 0)}{dt} \right\} = 0, \text{ išcentrinio siurblio hi}$$

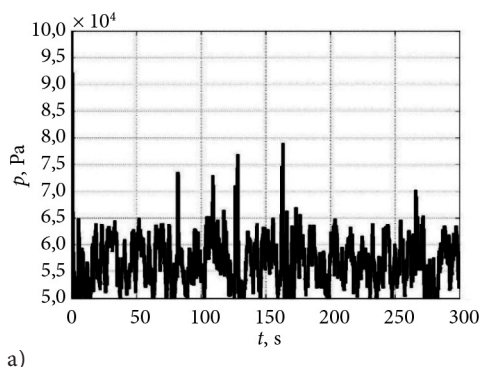
drodinaminiai parametrai (debitai įsiurbimo ir išėjimo magistralėse ir siurblio generuojamas debitas) yra lygūs nuliui, t. y. $Q_{in}(t = 0) = 0$, $Q_{out}(t = 0) = 0$, $Q_s(t = 0) = 0$ slėgiai siurblio ertmėse ir išėjimo magistralėje yra lygūs atmosferos slėgiui, t. y. $p_{s0}(t = 0) = p_{atm}$, $p_{s1}(t = 0) = p_{atm}$.

Išcentrinio siurblio siurbliaračio kampinio greičio ω_{10} priklausomybės nuo laiko, kai $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ$ ir $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 20^\circ$, pavaizduotos 5 pav.

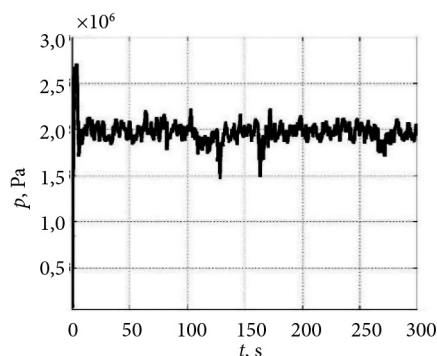


5 pav. Išcentrinio siurblio siurbliaračio kampinio greičio ω_{10} priklausomybė nuo laiko esant skirtingiems kardanio išdėstymo kampams

Fig. 5. Dependence of the angular velocity ω_{10} of rotor of centrifugal pump on time to different cardan angles



a)



b)

6 pav. Išcentrinio siurblio slėgio kitimas laike: a) išcentrinio siurblio ertmės slėgis p_{s0} ;

b) generuojamas slėgis p_{s1} , kai $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ$

Fig. 6. Dependence of pressure of centrifugal pump on time: a) pressure p_{s0} of volume centrifugal pump;

b) generated pressure p_{s1} when $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ$

Dėl transmisijos „elektros variklis – pavarų dėžė – kardaninė jungtis – išcentrinis siurblys“ ypatumų (pavarų dėžės krumpliaračių sukabinimo tarpelių, kardaninio veleno posvyrio kampų, siurbliaračio rato pasipriešinimo momento), siurbliaračio rato kampinis greitis yra kintantis. Kuo didesni kardanio jungties išstatymo kampai, tuo didesnės yra siurbliaračio kampinio greičio pulsacijos, kurios keičia išcentrinio siurblio slėgio ir debito charakteristiką, ir išcentrinis siurblys generuoja kintamą debitą Q_{out} .

Išcentrinio siurblio slėgio p_{s0} ir siurblio generuojamas slėgio p_{s1} kitimai laike, esant kardaninės jungties išstatymo kampams $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ$, pateikti 6 pav.

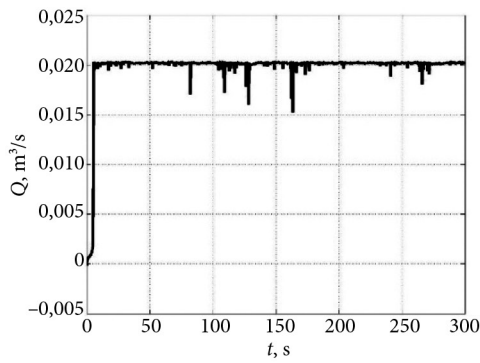
Iš 6 pav. (a) matome, kad paleidimo metu ir esant nusistovėjusiam režimui slėgis p_{s0} , esantis tūryje V_{s0} , yra mažesnis už atmosferos slėgį. Susidaro pakankamas slėgių skirtumas $p_{s0} > 0$, kad įsiurbimo magistrale pradėtų tekėti skystis į išcentrinio siurblio ertmę V_{s0} . Iš 6 pav., b, matyti, kad dėl vandens transportavimo slėgio nuostolių išcentrinis siurblys generuoja ~ 2 MPa slėgį.

Įsiurbimo ir ištekėjimo magistralėse debitų Q_{in} ir Q_{out} kitimai laikui einant pateikti 7 pav.

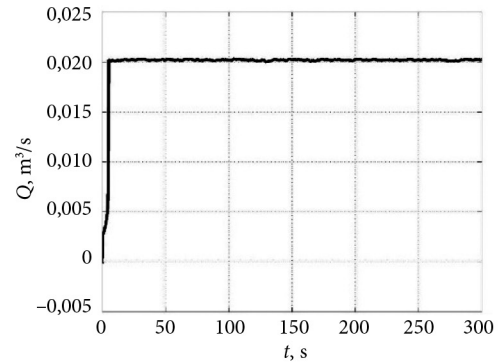
Įsiurbimo ir ištekėjimo magistralėse debitų Q_{in} ir Q_{out} kitimai, kai kardaninių jungčių išdėstymo kampai $\beta_{6,7}$ ir $\beta_{8,9}$ yra 20 laipsnių, pavaizduota 8 pav.

Iš 7 ir 8 pav. matyti, kad debitų Q_{in} ir Q_{out} esant skirtingiems kardanio jungties išstatymo kampams kitimai priklauso nuo pirmiau paminėtų sistemos „elektros variklis – pavarų dėžė – kardaninė jungtis – išcentrinis siurblys“ parametų. Išcentrinio siurblio išėjimo magistralėje debitų Q_{out} skirtumų kitimas laikui einant, esant skirtingiems kardanio išstatymo kampams, pateiktas 9 pav.

Kuo mažesnis kardanio išstatymo kampas, tuo mažesnės siurbliaračio kampinio greičio pulsacijos ir generuojamas didesnis siurblio našumas Q_{out} . Išcentrinio siurblio išvystomas vidutinis našumas yra 1200 l/min, o pulsacijos



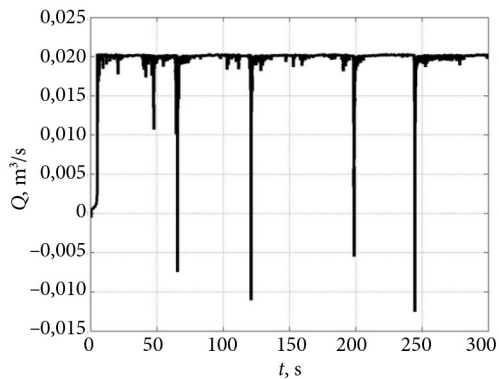
a)



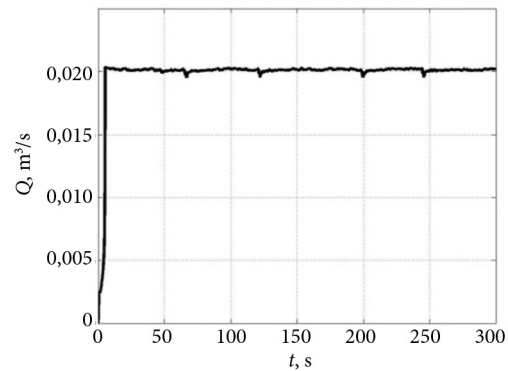
b)

7 pav. Išcentrinio siurblio debitų Q_{in} ir Q_{out} kitimai laikui einant: a) įsiurbimas Q_{in} ; b) ištekėjimas Q_{out} , kai $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ$

Fig. 7. Dependence of water flow Q_{in} and Q_{out} in time: a) intake Q_{in} ; b) outflow Q_{out} , when $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ$



a)



b)

8 pav. Išcentrinio siurblio debitų Q_{in} ir Q_{out} kitimai laikui einant: a) įsiurbimas Q_{in} ;

b) ištekėjimas Q_{out} , kai $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 20^\circ$

Fig. 8. Dependence of water flow Q_{in} and Q_{out} of centrifugal pump in time: a) intake Q_{in} ;

b) outflow Q_{out} , when $\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 20^\circ$

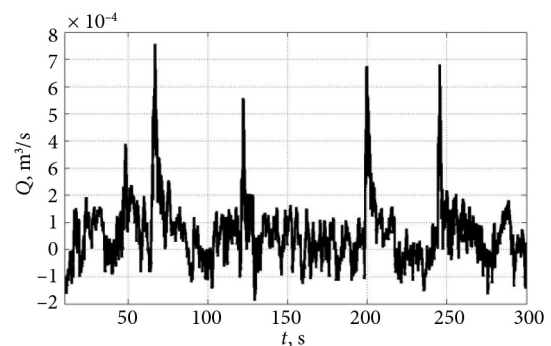
(mojus – dviguba amplitudė) siekia 48 l/min, tai sudaro 4 % nusistovėjusio debito.

Išvados

Sukurtas transmisijos matematinis modelis, kurį sudaro elektros variklis, pavarų dėžė, kardaninė jungtis ir išcentrinis siurblys. Transmisijos sukamieji virpesiai, atsirandantys dėl kardaninės jungties ypatumų, tarpelių tarp krumplių, transmisijos elementų standumų, kintamojo siurbliaračio apkrovimo momento daro poveikį išcentrinio siurblio našumui Q_{out} ir kitoms jo charakteristikoms.

Šis transmisijos matematinis modelis leidžia nustatyti transmisijos parametrų kaip įsiurbimo ir išėjimo magistralių parametrų poveikį išcentrinio siurblio charakteristikoms.

Išanalizuotas firmos „Ziegler Ultra Power“ išcentrinis siurblys, įvertinta jo slėgio ir debito charakteristika. Šis



9 pav. Išcentrinio siurblio ištekėjimo debitų skirtumo, esant skirtingiems kardano kampams, kitimas laike

$Q_{out}(\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ) - Q_{out}(\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 20^\circ)$

Fig. 9. Dependence of water outflow differences of centrifugal pump in time, when $Q_{out}(\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 10^\circ) - Q_{out}(\beta_{6,7} = \beta_{8,9} = 20^\circ)$

išcentrinis siurblys pasiekia vidutinį 1200 l/min našumą esant 360 rad/s siurbliaračio kampiniam greičiui, kai įsiurbimo magistralės aukštis yra 2 m, išėjimo magistralės ilgis – 100 m ir aukščio skirtumas – 10 m. Kardaninio veleno išstatymo kampai lemia išcentrinio siurblio generuojamą debitą. Kuo didesnis kampas, tuo didesnės pulsacijos.

Šiuo modeliu galima tirti transmisijos sukamojo judesio poveikį išcentrinio siurblio darbui ir atvirkščiai – išcentrinis siurblys darbo poveikį transmisijos sukamajam judesiui. Išcentrinio siurblio pasiekiamas debitas yra priklausomas nuo įsiurbimo ir išėjimo magistralės parametrų.

Literatūra

- Bogdevičius, P.; Žygaitė, I.; Prentkovskis, O.; Bogdevičius, M. 2017. Transmisijos su kardaniniais velenais dinaminių charakteristikų tyrimas, iš konferencijos „Jūros ir krantų tyrimai 2017“, 2017 m. balandžio 26–28 d., Palanga, Lietuva.
- Bogdevičius, M.; Janutėnienė, J.; Didžiokas, R.; Razmas, S.; Skrickij, V.; Bogdevičius, P. 2016. Investigation of the hydrodynamic processes of a centrifugal pump in a geothermal system, *Transport* 2016: 1–8. ISSN 1648-4142, e-ISSN 1648-3480.
- Bogdevičius, M.; Janutėnienė, J.; Jonikas, K. 2013. Mathematical modeling of oil transportation by pipelines using antiturbulent additives, *International Journal of Vibroengineering* 15(1): 419–427. ISSN 1392-8716.
- Baocheng, L.; Wei, J.; Zhang, Y. 2017. A novel experimental facility for measuring internal flow of Solid-liquid two-phase flow in a centrifugal pump by PIV, *International Journal of Multiphase Flow* 89: 226–276. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.11.002>
- Duplaa, S.; Coutier-Delgosha, O.; Dazin, A.; Caignaert, G.; Roussette, O. 2008. Cavitation inception in fast startup, in conference “The twelfth international symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery – ISROMAC –12”, 22 February 2008, Honolulu-Hawaii, United States.
- Guiqin, L.; Chan, W. 2011. The effect of flow coefficient on the design of maniature centrifugal impeller, in Conference “Micro and nano flows”, 22–24 August 2011, Thessaloniki, Greece.
- Hou-lin, L.; Wang, J.; Wang, Y.; Zhang, H.; Huang, H. 2014. Influence of the empirical coefficients of cavitation model on predicting cavitating flow in the centrifugal pump, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 6: 119–131. <https://doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0167>
- Stickland, M.; Scanlon, T. 2000. Numerical flow simulation in a centrifugal pump with impeller – volute interaction, in *Paper presented at ASME 2000 Fluids Engineering*, 11–15 July 2000, Boston, Massachusetts.
- Timouchev, S.; Panaiotti, S.; Knyazev, V.; Soldatov, V. 2009. Validation of numerical procedure for assessment of centrifugal pump cavitation erosion, in *Paper presented at Twenty-fifth International pump users symposium*, 23–26 February 2009 Houston, Texas, United States.

TRANSMISSION WITH CARDAN JOINT PARAMETRE INFLUENCE TO CENTRIFUGAL PUMP CHARACTERISTICS

P. Bogdevičius, O. Prentkovskis, M. Bogdevičius

Abstract

Transmission with cardan joints and non-linear gearbox elements generates vibrations caused by spinning motion of transmission. This affects the pressure and productivity of centrifugal pump. The momentum of centrifugal pump in turn affects dynamic characteristics of transmission. In order to find the effect of transmission elements on centrifugal pump we investigate transmission composed of asynchronous electrical engine, gear box, cardan joint and Ziegler Ultra centrifugal pump. We create mathematical models of transmission and centrifugal pumps and investigate how the dynamic effects of transmission influence productivity centrifugal pump. This model can be applied to study the transmission parameters, effect of intake and outflow parameters on productivity of centrifugal pump and presence of cavitation. The paper includes results and conclusions of mathematical model.

Keywords: asynchronous electromotor, gear box, cardan joint, centrifugal pump.