

DYZELINIŲ VARIKLIŲ TURBOKOMPRESORIŲ ROTORIŲ BALANSAVIMO TYRIMAS

Jonas JANKAUSKAS, Vytauto Didžiojo universitetas, Žemės ūkio akademija, Inžinerijos fakultetas, el. paštas: jonas.jankauskas@stud.vdu.lt

Vytenis JANKAUSKAS, Vytauto Didžiojo universitetas, Žemės ūkio akademija, Inžinerijos fakultetas, el. paštas: vytenis.jankauskas@vdu.lt

Santrauka

Turbokompresorių rotorių balansavimo tikslumas – vienas iš esminių veiksnių, lemiančių agregato patikimumą, vibracinius rodiklius ir eksploatacijos trukmę. Praktikoje pastebima, kad net ir gamintojo subalansuotos atskiros detalės galutinio surinkimo metu gali suformuoti papildomą disbalansą dėl velenėlio ir kompresoriaus sparnuotės ašių nesutapimo, kurį lemia jungties tarpelis. Straipsnyje pateikiami eksperimentinių tyrimų rezultatai, apibūdinantys variklinės alyvos įtaką velenėlio ir kompresoriaus sparnuotės centravimui viena kitos atžvilgiu bei likutinio disbalanso mažinimui aukštų sukimosi greičių diapazone. Tyrimo rezultatai parodė, kad turbokompresoriaus rotorius disbalansas yra glaudžiai susijęs su velenėlio ir kompresoriaus darbo rato sujungimo tarpelio dydžiu bei surinkimo technologija. Didesnio tarpelio sujungimai lemia didesnius rotorius disbalanso dydžius visame tirtame sukimosi greičių diapazone. Tyrimu nustatyta, kad jungties tarpelyje esanti alyvos plėvelė gali veikti kaip hidrodinaminė centravimo terpė, mažinanti disbalanso susidarymą. Alyva surinkimo metu veikia kaip montavimo terpė, kuri sumažina paviršių mikroįbrėžimų ir užkibimo tikimybę, sudarydama sąlygas tolygesniam velenėlio bei kompresoriaus darbo rato ašių sutapimui galutinio užveržimo momentu. Atliktų tyrimų rezultatai parodė, kad turbokompresoriaus rotorius vibraciją ir dinaminį stabilumą daugiausia lemia veleno ir kompresoriaus sparnuotės jungties tarpelio dydis bei surinkimo sąlygos. Mažesnis tarpelis ir surinkimas naudojant variklinę alyvą leidžia sumažinti rotorius ekscentricitetą, todėl aukštų sūkių režime sumažėja vibracijų amplitudė. Turbokompresoriaus GT15 rotorius vibracijos tyrimai parodė, kad rotorius vibracijos amplitudė didėja, didėjant sukimosi greičiui, o pirmasis vibracijos pikas stebimas maždaug ties 50–60 tūkst. aps./min. sukimosi greičio diapazone.

Reikšminiai žodžiai: turbokompresorius, disbalansas, rotorius, sparnuotė.

Įvadas

Dyzeliniam variklyje turbokompresorius yra vienas iš labiausiai apkrautų ir didžiausiais sūkiomis veikiančių techninės sistemos elementų. Turbokompresorius veikia naudodamas dyzelinio variklio išmetamųjų dujų energiją, kad į variklį būtų tiekiamas suslėgtas oras. Išmetamosios dujos per išmetimo kolektorių patenka į turbokompresorių, kur jų energija panaudojama turbinos ratui sukuti. Turbokompresoriaus velenas yra tiesiogiai sujungtas su kompresoriaus sparnuote. Dideliu greičiu besisukdama sparnuotė traukia orą iš oro paėmimo vamzdžio ir jį slegia. Rotorius (turbinos ratas–velenėlis–kompresoriaus sparnuotė) dirba itin plačiame sūkių diapazone. Kompresoriaus sparnuotės sukimosi greitis gali būti nuo 30 000 iki 200 000 min⁻¹, jos maksimalų sukimosi greitį nulemia paties turbokompresoriaus konstrukcija.

Turbinos ratas, velenėlis ir sparnuotė gaminami atskirai, todėl surinkimo metu atsiranda masės centro nuokrypis nuo sukimosi ašies pokytis ir disbalansas. Šio proceso metu gali atsirasti mikrogeometriniai netikslumai, sujungiamų detalių ašių nesutapimas dėl neišvengiamo velenėlio ir kompresoriaus sparnuotės paviršių sąlyčio. Šių detalių ašių, inercijos ašių ir masių centrų nesutapimas tampa disbalanso šaltiniu. Jungties tarpelis tarp velenėlio ir sparnuotės sudaro sąlygas radialiniam poslinkiui ir dinaminėms apkrovoms (Liu et al., 2022). Vibracijos tiesiogiai lemia guolių, sparnuočių ir viso agregato patikimumą. Nedidelis likutinis disbalansas tokiuose sūkiuose sukelia ženkliai (sinchronines) vibracijas, kurios įtakoti guolių apkrovas, alyvos plėvelės stabilumą bei viso agregato ilgaamžiškumą (Peixoto et al., 2021).

Tyrimo tikslas – ištirti turbokompresorių rotorių velenėlio ir kompresoriaus jungties tarpelio užpildymo varikline alyva įtaką rotorius disbalansui.

Iškeltam tikslui pasiekti sprendžiami šie uždaviniai:

1. Parinkti tyrimams trijų skirtingų našumų turbokompresorių ašes ir kompresorių velenus bei atlikti suleidimo paviršių skersmenų matavimus.
2. Sukomplektuoti mažiausio ir didžiausio tarpelio sujungimų poras.
3. Atlikti sukomplektuotų ir surinktų detalių porų (ašelių ir kompresorių darbo ratų) disbalanso dydžių matavimus iki 170 000 min⁻¹.

Teoriniai turbokompresorių rotorių balansavimo ir disbalanso formavimosi aspektai

Turbokompresorių vibracijos atsiranda dėl nesubalansuotų masių bei aerodinaminių jėgų veikimo eksploatacijos metu. Padidėjęs vibracijų lygis gali sukelti dinamines apkrovas, kurios gali lemti turbinos korpuso įtrūkimus, dujų nuotėkį bei padidėjusį akustinį triukšmą dėl laisvų jungčių. Didelė vibracija spartina guolių dilimą, t.y. turbokompresoriaus gedimą. Atsižvelgiant į tai, vibracijų mažinimas ir rotorius stabilumo užtikrinimas yra vienas pagrindinių veiksnių tobulinant turbokompresoriaus konstrukciją ir didinant jo patikimumą Dyzelinių variklių turbokompresorių rotorių

sukimosi greitis gali siekti dešimtis ar net šimtus tūkstančių apsisukimų per minutę, todėl rotoriaus dinamika turi būti itin tiksliai įvertinta (Liao et al., 2009).

Literatūros šaltiniuose mokslininkai pažymi, kad turbokompresorių rotorių vibracija priklauso ne tik nuo likutinio disbalanso po balansavimo, bet ir nuo vidinių parametrų – rotoriaus guolių, sparnuotės geometrijos, alyvos savybių, kurie turi įtakos sistemos stabilumui bei vibracijų amplitudėms. Autorių atlikti tyrimų rezultatai rodo, kad netolygus masės pasiskirstymas gali didinti sinchroninę vibraciją (Smolík et al., 2023).

Mokslininkai pažymi, kad vibracijų mažinimas yra ne vien balansavimo klausimas, bet ir sudėtinis tribologinių parametrų valdymas. Jungties tarpelio laisvumas ir mikrogeometriniai netikslumai gali lemti papildomą disbalansą, kuris gali pasireikšti aukštuose sūkiuose. Autorius savo darbe pažymi, kad statinis disbalansas ne visada pakankamai apibūdina realų rotoriaus darbą aukštų apsisukimų režime. Didelio sukimosi greičio turbokompresorių rotoriuose vibracijų susidarymą lemia ir dinaminis disbalansas, inercijos momentų pasiskirstymas bei nelinearinė alyvos plėvelės ir guolių sistemos sąveika (Bin et al., 2021). Esant sudėtingai dinaminei sistemai, net ir nedidelis geometrinis ar masės netikslumas gali sukelti vibracinį efektą. Todėl vien tik statinio disbalanso įvertinimas ne visada leidžia tiksliai prognozuoti realų rotoriaus darbą eksploatacinėmis sąlygomis (Smolík et al., 2023).

Mokslinio straipsnio autoriai teigia, kad alyva šioje sistemoje gali atlikti ne vien tepimo, bet ir dinaminio slopinimo funkciją. Hidrodinaminė alyvos plėvelė gali veikti kaip centrinanti terpė, sumažindama tiesioginį paviršiaus kontaktą bei bent iš dalies kompensuodama mažus detalių ašių nesutapimus. Alyva gali veikti kaip terpė sumažindama velenėlio ir kompresoriaus sparnuotės sąlytį (Chen, 2012).

Literatūroje nėra eksperimentinių tyrimų, kurie tiesiogiai vertintų jungties tarpelio užpildymo alyva įtaką rotoriaus disbalansui ir susidarantioms vibracijoms spręsti.

Tyrimų objektas ir metodai

Siekiant įvertinti jungties tarp velenėlio ir kompresoriaus sparnuotės tarpelio užpildymo įtaką rotoriaus disbalansui, tyrime buvo naudotos skirtingų turbokompresorių šerdys. Tyrime parinktos skirtingų konstrukcinių parametrų šerdys, kurios skyrėsi velenėlių ir kompresoriaus ratų mase, geometriniais matmenimis bei vidiniais guolių tarpelių parametrais. Naudotų turbokompresorių, velenėlių ir kompresorių ratų identifikaciniai duomenys pateikti 1 lentelėje. Bandymo metu buvo siekiama vertinti ne tik konstrukcijos sistemą, bet ir skirtingų masės ir geometrijos kombinacijų rotoriai. Straipsnyje pateikiami GT15 serijos šerdies disbalanso matavimo rezultatai: 1.1 velenas + 1.3 sparnuotė (minimalus tarpelis) ir 1.2 velenas + 1.1 sparnuotė (maksimalus tarpelis).

1 lentelė. Tyrime naudotų turbokompresorių (det. kodas), velenėlių (det. kodas) ir kompresorių ratų (det. kodas)

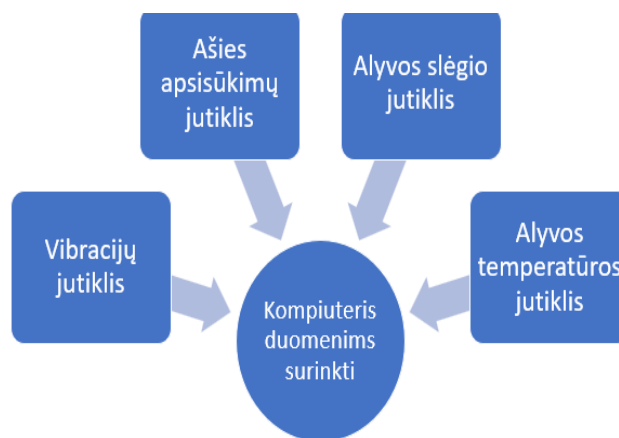
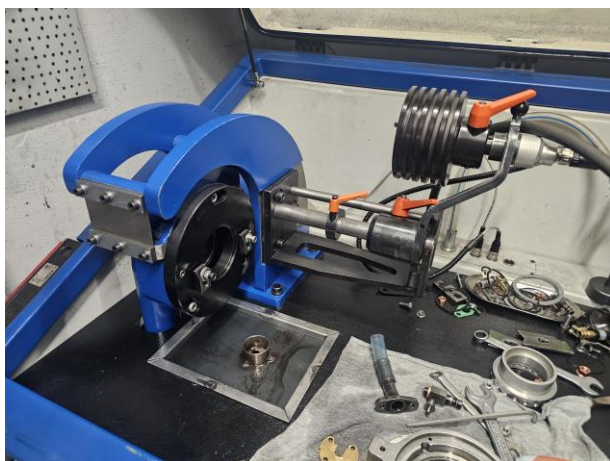
Table 1. Turbochargers (part code), shafts (part code), and compressor wheels (part code) used in the study

Veleno kodas / žymėjimas Shaft code / marking	Suleidimo skersmuo, mm Inlet diameter, mm	Masė, g Mass, g	Kompresoriaus rato kodas ir žymėjimas Compressor wheel code and marking	Masė, g Mass, g	Kompresoriaus rato kiaurymės skersmuo, mm Diameter of the compressor wheel aperture, mm		
					Vidutinis Average	Mažiausias Smallest	Didžiausias The largest
SW-G043/ 1.1	<u>5,082</u>	81.299	CW-G040/ 1.1	25.103	<u>5,09</u>	5,082	5,102
GA-02-0047/ 1.2	<u>5,078</u>	80.648	GA-03-0043/ 1.2	23.225	5,083	5,074	5,087
JRT1507/ 1.3	5,079	80.607	CERA2769/ 1.3	23.191	<u>5,083</u>	5,077	5,087
CERA2734/ 2.1	<u>5,076</u>	104.344	CERA2782/ 2.1	28.917	5,083	5,08	5,085
SW-G064/ 2.2	5,081	106.606	CW-G026/ 2.2	27.770	<u>5,077</u>	5,069	5,079
GA-02-0068/ 2.3	<u>5,078</u>	111.303	GA-03-0029/ 2.3	28.402	<u>5,083</u>	5,081	5,085
SW-G100/ 3.1	<u>5,072</u>	171.815	GA-03-0087/ 3.1	50.442	5,085	5,082	5,088
GA-02-0106/ 3.2	5,081	173.511	CERA3108/ 3.2	52.051	<u>5,085</u>	5,081	5,091
CERA4897/ 3.3	<u>5,084</u>	173.741	CW-G085/ 3.3	53.584	<u>5,084</u>	5,081	5,087

ITALIC – didžiausio sujungimo tarpelio elementai; ***BOLD ITALIC*** – mažiausio sujungimo tarpelio elementai.

ITALIC – elements with the largest kerning; ***BOLD ITALIC*** – elements with the smallest kerning.

Tyrimams atlikti buvo naudojamas „CIMAT CMT-48 VSR BASIC“ turbokompresorių šerdžių balansavimo stendas, leidžiantis vertinti ašies vibracijų dydį. Tyrime naudojama turbokompresorių balansavimo įranga, skirta aukštos spartos šerdžių balansavimui. Šerdžių balansavimo greitis (priklauso nuo turbinos modelio): $\leq 300\,000\text{ min}^{-1}$. Matavimo tikslumas iki 0,1 g·mm. Tyrimo stendas ir duomenų surinkimo struktūrinė schema pateikta 1 paveiksle.

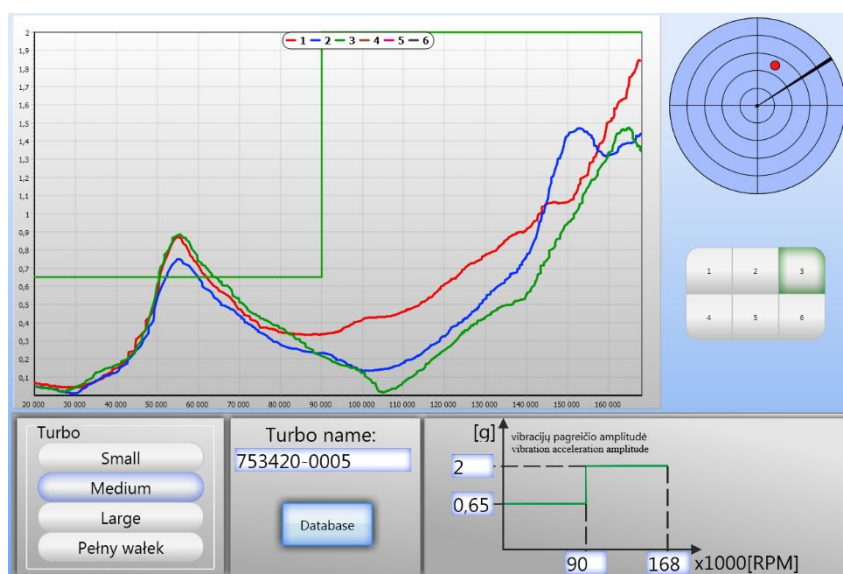


1 pav. Tyrimo stendo ir duomenų surinkimo struktūrinė schema
Fig 1. Test bench and data collection structure diagram

Stendas leido vertinti rotoriaus vibracijų pagreičio amplitudę (dinaminį disbalansą) realiame greičio diapazone, artimame eksploatacinėms sąlygoms.

Matavimų grafikuose naudojamas vienetas (g), parodo staklių jutiklių užfiksuota santikinę pagreitį, kuris programiškai konvertuojamas į gramus (masę) naudojama disbalanso korekcijai atlikti.

Siekiant įvertinti jungties tarpelio užpildymo įtaką, buvo parinkti trys skirtingi rotoriaus surinkimo modeliai: sausas surinkimas – jungtis tarp velenėlio ir kompresoriaus sparnuotės be tepimo medžiagos (tipinis surinkimas), surinkimas su 5W30 varikline alyva – jungties paviršiai padengiami šviežia varikline alyva ir surinkimas su Permatex montavimo alyva, kuri yra padidintos klampos montavimo alyva, skirta detalių sujungimui surinkimo procese. 2 paveiksle pateikti skirtingi surinkimo variantai (skiriasi spalvinis žymėjimas) ir registruotas disbalansas.



2 pav. Skirtingi surinkimo modeliai: raudona – sausas surinkimas, mėlyna su 5W30 alyva, žalia su surinkimo alyva Permatex
Fig. 2. Different assembly models: red – dry assembly, blue with 5W30 oil, green with Permatex assembly oil

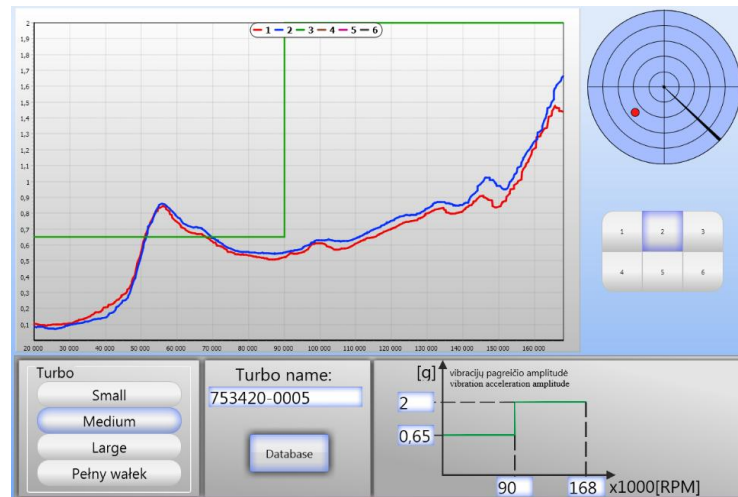
Užtikrinant rezultatų patikimumą, kiekvienas surinkimo variantas buvo bandomas tris kartus identiškomis eksperimentinėmis sąlygomis. Gautos vibracijos amplitudės ir likutinio disbalanso duomenys buvo registruojami visame sukimosi greičio diapazone. Gautuose tyrimo rezultatuose buvo analizuojami skirtumai tarp skirtingų surinkimo variantų.

Tyrimų rezultatai ir jų aptarimas

3 ir 4 paveiksluose matyti turbokompresoriaus rotoriaus vibracijos amplitudės palyginimas, esant skirtingiems veleno ir kompresoriaus sparnuotės surinkimo variantui. Grafiko horizontaliojoje ašyje matomas rotoriaus sukimosi greitis ($\times 1000 \text{ min}^{-1}$), tuo tarpu vertikaliojoje pateikta vibracijos amplitudė, išreikšta pagreičio vienetais. Grafike pateiktos dvi kreivės, atspindinčios skirtingas rotoriaus surinkimo sąlygas: raudona kreivė atitinka sausą surinkimą, o mėlyna – surinkimą naudojant 5W30 variklinę alyvą.

3 paveiksle pateikti bandymo rezultatai, kai buvo naudojamas veleno ir kompresoriaus sparnuotės komplektas, sudarantis minimalų jungties tarpelį (1.1 velenas + 1.3 sparnuotė). Iš rezultatų matyti, kad vibracijos amplitudė abiem

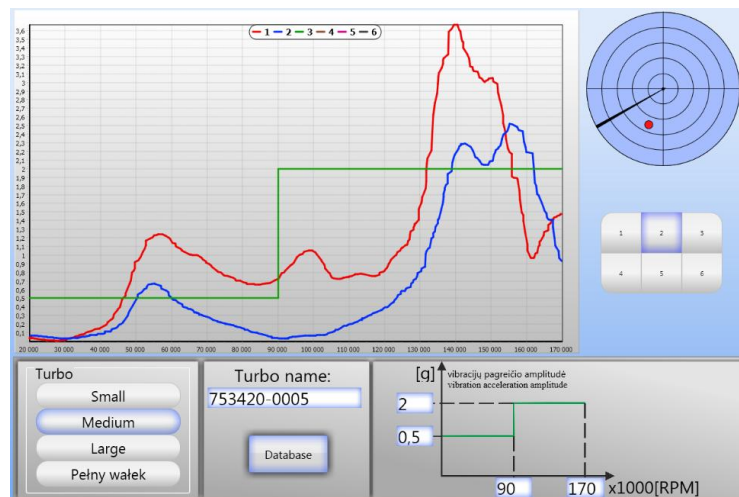
surinkimo sąlygomis didėja, didėjant sukimosi greičiui. Pirmasis vibracijos padidėjimas stebimas maždaug 50–60 tūkst. min^{-1} diapazone, kur amplitudė pasiekia apie 0,8–0,9 g. reikšmes. Vėliau vibracijos amplitudė sumažėja ir stabilizuojasi maždaug ties 90–100 tūkst. aps./min. Kaip matyti, didėjant sukimosi greičiui vibracija palaipsniui didėja. Aukštų sūkių diapazone (apie 150–168 tūkst. aps./min.) vibracijos amplitudė siekia atitinkamai 1,5–1,7 g. Gautuose rezultatuose skirtumas tarp sauso surinkimo ir surinkimo naudojant variklinę alyvą šiuo atveju nedidelis. Tačiau aukštų sūkių režime pastebima mažesnė vibracijos amplitudė surinkimui naudojant variklinę alyvą.



3 pav. GT15 serijos šerdies disbalanso matavimas: 1.1 velenas + 1.3 sparnuotė (minimalus tarpelis)

Fig. 3. GT15 series core imbalance measurement: 1.1 shaft + 1.3 impeller (minimum clearance)

4 paveiksle pateikti bandymo rezultatai, kai buvo naudojamas veleno ir kompresoriaus sparnuotės komplektas, sudarantis didžiausią jungties tarpelį (1.2 velenas + 1.1 sparnuotė). Iš grafiko galima pastebėti, kad vibracijos amplitudė šiuo atveju didesnė. Pirmieji vibracijos židiniai stebimi ties 50–60 tūkst. min^{-1} , kur galima pastebėti, kad sauso surinkimo atveju vibracija yra didesnė nei naudojant variklinę alyvą. Didžiausi skirtumai stebimi aukštų sūkių diapazone. Sauso surinkimo atveju vibracijos amplitudė siekia atitinkamai 3,4–3,5 g, tuo tarpu naudojant 5W30 alyvą didžiausia amplitudė sumažėja iki maždaug 2,4–2,6 g. Rezultatai patvirtina, kad alyvos panaudojimas jungties surinkime sumažina vibracijos amplitudę ir gerina rotorius dinamines charakteristikas.



4 pav. GT15 serijos šerdies disbalanso matavimas: 1.2 velenas ir 1.1 sparnuotė (maksimalus tarpelis)

Fig. 4. GT15 series core imbalance measurement: 1.2 shaft + 1.1 impeller (maximum clearance)

Vertinant surinkimo variantus buvo nustatyta, kad bendras rotorius masės skirtumas tarp minimalaus ir maksimalaus tarpelio atveju siekia 1,2 %. Todėl galima daryti prielaidą, kad vibracijos amplitudės padidėjimui daugiausia įtakos turi veleno ir kompresoriaus sparnuotės jungties tarpelio dydis, kuris aukštų sūkių režime padidina rotorius disbalanso poveikį.

Palyginus abu bandymus matyti, kad jungties tarpelio dydis turi didelę įtaką turbokompresoriaus rotorius vibracijai. Esant minimaliam tarpeliui vibracijos amplitudė išlieka santykinai nedidelė ir net aukštų sūkių diapazone neviršija maždaug 1,7 g. Tuo tarpu esant maksimaliam tarpeliui vibracijos amplitudė padidėja daugiau nei du kartus ir siekia apie 3,5 g. Variklinės alyvos panaudojimas surinkimo vietose sumažina vibracijų amplitudę maksimalios jungties

tarpelio atveju (žr. 4 pav.). Iš gautų tyrimo rezultatų galima teigti, kad didesnė įtaka pastebima esant didesniam tarpeliui tarp veleno ir kompresoriaus sparnuotės. Tai leidžia teigti, kad alyva gali kompensuoti mikrogeometrinis nesutapimus ir sumažinti ekscentriciteto poveikį rotoriaus darbui. Gauti rezultatai rodo, kad tiek jungties tarpelio dydis, tiek surinkimo sąlygos turi tiesioginę įtaką rotoriaus disbalansui ir vibracijų lygiui. Mažesnis tarpelis ir alyvos naudojimas leidžia sumažinti rotoriaus vibraciją ir pagerinti turbokompresoriaus dinaminį stabilumą aukštų sūkių režime.

Išvados

1. Atlikti turbokompresoriaus GT15 rotoriaus vibracijos tyrimai parodė, kad rotoriaus vibracijos amplitudė didėja didėjant sukimosi greičiui, o visais atvejais pirmasis vibracijos pikas stebimas maždaug ties 50–60 tūkst. min^{-1} sukimosi greičio diapazone.
2. Esant minimaliam sujungimo tarpeliui, didžiausios vibracijos reikšmės pasiekiamos ties 160–168 tūkst. min^{-1} , kur vibracijos amplitudė siekia maždaug 1,5–1,7 g., tuo tarpu esant maksimaliam tarpeliui ji padidėjo iki 3,4–3,5 g.
3. Sudarant maksimalų jungties tarpelį tarp sujungimo detalių buvo pastebėta, kad vibracijos padidėjimas stebimas maždaug ties 50–60 tūkst. min^{-1} intervale, kur vibracijos amplitudė siekia apie 1,1–1,2 g sauso surinkimo atveju ir apie 0,6–0,7 g naudojant alyvą.
4. Iš gautų tyrimo rezultatų nustatyta, kad bendras rotoriaus masės skirtumas tarp minimalaus ir maksimalaus tarpelio atvejų siekė 1,26 g. Todėl galima teigti, kad vibracijos amplitudės padidėjimui daugiausia įtakos turi ne masės skirtumas, o veleno ir kompresoriaus sparnuotės jungties tarpelio dydis.
5. Gauti rezultatai patvirtina, kad alyvos panaudojimas jungties surinkime sumažina vibracijos amplitudę ir gerina rotoriaus dinamines charakteristikas.

Literatūra

1. Peixoto, T. F., Nordmann, R., & Cavalca, K. L. (2021). Dynamic analysis of turbochargers with thermo-hydrodynamic lubrication bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 505, 116140.
2. Smolík, L., Dyk, Š., & Rendl, J. (2023). Role of dynamic unbalance in dynamics of turbocharger rotors. *International Journal of Mechanical Sciences*, 249, 108237.
3. Chen, W. J. (2012). Rotordynamics and bearing design of turbochargers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 29, 77-89.
4. Liu, Y., Chen, Z., Hua, X., & Zhai, W. (2022). Effect of rotor eccentricity on the dynamic performance of a traction motor and its support bearings in a locomotive. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 236(9), 1080-1090.
5. Bin, G., Zhang, L., Yang, F., & Chen, A. (2021). The Influence of Ring-Speed Ratio Dynamic Change on Nonlinear Vibration Response of High-Speed Turbocharger Rotor System. *Shock and Vibration*, 2021(1), 9649232.
6. Liao, A. H., Sui, Y. F., & Wu, C. H. (2009). Dynamic characteristics analysis of turbocharger rotor based on gyro effect. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 30(4), 68-73.

RESEARCH ON BALANCING ROTORS OF DIESEL ENGINE TURBO COMPRESSORS

Abstract

The accuracy of balancing turbocharger rotors is one of the key factors determining the reliability, vibration indicators and service life of the unit. In practice, it is observed that even individual parts balanced by the manufacturer during final assembly can form additional imbalance due to the misalignment of the shaft and compressor impeller axes, which is caused by the joint gap. The article presents the results of experimental studies describing the influence of engine oil on the centering of the shaft and compressor impeller relative to each other and on the reduction of residual imbalance in the high-speed range. The results of the study showed that the imbalance of the turbocharger rotor is closely related to the size of the gap between the shaft and the compressor impeller and the assembly technology. Connections with a larger gap determine larger rotor imbalance values in the entirely studied speed range. The study found that the oil film in the joint gap can act as a hydrodynamic centering medium, reducing the formation of imbalance. The oil acts as a mounting medium during assembly, which reduces the likelihood of micro-scratches and binding on surfaces, allowing for a more even alignment of the shaft and compressor impeller axes during final tightening. The results of the studies have shown that the vibration and dynamic stability of the turbocharger rotor are mainly determined by the size of the gap between the shaft and the compressor impeller and the assembly conditions. A smaller gap and assembly using engine oil allow for a reduction in the eccentricity of the rotor, which reduces the vibration amplitude at high speeds. Vibration studies of the GT15 turbocharger rotor have shown that the rotor vibration amplitude increases with increasing rotation speed, and the first vibration peak is observed at approximately 50-60 thousand rpm. in the rotation speed range.

Keywords: turbocharger, imbalance, rotor, impeller