



## ROTORLI MASHINALAR VALLARI TEBRANISH DINAMIKASINI IKKI QAVATLI KOMPOZIT DEMPFERLI TAYANCH YORDAMIDA PASAYTIRISH

*Xolmuradov F., Umrzoqov Sh., Alixanov O.*

*Namangan davlat universiteti*

Annotatsiya. Ushbu maqola yuqori tezlikda aylanuvchi rotorli texnologik mashinalar (turbinalar, kompressorlar, markazdan qochma nasoslar, metall kesuvchi stanoklar) vallarida hosil bo‘ladigan tebranishlarni pasaytirish muammosiga bag‘ishlangan. An’anaviy bir qatlamli suyultirilgan plyonkali damperlarning (SFD) yuqori chastotalar va kritik tezliklardan o‘tish jarayonidagi cheklangan samaradorligi tahlil qilingan. Yangi konstruktsiya sifatida ikki qavatli kompozit dempferli podshipnik tayanchi taklif etilgan. Tayanch konstruktsiyasi “podshipnik tashqi qafasi – birinchi elastik qatlam – oraliq metal vtulka – ikkinchi elastik qatlam – korpus” sxemasi asosida ishlab chiqilgan. Matematik model Timoshenko sterjen nazariyasiga asoslangan rotor va Kelvin-Foygt modeli bilan tavsiflangan kompozit dempferning nolineer dinamikasini o‘z ichiga oladi. Reynolds tenglamasi yordamida suyultirilgan plyonkadagi bosim taqsimoti aniqlangan. Nyumark- $\beta$  usuli va Nyuton iteratsiyalari asosida raqamli yechim olingan. Taklif etilgan tayanchning optimal parametrlari: qatlamlar soni  $n=2$ , radial lyuft  $c = (0.001-0.0025)R$ , elastomer qatlamning Shor qattiqligi 70-80 A, oldindan yuklanish kuchi statik radial yukning 5-10% ni tashkil qilishi asoslangan. Python dasturlash tilida yozilgan hisoblash kodi yordamida amplituda-chastota va vaqtli xarakteristikalar olingan. Natijalarga ko‘ra, ikki qavatli kompozit dempferli tayanch bir qatlamli SFD bilan solishtirganda rezonans amplitudasini 2.9 marta, kritik tezlikdan keyingi tebranishlarni 2.8 marta kamaytiradi va o‘tish jarayoni vaqtini 1.7 marta qisqartiradi. Eksperimental tekshirishlar nazariy natijalarni tasdiqlagan. Tavsiya etilayotgan konstruktsiya



sanoatning turli sohalarida – yuqori tezlikli shpindellar, gaz turbinalari, markazdan qochma nasoslar va robototexnika tizimlarida qo‘llanishi mumkin.

Kalit so‘zlar. Rotor dinamikasi, tebranishlarni so‘ndirish, ikki qavatli dempfer, kompozit tayanch, qatlamli amortizator, suyultirilgan plyonkali damper, Timoshenko sterjeni, nolineer tebranishlar, rezonans, kritik tezlik.

PACS kodlari. 46.40.-f, 46.32.+x, 47.85.-g, 45.40.-f

## 1. Kirish

Texnologik mashinalarning ishlash jarayonida vallarda doimiy ravishda tebranishlar hosil bo‘ladi. Bu tebranishlarning asosiy manbalari quyidagilardan iborat: rotor massalarining nomuvozanati (disbalans), val va podshipnik geometriyasining ishlab chiqarish aniqligi chegaralanganligi (ovallik, konuslik, egilganlik), moyli qatlamdagi gidrodinamik beqarorliklar, ishchi muhit (gaz, suyuqlik) oqimining pulsatsiyalari, tishli uzatmalar va muftalarning notekisligi, tashqi dinamik ta’sirlar. Rezonans sharoitida tebranishlar amplitudasi  $Q=1/(2\zeta)$  marta oshishi mumkin, bu esa podshipniklarning tez eyilishiga, muhri va moy tizimining ishdan chiqishiga, valning sinishiga, shovqin darajasining keskin oshishiga va butun mashinaning aniqlik sinfining pasayishiga olib keladi. Shuning uchun samarali va ishonchli tebranish so‘ndirish tizimlarini yaratish dolzarb ilmiy-texnik muammo hisoblanadi. An’anaviy tebranish so‘ndirish usullari passiv (rezina-metal tayanchlar, prujinali amortizatorlar, bir qatlamli suyultirilgan plyonkali damperlar), aktiv (elektromagnit, piezoelektrik yoki gidravlik aktuatorlar bilan boshqariladigan tizimlar) va yarim aktiv (magnit-reologik yoki elektoreologik suyuqliklarga asoslangan) turlarga bo‘linadi. Bir qatlamli SFD konstruktiv soddaligi va nisbatan arzonligi tufayli keng tarqalgan, biroq uning damperlash xususiyatlari aylanish tezligiga va haroratga kuchli bog‘liq bo‘lib, yuqori chastotali hududda ( $\Omega > 2\Omega_{cr}$ ) samaradorlik keskin pasayadi. Aktiv tizimlar yuqori samaradorlikka ega,



lekin ular murakkab, qimmat va qo‘shimcha energiya manbasini talab qiladi. Ushbu maqolada muqobil yechim – ikki qavatli kompozit dempferli tayanch taklif etiladi. Yangi konstruksiyaning asosiy g‘oyasi – ketma-ket ulangan ikki xil (elastomer va suyultirilgan plyonka) yoki bir xil materialli qatlamlardan foydalanib, tebranish energiyasini ikki bosqichda tarqatishdir. Bu usul bir qatlamli tizimlarga nisbatan yuqori va keng chastotali diapazonda barqaror damperlash xususiyatlarini ta‘minlaydi. Tadqiqotning maqsadi – ikki qavatli kompozit dempferli podshipnik tayanchining konstruksiyasini ishlab chiqish, uning optimal geometrik va fizik-mexanik parametrlarini nazariy va eksperimental usullar bilan asoslash hamda taklif etilayotgan tizimning bir qatlamli analoglarga nisbatan ustunliklarini miqdoriy jihatdan isbotlashdan iborat.

## 2. Konstruksiya tavsifi

Taklif etilayotgan tayanch quyidagi elementlardan tarkib topgan. Markazda val o‘rnatilgan podshipnik joylashgan. Podshipnikning tashqi qafasi birinchi dempfer qatlami bilan tutashadi. Birinchi qatlam sifatida elastomer material (masalan, nitril kauchuk yoki poliuretan) yoki suyultirilgan moy plyonkasi ishlatilishi mumkin. Birinchi qatlamdan keyin oraliq metal vtulka joylashgan bo‘lib, u ikkinchi dempfer qatlami bilan tutashadi. Ikkinchi qatlam birinчисiga nisbatan boshqa qattqlik va damperlash xususiyatlariga ega bo‘lgan materialdan (masalan, metal to‘r, teshikli metal vtulka yoki boshqa elastomer) tayyorlanadi. Ikkinchi qatlamdan keyin tashqi metal vtulka va undan keyin podshipnik korpusi joylashgan. Ba‘zi variantlarda qatlamlar soni 2 dan 4 gacha oshirilishi mumkin, biroq hisob-kitoblar shuni ko‘rsatadiki, qatlamlar sonini 2 dan oshirish samaradorlikning sezilarli oshishiga olib kelmaydi, ammo konstruksiyaning murakkabligi va narxini oshiradi. Shuning uchun optimal variant sifatida 2 qatlamli sxema qabul qilingan. Ish printsipti quyidagicha. Aylanayotgan val nomuvozanat tufayli radial tebranma harakatni amalga oshiradi. Bu tebranish podshipnik orqali birinchi dempfer qatlamiga uzatiladi. Birinchi qatlamda tebranish energiyasining bir qismi



materialning ichki ishqalanishi (elastomer uchun gisterezis) yoki suyuqlikning yopishqoq ishqalanishi hisobiga issiqlikka aylanib tarqaladi. So'ngra qolgan tebranish energiyasi oraliq metal vtulka orqali ikkinchi dempfer qatlamiga uzatiladi. Ikkinchi qatlamda energiyaning qolgan qismi ham tarqatiladi. Natijada korpusga uzatiladigan tebranishlar amplitudasi keskin kamayadi. Ikki bosqichli energiya tarqatish va ketma-ket ulangan damperlarning umumiy qattiqligi  $1/K_{tot} = 1/K_1 + 1/K_2$  formulasi bilan aniqlanadi, bu esa bir qatlamli tizimga nisbatan kichikroq umumiy qattiqlikni (ya'ni, yumshoqroq tayanchni) beradi. Shu bilan birga, umumiy effektiv damperlash koeffitsiyenti  $C_{tot} \approx C_1 + C_2$  ga teng bo'lib, u bir qatlamli tizimning damperlashidan katta bo'ladi. Shunday qilib, ikki qatlamli tayanch bir vaqtning o'zida yetarlicha past qattiqlik va yuqori damperlash xususiyatlariga ega bo'lib, bu rezonansdan uzoq va rezonans yaqinida ham samarali ishlash imkonini beradi.

### 3. Matematik model

Rotorli tizimni matematik modellashtirishda valni Timoshenko sterjeni sifatida qaraymiz. Timoshenko modeli Eyler-Bernulli modelidan farqli ravishda ko'ndalang kesish deformatsiyasini va aylanma inertsiyani ham hisobga oladi, bu ayniqsa qisqa va qalin vallar ( $L/r < 10$ ) hamda yuqori tebranish modlari ( $n > 3$ ) uchun muhimdir. Val bir nechta chekli elementlarga bo'linadi. Har bir element uchun massa matritsasi (Tex translation failed) va qattiqlik matritsasi (Tex translation failed) ko'rinishida yoziladi, bunda  $\rho$  – material zichligi,  $A$  – ko'ndalang kesim yuzi,  $I$  – kesimning inersiya momenti,  $E$  – Yong moduli,  $G$  – siljish moduli,  $A_s$  – keltirilgan kesish yuzasi,  $N$  – shakl funksiyalari matritsasi. Butun val uchun global massa [M] va qattiqlik [K] matritsalarini element matritsalarini yig'ish orqali hosil qilinadi. Kompozit dempferning dinamik xarakteristikasini tavsiflash uchun Kelvin-Foygt modelining nolinear variantidan foydalanamiz. Birinchi qatlam uchun kuch  $F_1(t) = K_1 x_1(t) + C_1(\dot{x}_1)\dot{x}_1(t)$  va ikkinchi qatlam uchun  $F_2(t) = K_2 x_2(t) + C_2(\dot{x}_2)\dot{x}_2(t)$  ko'rinishida ifodalanadi. Bunda  $x_1(t)$  va  $x_2(t)$  – mos



ravishda birinchi va ikkinchi qatlamlarning deformatsiyalari,  $\dot{x}_1(t)$  va  $\dot{x}_2(t)$  – deformatsiyalar tezligi. Damperlash koeffitsiyentlari tezlikka bog‘liq holda  $C_i(\dot{x}) = C_{0i}(1 + \beta_i |\dot{x}|/v_{ref})$  formula bilan beriladi, bu yerda  $C_{0i}$  – boshlang‘ich damperlash koeffitsiyenti,  $\beta_i$  – nolineerlik parametri,  $v_{ref}$  – etalon tezlik. Agar dempfer qatlami suyultirilgan moy plyonkasidan iborat bo‘lsa, bosim taqsimoti Reynolds tenglamasi orqali aniqlanadi. Silindrik koordinatalarda Reynolds tenglamasi  $\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega R^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu R^2 \frac{\partial h}{\partial t}$  ko‘rinishga ega, bunda  $h(\theta, t) = c_0 + e(t) \cos(\theta - \varphi(t))$  – mahalliy plyonka qalinligi,  $c_0$  – nominal radial lyuft,  $e(t)$  – eksentrisitet,  $\varphi(t)$  – eksentrisitet burchagi,  $\mu$  – moyning dinamik yopishqoqligi,  $\omega$  – aylanish burchak tezligi,  $R$  – podshipnik radiusi. Reynolds tenglamasini yechib, hosil bo‘lgan bosim  $p(\theta, z, t)$  ni topamiz va so‘ngra radial  $F_r = \int_0^L \int_0^{2\pi} pR \cos \theta d\theta dz$  hamda tangensial  $F_t = \int_0^L \int_0^{2\pi} pR \sin \theta d\theta dz$  kuchlarni hisoblaymiz. To‘liq rotor-dempfer tizimining harakat tenglamasi quyidagi matritsali differensial tenglama bilan ifodalanadi:  $[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_{dis}(t)\} + \{F_{damp}(u, \dot{u})\}$ . Bu yerda  $\{u\}$  – tugun nuqtalarning siljish va burilish burchaklaridan tashkil topgan umumlashgan koordinatalar vektori,  $\{F_{dis}(t)\}$  – disbalans kuchlari vektori,  $\{F_{damp}(u, \dot{u})\}$  – dempfer qatlamlaridan keluvchi nolineer kuchlar vektori. Disbalans kuchi  $F_{dis}(t) = m_{rotor} e \Omega^2 \sin(\Omega t)$  formula bilan aniqlanadi, bu yerda  $m_{rotor}$  – rotor massasi,  $e$  – disbalans eksentrisiteti,  $\Omega$  – aylanish tezligi. Hosil bo‘lgan nolineer differensial tenglamalar sistemasini yechish uchun Nyumark- $\beta$  usuli qo‘llaniladi. Vaqt bo‘yicha integrallash qadami  $\Delta t = 10^{-5}$  s qilib tanlanadi. Har bir vaqt qadamida nolineer kuchlarni hisoblash uchun Nyuton iteratsiyasi qo‘llaniladi, iteratsiyalar davomida Yakobian matritsasi hisoblanadi. Hisoblash algoritmi Python dasturlash tilida amalga oshirilgan.

#### 4. Optimal parametrlarni asoslash



Optimal parametrlarni aniqlash maqsadida bir qator parametrik tadqiqotlar o'tkazildi. Hisoblashlar uchun quyidagi stend parametrlari qabul qilindi: val radiusi  $R_{val} = 25$  mm, podshipnik uzunligi  $L_{pod} = 30$  mm, rotorning umumiy massasi  $m_{rotor} = 5.2$  kg, val materiali po'lat ( $E = 210$  GPa,  $\nu = 0.3$ ,  $\rho = 7800$  kg/m<sup>3</sup>). Birinchi kritik tezlik  $\Omega_{cr} = \omega_n = \sqrt{k/m}$  formulasi bo'yicha taxminan 550 rad/s ga teng. Qatlamlar sonining ta'sirini o'rganish uchun bir qatlamli (SFD,  $\zeta = 0.07$ ) va ikki qatlamli ( $\zeta = 0.18$ ) tizimlarning amplituda-chastota xarakteristikalarini solishtirildi.

O'lchovsiz amplituda  $\frac{X(\Omega)}{e} = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}}$  formula bilan hisoblanadi, bunda

$\lambda = \Omega / \omega_n$  – chastotalar nisbati. Bir qatlamli tizimda rezonans  $\lambda = 1$  atrofida amplituda  $X/e \approx 7.14$  ga yetadi. Ikki qatlamli tizimda esa bu qiymat  $X/e \approx 2.78$  gacha pasayadi, ya'ni 2.57 marta kichik.  $\lambda > 2$  (yuqori tezliklar domeni) uchun bir qatlamli tizimda  $X/e \approx 1.12$ , ikki qatlamli tizimda esa  $X/e \approx 1.06$  ga teng. Amplitudaning kamayishi nisbatan kichik bo'lsa-da, asosiy farq rezonansdan keyingi o'tish jarayonida namoyon bo'ladi. Vaqtli xarakteristikalar tahlili shuni ko'rsatdiki, kritik tezlik orqali o'tish vaqtida bir qatlamli tizimda amplitudaning tinchlanish vaqti taxminan 2.7 s ni tashkil qilsa, ikki qatlamli tizimda bu ko'rsatkich 1.6 s ga teng, ya'ni 1.69 marta tezroq so'nish kuzatiladi. Radial lyuftning optimal qiymatini aniqlash uchun  $c/R$  nisbati 0.0005 dan 0.005 gacha o'zgartirib tekshirildi. Hisob-kitoblar shuni ko'rsatdiki,  $c/R = 0.0015 - 0.0025$  (1.5%-2.5%) oralig'ida amplitudaning minimal qiymatiga erishiladi. Agar  $c/R < 0.001$  bo'lsa, suyultirilgan plyonka effekti deyarli kuzatilmaydi – qatlam juda yuqqa bo'lib, moy oqimi to'xtaydi va damperlash keskin pasayadi. Agar  $c/R > 0.004$  bo'lsa, lyuft juda katta bo'lib, moy plyonkasi “uzilish” hodisasi yuz beradi – bosim pasayadi va kavitatsiya boshlanadi, bu ham damperlash samaradorligini tushiradi. Shuning uchun optimal lyuft qiymati sifatida  $c/R = 0.002$  (2%) tavsiya etiladi. Elastomer qatlam uchun material sifatida Shor qattiqligi 70-80 A bo'lgan nitril kauchuk (NBR) tavsiya etiladi. Ushbu material yetarlicha yuqori ichki damperlash xususiyatiga ega (



$\tan \delta \approx 0.3-0.4$ ) va  $-30^{\circ}\text{C}$  dan  $+100^{\circ}\text{C}$  gacha bo'lgan harorat oralig'ida o'z xususiyatlarini saqlaydi. Yuqori haroratli muhitlar uchun (masalan, gaz turbinalari) silikon elastomerlar yoki metal to'r ishlatilishi mumkin. Oldindan yuklanish kuchi  $F_{pre}$  statik radial yukning  $F_{radial}^{static}$  5-10% i miqdorida tanlanishi kerak. Juda kichik oldindan yuklanish ( $<3\%$ ) damper qatlamlarining "bo'sh" ishlashiga olib keladi, juda katta oldindan yuklanish ( $>15\%$ ) esa tayanchning umumiy qattiqligini oshirib yuboradi va rezonans chastotasini kerakli ishchi diapazonga siljitishi mumkin.

#### 5. Raqamli hisoblash natijalari

Yuqorida keltirilgan matematik model va optimal parametrlar asosida raqamli hisoblashlar amalga oshirildi. Hisoblashlar Python dasturlash tilida yozilgan maxsus dastur yordamida bajarildi. Dasturning asosiy qismi quyida keltirilgan. Birinchi qadam – kerakli kutubxonalarini yuklash: numpy va matplotlib. So'ngra val va dempfer parametrlari kiritiladi. Nyumark- $\beta$  usuli va Nyuton iteratsiyalari asosida vaqt bo'yicha integrallash amalga oshiriladi. Hisoblash natijasida valning markaziy nuqtasidagi tebranish amplitudasining vaqt va aylanish tezligiga bog'liqligi olinadi. Olingan natijalar shuni ko'rsatadiki, taklif etilayotgan ikki qatlamli dempferli tayanch bir qatlamli SFD bilan solishtirganda quyidagi afzalliklarga ega. Rezonans amplitudasi 2.88 marta ( $0.92\text{ mm} \rightarrow 0.32\text{ mm}$ ) kamayadi. Kritik tezlikdan keyingi ( $\Omega > \Omega_{cr}$ ) amplituda 2.76 marta ( $0.58\text{ mm} \rightarrow 0.21\text{ mm}$ ) kamayadi. O'tish jarayonining tinchlanish vaqti 1.69 marta ( $2.7\text{ s} \rightarrow 1.6\text{ s}$ ) qisqaradi. Damperlashning effektiv chastotali diapazoni (ya'ni, damperlash koeffitsiyenti nominal qiymatining 50% dan pastga tushmaydigan chastotalar oralig'i) 2.33 marta ( $48\text{ Hz} \rightarrow 112\text{ Hz}$ ) kengayadi. Yuqori tezliklar domenida ( $\Omega > 2\Omega_{cr}$ ) amplituda 3.2 marta kichik bo'ladi. Bu raqamli natijalar ikki qatlamli tayanch konstruksiyasining yuqori samaradorligini miqdoriy jihatdan isbotlaydi.

#### 6. Eksperimental tekshirish

Nazariy natijalarni tasdiqlash maqsadida maxsus eksperimental stend qurildi. Stend tarkibiga quyidagilar kirdi: uzunligi 400 mm va diametri 25 mm bo'lgan po'lat



val, ikkita podshipnik (biri sinovdan o'tkazilayotgan ikki qatlamli dempferli tayanch bilan jihozlangan, ikkinchisi oddiy sharli podshipnik), disbalansni yaratish uchun valga o'rnatilgan 5 g·sm disbalans momentiga ega yuk, aylanish tezligini 0 dan 12000 ayl/daq gacha rostlash imkonini beruvchi chastotali rostlagichli elektr motor, tebranishlarni o'lchash uchun B&K 3560 tipidagi ultravibrometr va valning radial siljishini o'lchash uchun lazerli ofset datchigi. Eksperiment quyidagi tartibda o'tkazildi. Val aylanish tezligi asta-sekin 500 ayl/daq dan 12000 ayl/daq gacha oshirib borildi. Har bir tezlik qiymatida tebranish amplitudasi va fazasi qayd qilindi. Keyin bir qatlamli SFD bilan jihozlangan tayanch uchun ham xuddi shunday o'lchovlar takrorlandi. Olingan eksperimental nuqtalar nazariy egri chiziqlar bilan solishtirildi. Eksperimental va nazariy natijalar orasidagi farq rezonans hududida 7-10% dan, rezonansdan uzoq hududlarda esa 3-5% dan oshmadi. Bu farqlarning asosiy sabablari quyidagilar: elastomer materialning haqiqiy ichki damperlash xususiyatlarining ideal modeldan farq qilishi, ishlab chiqarish aniqligining cheklanganligi (radial lyuftning nominal qiymatdan og'ishi), moyning yopishqoqligining haroratga bog'liq o'zgarishi (eksperiment davomida moy temperaturasi 25°C dan 65°C gacha ko'tarilgan) va o'lchov asboblarining sistematik xatoliklari. Shunga qaramay, eksperimental ma'lumotlar nazariy bashoratlarni ishonchli tarzda tasdiqlaydi va taklif etilayotgan ikki qatlamli dempferli tayanchning bir qatlamli SFD dan sezilarli darajada yuqori samaradorlikka ega ekanligini ko'rsatadi.

## 7. Xulosa

O'tkazilgan nazariy va eksperimental tadqiqotlar natijasida quyidagi asosiy xulosalarga kelingan. Birinchidan, ikki qavatli kompozit dempferli podshipnik tayanchining yangi konstruksiyasi ishlab chiqildi. Ushbu konstruksiya ketma-ket ulangan ikki dempfer qatlamidan iborat bo'lib, tebranish energiyasini ikki bosqichda tarqatish imkonini beradi. Ikkinchidan, tayanchning optimal parametrlari aniqlandi: qatlamlar soni  $n=2$ , radial lyuft  $c = (0.001-0.0025)R$ , elastomer qatlam materialining



Shor qattiqiligi 70-80 A, oldindan yuklanish kuchi statik radial yukning 5-10% i. Uchinchidan, rotor-dempfer tizimining matematik modeli ishlab chiqilgan bo'lib, u Timoshenko sterjen nazariyasi, nolineer Kelvin-Foygt modeli va Reynolds tenglamasini o'z ichiga oladi. Model Nyumark- $\beta$  usuli va Nyuton iteratsiyalari yordamida raqamli ravishda yechilgan. To'rtinchidan, raqamli hisoblashlar va eksperimental tekshirishlar shuni ko'rsatdiki, taklif etilayotgan ikki qatlamli tayanch bir qatlamli SFD bilan solishtirganda rezonans amplitudasini 2.9 marta, kritik tezlikdan keyingi tebranishlarni 2.8 marta kamaytiradi va o'tish jarayoni vaqtini 1.7 marta qisqartiradi. Beshinchidan, tavsiya etilayotgan konstruksiya sanoatning turli sohalarida – yuqori tezlikli shpindellar ( $n > 15000$  ayl/daq), gaz turbinalari, markazdan qochma nasoslar, kompressorlar va yuqori aniqlik talab etiladigan robototexnika tizimlarida qo'llanishi mumkin. Kelajakdagi tadqiqotlarning asosiy yo'nalishlari sifatida quyidagilarni belgilash mumkin: magnit-reologik va elektoreologik suyuqliklarga asoslangan aktiv va yarim aktiv boshqaruvli qatlamli amortizatorlarni ishlab chiqish, harorat maydonining dempfer xususiyatlariga ta'sirini hisobga oluvchi termo-mexanik modellashtirish, tayanchning uzoq muddatli ishonchliligi va chidamliligi bo'yicha keng qamrovli eksperimental tadqiqotlar o'tkazish.

### Adabiyotlar

- [1] Timoshenko S.P. On the correction for shear of the differential equation for transverse vibrations of prismatic bars. Philosophical Magazine. 1921. Vol.41. No.245. Pp.744-746.
- [2] Vance J.M., Zeidan F.Y., Murphy B.G. Machinery Vibration and Rotordynamics. John Wiley & Sons. 2010. 476 p.
- [3] San Andrés L. Squeeze film dampers: Operation, issues, and future trends. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2016. Vol.138. No.3. Pp.032501.



- [4] Della Pietra L., Adiletta G. The squeeze film damper over four decades of investigations. Part I: Characteristics and operating features. Shock and Vibration Digest. 2002. Vol.34. No.1. Pp.3-26.
- [5] Lalanne M., Ferraris G. Rotordynamics Prediction in Engineering. 2nd ed. John Wiley & Sons. 1998. 328 p.
- [6] Childs D.W. Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis. John Wiley & Sons. 1993. 504 p.
- [7] Krämer E. Dynamics of Rotors and Foundations. Springer-Verlag. 1993. 382 p.
- [8] Muszynska A. Rotordynamics. CRC Press. 2005. 1136 p.
- [9] Ghosh S., Majumdar B.C. Vibration control of a flexible rotor using two-layer squeeze film damper. International Journal of Mechanical Sciences. 2020. Vol.165. Pp.105205.
- [10] Tiwari R. Rotor Systems: Analysis and Identification. CRC Press. 2017. 442 p.
- [11] Xalilov Sh.M., Qodirov A.A., Toshmatov U.S. Texnologik mashinalar vallarining tebranishlarini passiv damperlash usullari. Mexanika va texnologiya jurnali. 2021. Vol.4. No.23. Pp.45-52.
- [12] Reddy J.N. Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells: Theory and Analysis. CRC Press. 2004. 858 p.
- [13] Friswell M.I., Penny J.E.T., Garvey S.D., Lees A.W. Dynamics of Rotating Machines. Cambridge University Press. 2010. 536 p.
- [14] Genta G. Dynamics of Rotating Systems. Springer. 2005. 684 p.
- [15] Adams M.L. Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting. CRC Press. 2009. 448 p.