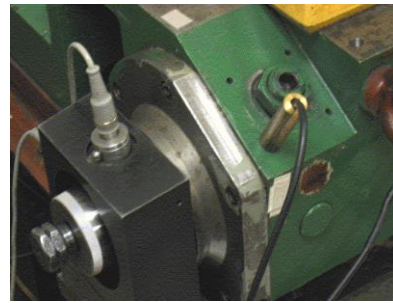
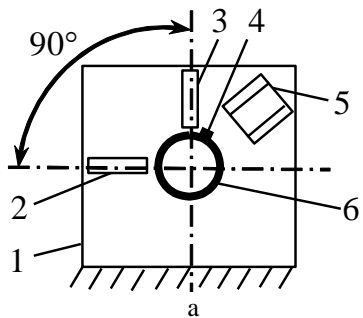


Taip išdėsčius keitiklius galima išmatuoti veleno kakliuko padėtį slydimo guolio tarpo atžvilgiu, esant bet kokiam rotoriaus sukimosi dažniui įskaitant ir nulinį. Keitiklių orientacija nebūtinai turi būti vertikali arba horizontali. Parenkama patogi mechanizmo konstrukcijai padėtis.

Matavimo keitiklių išdėstymo principas pavaizduotas 3 pav.

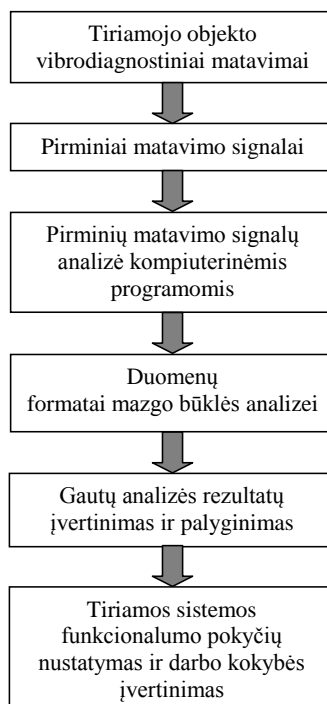


3 pav. Matavimo keitiklių išdėstymas: a – principinė matavimo keitiklių išdėstymo schema: 1 - korpusas; 2 - horizontalus bekontaktis indukcinis vibroposlinkio matavimo keitiklis; 3 - vertikalus bekontaktis indukcinis vibroposlinkio matavimo keitiklis; 4 - žymė; 5 - fazės matavimo keitiklis – strobas; 6 – rotorius; b - nuotrauka

Matavimai buvo atliekami tokia tvarka:

1. Atliekamas sistemos derinimas ir matavimo keitiklių kalibravimas;
 2. Bekontaktiniai indukciniai poslinkio matavimo keitikliai tvirtinami ant stendo;
 3. Tvirtinamas fazės matavimo keitiklis;
 4. Atliekamas rotoriaus ir variklio veleno ašių bendraašišumo derinimas;
 5. Nustatomas numatytas tarpelis tarp rotoriaus kakliuko ir slydimo guolio segmento (50 μm);
- Ijungiamas hidrostotis, kuri paduoda tepalą į slydimo guolių kameras;
6. Ijungiamas elektros variklis (galingumas 8.0 KW), sukantis rotorinę sistemą. Nustatomas rotoriaus sukimosi dažnis 500 aps/min;
 7. Ijungiami ir suderinami matavimo kanalų stiprintuvai;
 8. Ijungiamas kompiuteris;
 9. Paleidžiama kompiuterinė programa “Eksperimentas”;
 10. Duomenys kaupiami failuose;
 11. Matavimo rezultatai analizuojami kompiuterinėmis programomis.

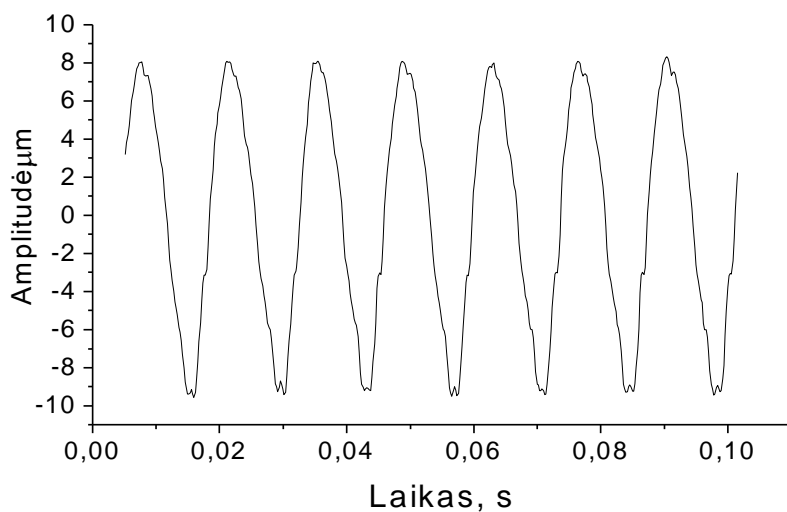
Atlikus matavimus gaunami pirminiai signalai. Vien pirminių matavimo signalų nepakanka įvertinti tiriamos sistemos būklei įvertinti. Todėl pirminiai signalai transformuojami į įvairius duomenų formatus ir analizuojami. Pirminių matavimo signalų analizės struktūra pateikta (4 pav.).



4 pav. Matavimo rezultatų analizės struktūra

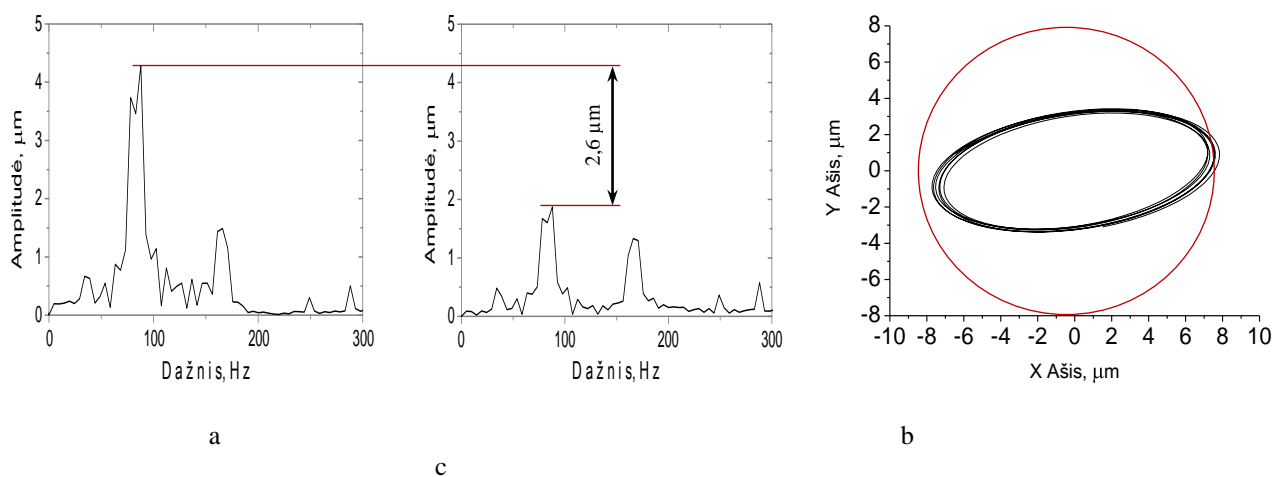
Tyrimų rezultatai ir jų analizė

Pirminis rotorinio mazgo rotoriaus virpesių matavimo signalas dažniausiai reikalingas tik tolimesniems duomenų formatas gauti (Barzdaitis 1997) (5 pav.).

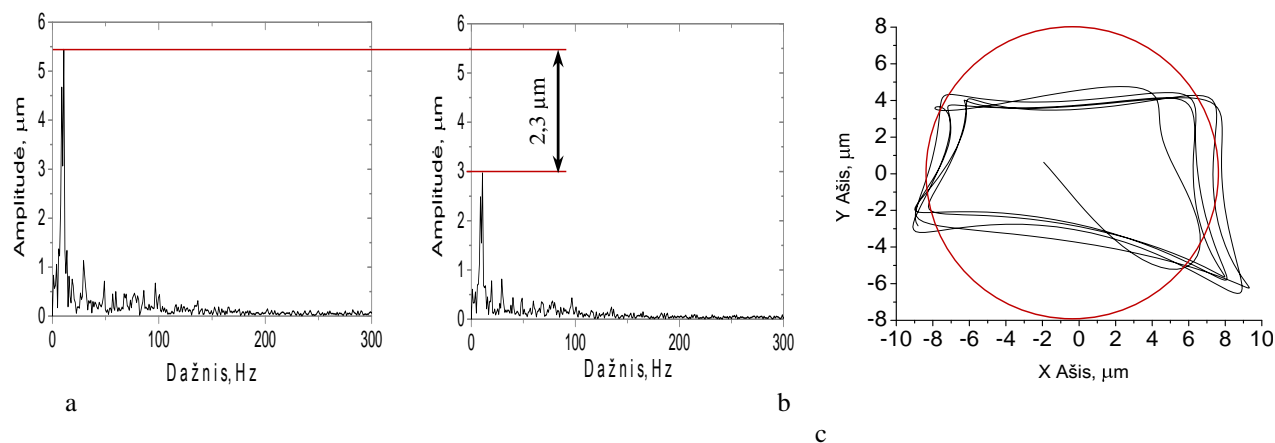


5 pav. Pirminis rotoriaus vibroposlinkio signalas

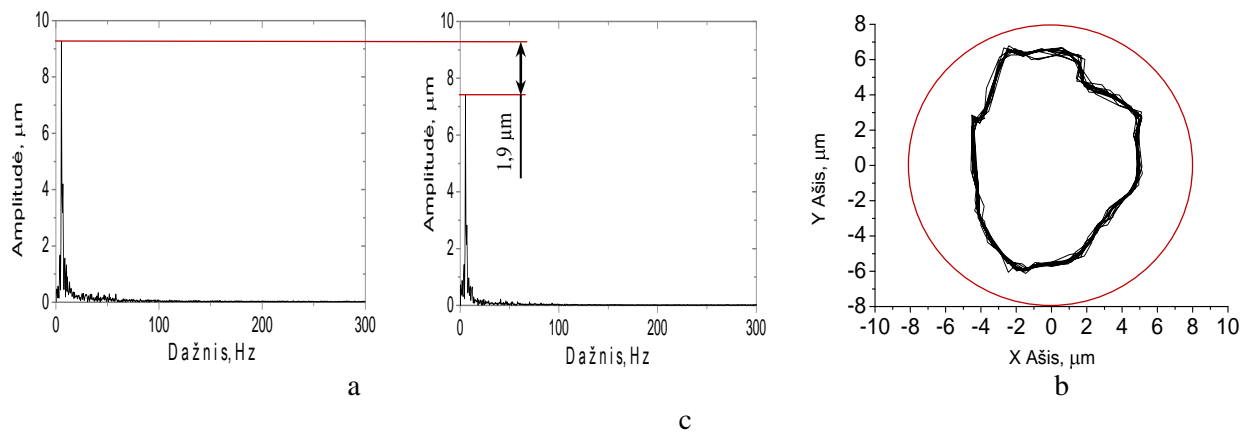
Atlikus pirminių signalų analizę gauti spektrų ir rotoriaus sukimosi orbitų grafikai (6, 7, 8 pav.).



6 pav. Rotorinio mazgo su riedėjimo guoliais vibroposlinkio signalo spektras: a – horizontalia kryptimi, b – vertikalia kryptimi, c – orbitos grafikas



7 pav. Rotorinio mazgo su slydimo segmentiniais guoliais vibroposlinkio signalo spektras: a – horizontalia kryptimi, b – vertikalia kryptimi, c – orbitos grafikas



8 pav. Rotorinio mazgo slydimo įvoriniais guoliais vibroposlinkio signalo spektras: a – horizontalia kryptimi, b – vertikalia kryptimi, c – orbitos grafikas

Pagal duomenų formatus: spektrų grafikus matoma, kad signalai matuojant horizontalia ir vertikalia kryptimis nesutampa, tokia tendencija vyrauja visų trijų konstrukcijų guolių mazguose. Didžiausias amplitudžių skirtumas matomas riedėjimo guolių spektrų grafikuose $2,6 \mu\text{m}$ (6a, 6b pav.), slydimo segmentinių guolių $2,3 \mu\text{m}$ (7a, 7b pav.) ir slydimo įvorinių guolių tik $1,9 \mu\text{m}$ (8a, 8b pav.). Tai reiškia, kad matuojant guolių vibroposlinkius statmenimis viena kitai ašimis mažiausias nukrypimas gautas mazgo su įvoriniais slydimo guoliais. Spekto amplitudžių skirtumas tarp riedėjimo ir įvorinių slydimo guolių yra net $0,7 \mu\text{m}$.

Sukantis rotoriumi jo ašis teoriškai sukasi viename taške, tačiau praktiškai rotorius sukasi aplink savo ašį, o orbita dar brėžia savo orbitą. Nors orbitų skersmenys labai maži, tačiau tai vis tiek nepageidaujami reiškiniai. Žinant, kad rotoriaus ašis brėžia tam tikro dydžio ir formos orbitas siekiama, kad tai artėtų prie kuo mažesnių dydžių ir būtų formų artėjančių prie idealaus apskritimo.

Lyginant pagal orbitų grafikus matome (6c, 7c, 8c pav.), kad iš trijų orbitų grafikų, labiausiai prie idealaus apskritimo artėja riedėjimo guolio orbita (8c pav.). Tai reiškia, kad 500 aps/min dažnio pakanka stabiliam rotoriaus darbui, o segmentiniam ir įvoriniam slydimo guoliui turi būti žymiai didesni sukimosi dažniai. Prie tokių sukimosi dažnių neveikia hidrodinaminiai dėsniai ir vietoje normalaus sukimosi rotorius tiesiog blaškosi guolyje.

Išvados

1. Rotoriaus sukimosi orbitos grafikas labai informatyvus diagnostikos duomenų formatas, kadangi turint orbitos grafiką galima nustatyti rotoriaus darbo dėsningumus.
2. Atlikus rotorinių mazgų su skirtingų konstrukcijų guoliais vibrodiagnostinius tyrimus nustatyta, kad guolio konstrukcija labai įtakoja rotorinio mazgo darbo režimams.
3. Rotoriniuose mazguose su riedėjimo guoliais, rotoriumi sukantis 500 aps/min rotorius dirba stabiliau negu mazguose su slydimo segmentiniais ir įvoriniais guoliais. Tai reiškia, kad slydimo guolius reikia naudoti tuose rotoriniuose mazguose kuriuose rotorius sukasi dideliais sukimosi dažniais.
4. Didžiausią įtaką rotoriaus sukimosi stabilumui turi įtakos guolio konstrukcija ir rotorius sukimosi dažnis.

Literatūra

1. Allmaier, H., Priestner, C., Six, C., Priebisch, H. H., Forstner, C., Novotny-Farkas, F. 2011. *Predicting friction reliably and accurately in journal bearings—a systematic validation of simulation results with experimental measurements*. Tribology International. Volume 44(10), pages 1151-1160.
2. Barzdaitis, V., Činikas G. 1998. *Rotorinių mašinų monitoringas ir diagnostika*. Kaunas: Technologija, 364 p.
3. Barzdaitis, V., Gečys, S., Šeštakauskas, D., Gargasas, A. 2002. *Investigation of vibration of turbogenerator*. Mechanika. Volume 7(42), pages 50–54.
4. Barzdaitis, V., Cinikas, G. 1997. *Condition monitoring data formats used in rotating machinery diagnostics*. Mechanika. Volume 2(9), pages 40–48.
5. Bently, D. E. 1994. Rotating Machinery Measurements 101. – Orbit, June, Volume 15, pages 4–6.
6. Bently, D.E., Hatch, CH. T. 2002. *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics*. Bently Pressurized Bearing Company, printed in Canada, first printing, 726 pages.
7. Brito, F. P., Miranda, A. S., Claro, J. C. P., Fillon, M. 2012. *Experimental comparison of the performance of journal bearing with a single and twin axial groove configuration*. Tribology International. Volume 54, pages 1-8.

8. Figliola, R.S., Beasley, D.E. 1991. Theory and design for Mechanical Measurements: John Willey and Sons, New York, 450 p.
9. Jonušas, R., Jurkauskas, A., Volkovas, V. 2001. Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika. Kaunas. – Technologija, – 295 p.
10. Marcinkevičius, A. H. 2012. *Automatic regulation of clearance in a tilting pad journal bearing*. Mechanika. Volume. 18(2), pages 5-9.
11. Makowski, R. A., Zimroz, R. 2011. *Adaptive Bearings Vibration Modelling for Diagnosis*. Adaptive and Intelligent Systems. Volume 6943, pages 248–259.
12. Muszynska, A. 1995. *Vibrational diagnostics of rotating machinery malfunctions*. International Journal of rotating machinery. Volume 1(3-4), pages 237–266.
13. Vasylius, M., Didžiokas, R., Mažeika, P., Barzdaitis V. 2008. *The rotating system vibration and diagnostics*. Mechanika. 72(4): 54–58.
14. Vekteris, V., A. Čereška. 2002. *Diagnostics of Functioning Quality of the Systems with Sliding Bearings*. Mechanika. No.2 (34) Kaunas: Technologija. pages 51-56.
15. Vekteris, V., Čereška, A. 2004. *Diagnostic errors of rotating systems with sliding bearing*. - Scientific Symposium: Metrology and Metrology Assurance.-Sozopol, Bulgaria, pages 142-146.

VIBRODIAGNOSTIC RESEARCHES OF ROTOR COMPONENTS WITH DIFFERENT CONSTRUCTIONS BEARINGS

Summary

This paper presents vibrodiagnostic researches of the rotary components with bearings of different construction. There are explored rotor assemblies with rolling, sliding adaptive segments and sliding sleeve bearings. There are described all parts that are formed the research system. There is presented vibrodiagnostic research stand principal scheme which shows the connection between the individual parts of the test stand. The experimental research methodology is created for doing researches. There are measured the vibrations of rotor component and received initial signals that are transformed to necessary data formats for analysis using computer programs during researches. The obtained researches results are evaluated and carried out their comparative analysis. There are identified dependencies and presented conclusions of researches results.

Key words: Vibrodiagnostic, rolling bearing, sliding adaptive segments bearing, sliding sleeve bearing.

AUTORIŲ LYDRAŠTIS

Autoriaus vardas, pavardė: Audrius, Čereška

Mokslo laipsnis ir vardas: daktaras, profesorius

Darbo vieta ir pozicija: Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto, Mechanikos inžinerijos katedros profesorius.

Autoriaus mokslinių interesų sritys: mechaninių statinių ir dinaminių sistemų diagnostika ir monitoringas.

Telefonas ir el. pašto adresas: +370 606 90514, audrius.cereska@vgtu.lt

Autoriaus vardas, pavardė: Gražina, Strazdienė

Mokslo laipsnis ir vardas: daktarė, docentė

Darbo vieta ir pozicija: Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Technikos fakulteto, Mechanikos inžinerijos katedros docentė.

Autoriaus mokslinių interesų sritys: gamybos technologijos procesų tyrimai

Telefonas ir el. pašto adresas: +370 640 52928, g.strazdiene@vtdko.lt

A COVER LETTER OF AUTHORS

Author name, surname: Audrius, Čereška

Science degree and name: doctor, professor

Workplace and position: Vilnius Gediminas Technical University, Mechanics faculty, Mechanical engineering department professor

Author's research interests: diagnostics and monitoring of static and dynamic mechanical systems

Telephone and e-mail address: +370 606 90514, audrius.cereska@vgtu.lt

Author name, surname: Gražina, Strazdienė

Science degree and name: doctor, associated professor

Workplace and position: Vilnius Technology and Design College, Technical faculty, Mechanical engineering department associated professor

Author's research interests: Research of manufacturing technologies processes

Telephone and e-mail address: +370 640 52928, g.strazdiene@vtdko.lt

M1 KLASĖS AUTOMOBILIŲ STABDYMO PARAMETRŲ TYRIMAS

Saulius Nazarovas, Saulius Nagurnas, Vidas Žuraulis, Paulius Skačkauskas
Vilniaus Gedimino technikos universitetas

Anotacija

Šiuo metu privalomojoje techninėje apžiūroje lengvųjų automobilių darbinių stabdžių efektyvumas vertinamas pagal stabdymo jėgų, tenkančių atitinkamai ašiai, reikšmes. Tačiau stabdžių paminos nuspaudimo jėga dažnai nėra vertinama. Todėl, šiame straipsnyje pateiktame tyrime siekiama įvertinti lengvųjų automobilių darbinių stabdžių funkcionavimo efektyvumą, atsižvelgiant į stabdžių paminą veikiančią jėgą bei automobilio masę. Šiam tikslui pasiekti, pirmiausia atlikti eksperimentiniai lengvųjų automobilių bandymai ant būgninio stabdžių efektyvumo patikros stendo. Remiantis gautais rezultatais nustatytos priklausomybės tarp stabdžių paminą veikiančios jėgos ir stabdymo metu automobilio ratus veikiančių jėgų. Gautų eksperimentinių tyrimų rezultatų apdorojimui sudarytas matematinės statistikos modelis, kurio rezultatai gali būti panaudojami praktinėje techninių apžiūrų veikloje, tikrinant lengvųjų automobilių stabdžių sistemų efektyvumą. Tam panaudotas *Microsoft Visual Studio* programinis paketas.

Reikšminiai žodžiai: lengvasis automobilis, stabdymo efektyvumas, stabdymo jėga, stabdžių pamina, būgninis stabdžių patikros stendas.

Įvadas

Lietuvos keliuose nuo 2015 m. pradžios iki gruodžio mėn. užregistruoti 2854 eismo įvykiai (Policijos departamentas prie Vidaus reikalų ministerijos, 2016). Didžioji dalis (net 1572) eismo įvykių įvyko dėl lengvųjų automobilių vairuotojų kaltės. Svarbu paminėti, kad dalį šių eismo įvykių lėmė techninių reikalavimų neatitinkančių transporto priemonių eksploatavimas. Atsižvelgiant į tai, kad stabdžių sistema yra pagrindinė aktyviojo saugumo priemonė, būtina nuolat kontroliuoti jos techninę būklę, nes po ilgos eksploatacijos prarandamos pradinės savybės ir nebegalima visiškai užtikrinti saugios transporto priemonės kontrolės kelyje (Albatlan, 2011: 279–287; Farmer et al., 2006: 745–757; Petersen et al., 2006: 905–917; Sokolovskij, 2005: 91–95;). Todėl, atliekant privalomąją techninę apžiūrą, svarbu atlikti išsamią lengvųjų automobilių stabdžių sistemų patikrą, įvertinant pagrindinius stabdžių efektyvumo rodiklius (automobilio masę, stabdymo jėgas ant ratų, stabdžių paminos nuspaudimo jėgą).

Tyrimo objektas – lengvieji (M1) klasės automobiliai.

Tyrimo tikslas – atliekant lengvųjų automobilių stabdžių efektyvumo patikrą, nustatyti ryšį tarp vairuotojo tam tikra jėga spaudžiamos stabdžių paminos ir jėgų, tenkančių ratams. Pateikti priklausomybes grafiniu pavidalu bei skaitinėmis reikšmėmis. Nustatyti teorinius koeficientus, preliminariai nusakančius tvarkingą stabdžių sistemos techninę būklę.

Tikslui pasiekti iškelti šie uždaviniai:

- Nustatyti stabdomų lengvųjų automobilių masę, tenkančią priekinei ir galinei ašims.
- Išmatuoti stabdomų lengvųjų automobilių stabdžių paminos nuspaudimo jėgos reikšmes tam tikrais laiko momentais.
- Išmatuoti stabdomų lengvųjų automobilių stabdymo jėgų reikšmes ratuose tam tikrais laiko momentais.
- Sudaryti teorinį modelį, skirtą eksperimentinių tyrimų rezultatams apdoroti.

Naudojami metodai:

- Eksperimentiniai tyrimai.
- Modeliavimas programiniu paketu.

Straipsnio struktūra. Straipsnyje pateikiamas eksperimentinių tyrimų aprašymas (naudota įranga, automobiliai, bandymų atlikimo tvarka), eksperimentinių tyrimų rezultatai, taip pat palyginamoji analizė, naudojant *Microsoft Visual Studio* programinį paketą (juo sudaromas matematinės statistikos modelis, kuriuo apdorojami eksperimentinių tyrimų rezultatai). Išvedami teoriniai koeficientai, įvertinantys ryšį tarp eksperimentinių tyrimų rezultatų ir modelio.

Eksperimentinių tyrimų metodika

Eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami stabdant lengvuosius automobilius ant būgninio stabdžių patikros stendo („Saxon“ B 60, 1 pav.). Bandymams naudoti įvairių gamintojų (*BMW*, *Opel*, *Seat* ir *Volkswagen*) lengvieji automobiliai, komplektuojami diskinais ratų stabdžių mechanizmais ir kurių amžius atitinka šiuo metu vidutinį Lietuvoje eksploatuojamų automobilių amžių (apie 15 metų).

Bandymų atlikimo tvarka:

ROTORINIŲ MAZGŲ SU SKIRTINGŲ KONSTRUKCIJŲ GUOLIAIS VIBRODIAGNOSTINIAI TYRIMAI

Audrius Čereška^{1,2}, Gražina Strazdienė²

¹Vilniaus Gedimino technikos universitetas, ²Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija

Anotacija

Straipsnyje pateikti rotorinių mazgų su skirtingų konstrukcijų guoliais vibrodiagnostiniai tyrimai. Tirti rotoriniai mazgai su riedėjimo, slydimo su adaptyviais segmentais ir slydimo įvoriniais guoliais. Aprašytos visos tiriamąją sistemą sudarančios dalys. Pateikta vibrodiagnostinių tyrimų stendo principinė schema kurioje parodytas ryšys tarp atskirų tiriamojo stendo dalių. Tyrimams atlikti sudaryta eksperimentinių tyrimų metodika. Tyrimų metu matuoti rotorinių mazgų virpesiai ir gauti pirminiai signalai kurie naudojant kompiuterines programas transformuoti į reikalingus analizei duomenų formatus. Gauti tyrimų rezultatai įvertinti ir atlikta jų palyginamoji analizė. Nustatytos priklausomybės ir pateiktos tyrimų rezultatų išvados.

Reikšminiai žodžiai: vibrodiagnostika, riedėjimo guolis, slydimo segmentinis guolis, slydimo įvorinis guolis.

Įvadas

Guolis – mechaninis įtaisas, esantis tarp rotoriaus ir korpuso ir užtikrinantis rotoriaus sukimąsi. Guoliai skirstomi į riedėjimo ir slydimo trinties. Guoliai yra vieni svarbiausių įvairių mechaninių dinaminių sistemų su rotoriniais mazgais mašinų konstrukcijos elementų. Jie yra plačiai paplitę įvairiose mechaninėse dinaminėse sistemose. Jie besisukančius rotorius išlaiko reikiamoje padėtyje ir priimdami veikiančias apkrovas, perduoda jas korpusui.

Riedėjimo guoliai nuo slydimo guolių skiriasi tuo, kad tarp dviejų žiedų yra riedėjimo kūnai, kurie, velenui sukantis, rieda žiedais. Ši sandara slydimo trintį pakeičia riedėjimo trintimi, todėl riedėjimo guolių trinties koeficientas 20-25 % mažesnis negu slydimo guolių. Riedėjimo guoliai dirba su mažesniais energijos nuostoliais ir mažina įšyla. Jų trinties momentas mažai priklauso nuo sukimosi dažnio. Juos nesunku tepti, paprasta prižiūrėti. Riedėjimo guoliai yra standartizuoti tarptautiniu mastu, ir tai palengvina jų pakeičiamumą. Jie yra jautrūs smūgiams, labiau nei slydimo guoliai žadina virpesius ir triukšmą (Muszynska 1995). Jų leistinas sukimosi dažnis mažesnis nei slydimo guolių. Riedėjimo guoliams labai svarbi žiedų tarpusavio padėtis, bei ašinis įveržimas. Todėl mašinos yra kruopščiai surenkamos. Riedėjimo guoliai jautrūs dulkėms, dėl to guolių mazgai turi būti kruopščiai sandarinami.

Rotoriai, kurių atramos yra slydimo guoliai, esant tam tikroms apkrovoms ir sukimosi dažniams pasižymi nestabiliu darbu, kuris savo prigimtimi skiriasi nuo nestabilaus riedėjimo guolių darbo režimo (Vekteris 2004). Esant tam tikroms darbo sąlygoms, temperatūra guolio darbo zonoje pasiekia kritines reikšmes, tuomet sumažėja tepalo klampumas bei tepimo plėvelės storis. Tada guolis pereina prie pusiau skysto tepimo režimo. Dėl to trumpėja įrenginių darbo ištekliai (Marcinkevičius 2012). Esant tokiems reiškiniams, gali staiga sutrikti darbo procesas ir gali būti patirti dideli nuostoliai. Mechaninių dinaminių sistemų rotorinių mazgų su hidrodinaminiais slydimo trinties guoliais diagnozavimui, kūrimei ir analizei skirta žymiai mažiau darbų negu sistemų su riedėjimo guoliais. Taip yra dėl daugelio priežasčių. Viena iš jų yra ta, kad sunkiai diagnozuojamas tokių guolių degradacijos procesas (Barzdaitis 1998; Bently 2002; Jonušas 2001). Dylant hidrodinaminiais slydimo trinties guoliams didėja tarpas tarp rotoriaus kakliuko ir guolio. Kai tarpas tampa žymus, toliau eksploatuojant sistemą sutrinka tepalo pleišto darbas, padidėja trintis, vibracinis aktyvumas, kinta kiti parametrai (Makowski 2011).

Viso mechanizmo kokybę galima užtikrinti tik garantuojant atskirų ją sudarančių mazgų kokybę. Mechanizmo darbinė būklė visuomet turi būti gera, tai užtikrinti galima atliekant techninės būklės diagnostiką (Vasylius 2008; Vekteris 2002). Techninė diagnostika sudėtingas procesas, jo sudėtingumas priklauso nuo diagnozuojamo objekto. Diagnostika padeda išvengti didelių nuostolių ir siaubingų ekologinę pasekmių, kadangi laiku aptikus problemą galima nesunkiai ją pašalinti. Tačiau kokybiškai diagnostikai atlikti reikia laboratorijų su specialia įranga (Barzdaitis 2002).

Dinaminiai parametrai yra vieni iš informatyviausių rodiklių, apibūdinančių ne tik atskiro mazgo, bet ir visos mašinos būklę (Bently 1994). Kintant rotorinės sistemos vidiniam ir išoriniam poveikiui jos eksploatavimo metu, keičiasi sistemos dinaminės charakteristikos. Dėl to keičiasi sistemos atskirus elementus veikiančios dinaminės apkrovos ir atsiranda defektų, galinčių peraugti į rimtus gedimus.

Vertinant keletos mechanizmų būklę, galima išrinkti konkrečioms sąlygoms tinkamiausią variantą (Allmaier 2011; Brito 2012; Figliola 1991).

Tyrimo tikslas: atlikti rotorinių mazgų su skirtingos konstrukcijos guoliais vibrodiagnostinius tyrimus, nustatyti rezultatų dėsningumus ir padaryti gautų rezultatų palyginamąją analizę.