

**G'ILDIRAKLI MASHINALARDA KUCH YUKLANISHI OSTIDAGI KARDAN VALI
TEBRANISHLARINI MATEMATIK MODELLASHTIRISH**

Matmurodov Farxod Matqurbonovich

O'zR HX va MU QQI professori, t.f.n.

Ro'ziyev Shohruh Shoim o'g'li

O'zR HX va MU QQI katta o'qituvchisi, t.f.n.

Annotatsiya. *Ushbu ishda g'ildirakli mashinalar valiga ta'sir etuvchi tebranishli kuch yuklanishlari matematik jihatdan tavsiflanib, masala sonli usulda yechildi. x , y va z o'qlari bo'yicha burchak tebranishlari sonli ravishda aniqlandi hamda ularga mos grafiklar qurildi. z o'qi bo'yicha tebranish chastotasining sonli va eksperimental natijalari o'zaro taqqoslandi. BRDM-2 mashinasining x , y va z o'qlari bo'yicha massalar mahkamasida yuzaga keladigan tebranishlarning miqdoriy o'zgarishi bayon etildi.*

Kalit so'zlar: *tebranish; kuch yuklanishi; val; g'ildirakli mashina; burchak tebranishi; tebranish chastotasi.*

Kirish. Tebranishning intensivligi uskunaning konstruktiv yechimlari qanchalik to'g'ri tanlanganligiga, uni tayyorlash va montaj qilish sifatiga, shuningdek ekspluatatsiya jarayonidagi texnik holatiga bog'liq. Tebranish mashinaning sifati va texnik holatini tavsiflovchi integral ko'rsatkich hisoblanadi. Vibrohimoya deb, uskunalarni loyihalash, tayyorlash, montaj qilish va ekspluatatsiya jarayonida ularning tebranishini kamaytirishga qaratilgan chora-tadbirlar majmui tushuniladi. Vibrohimoya mashinasozlik tarmoqlarining dolzarb muammolaridan biri hisoblanadi. Ushbu muammoni hal etish uskunalar ish samaradorligini oshirishga xizmat qiladi.

G'ildirakli mashinalar, jumladan BRDM mashinalarining ishonchliligi va uzluksiz ishlash qobiliyatini oshirish yo'llaridan biri dempferlash (so'ndirish) tizimini joriy etishdir. Dempferlash usullari va vositalarini ishlab chiqishning asosi mashinalarni vibrohimoyalashning nazariy asoslari hisoblanadi.

Tadqiqot usullari. Lagrange tenglamalarini hisobga olgan holda tebranishlarni dempferlovchi qurilmalar yordamida so'ndirish uchun tenglamalar tizimi tuzildi. Ushbu tenglamalar tizimi Runge–Kutta usuli yordamida yechildi.

Tadqiqot natijalari. O'q ikki o'zaro perpendikulyar yo'nalishda garmonik tebranishlar bajaradi, deb faraz qilinadi va bu tebranishlar quyidagi qonunlar bilan ifodalanadi:

$$x = H \sin \omega t, y = G \cos(\omega t + \theta),$$

Bu yerda H, G — amplitudalar, ω — tebranish chastotasi, θ — tebranish tarkibiy qismlari o'rtasidagi faza siljishini tavsiflovchi burchakdir (1-rasm).

Val qurilmasi harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega [1,2].

$$J\ddot{\varphi} = mg\varepsilon_1 \cos\varphi - m\varepsilon_1 \omega^2 [H \sin\omega t \sin\varphi + G \cos\varphi \cos(\omega t + \theta)] + M_1(\dot{\varphi}) - M_s(\dot{\varphi})$$

Bu yerda φ — valning soat strelkasi bo'yicha aylanish burchagi; m , J va ε_1 — mos ravishda valning massasi, aylanish o'qi atrofidagi inersiya momenti va muvozanatsiz valning eksentrikligi; g — erkin tushish tezlanishi.

$M_1(\dot{\varphi})$ — boshlang'ich bo'g'lamning aylantiruvchi momenti; $M_s(\dot{\varphi})$ — ijrochi bo'g'lamning qarshilik kuchlari momenti.

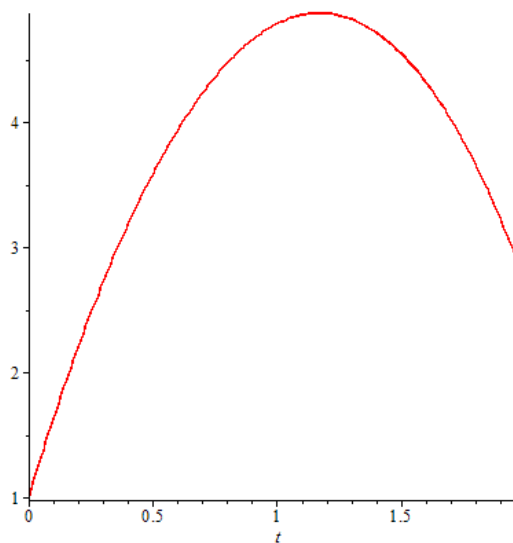
$$\varphi = b \left[\frac{p\omega t}{q} + \alpha(t) + \psi(t, \omega t) \right],$$

Bu yerda $b = \pm 1$ — valning o'rganilayotgan rejimdagi aylanish yo'nalishiga bog'liq.

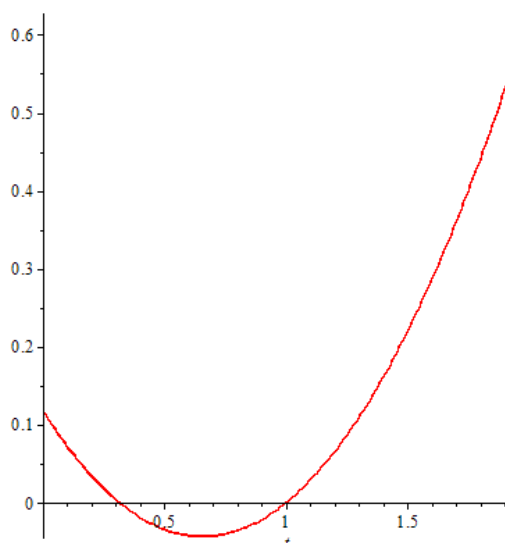
Valning burchaklari va koordinatalari bo'yicha tebranish tenglamalari quyidagi shaklda ifodalanishi mumkin:

$$\begin{cases} I_{xs}\ddot{\alpha} = M_{x1}(\dot{\alpha}) - M_{xs}(\dot{\alpha}) \pm Q_{\alpha}\varepsilon_x + m_s\varepsilon_x(\ddot{x}\sin\alpha_s + g\cos\alpha_s) \\ I_{ys}\ddot{\beta} = M_{y1}(\dot{\beta}) - M_{ys}(\dot{\beta}) \pm Q_{\beta}\varepsilon_y + m_s\varepsilon_y(\ddot{y}\sin\beta_s + g\cos\beta_s) \\ I_s\ddot{\varphi} = M_{z1}(\dot{\varphi}) - M_{zs}(\dot{\varphi}) \pm Q_{\varphi}\varepsilon_z + m_s\varepsilon_z(\ddot{z}\sin\varphi_s + g\cos\varphi_s) \\ m\ddot{x} + c_x x = m\varepsilon_x \ddot{\alpha} \sin\alpha \\ m\ddot{y} + c_y y = m\varepsilon_y \ddot{\beta} \sin\beta \\ m\ddot{z} + k_z \dot{z} + c_z z = m\varepsilon_z \ddot{\varphi} \sin\varphi \end{cases}$$

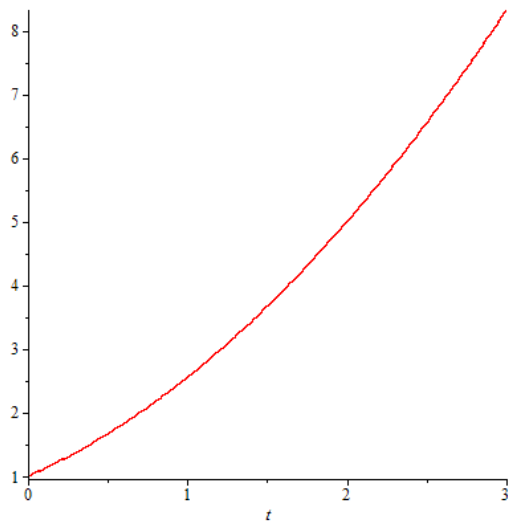
Bu yerda: m — tashuvchi valning massasi; α, β, φ — valning x, y, z o'qlari bo'yicha aylanish burchaklari; ε_1 — x, y, z o'qlari bo'yicha muvozanatsiz valning eksentrikligi; $M_{i1}(\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\varphi})$ — boshlang'ich bo'g'lamning 3 burchak bo'yicha aylantiruvchi momenti; $M_{is}(\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\varphi})$ — ijrochi bo'g'lamning 3 burchak bo'yicha qarshilik momenti; Q_i — x, y, z o'qlari bo'yicha tebranish kuchlari; c_i — x, y, z o'qlari bo'yicha elastik elementlarning qattiqligi; k_z — z o'qi bo'yicha elastik elementlarning qattiqligi [3,4].



1-rasm. α burchagidagi burchak tebranishi.



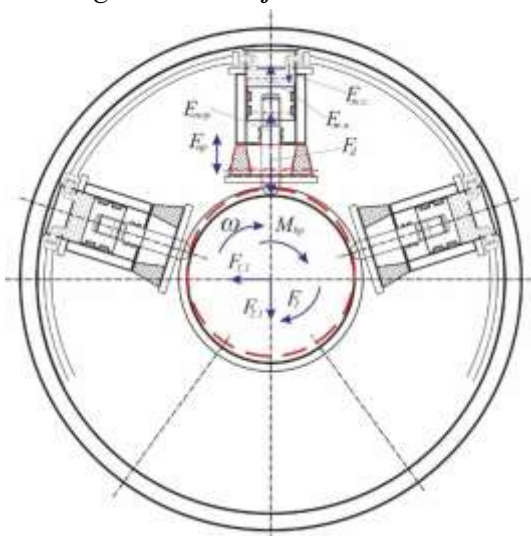
2-rasm. β burchagidagi burchak tebranishi.



3-rasm. φ burchagidagi burchak tebranishi.

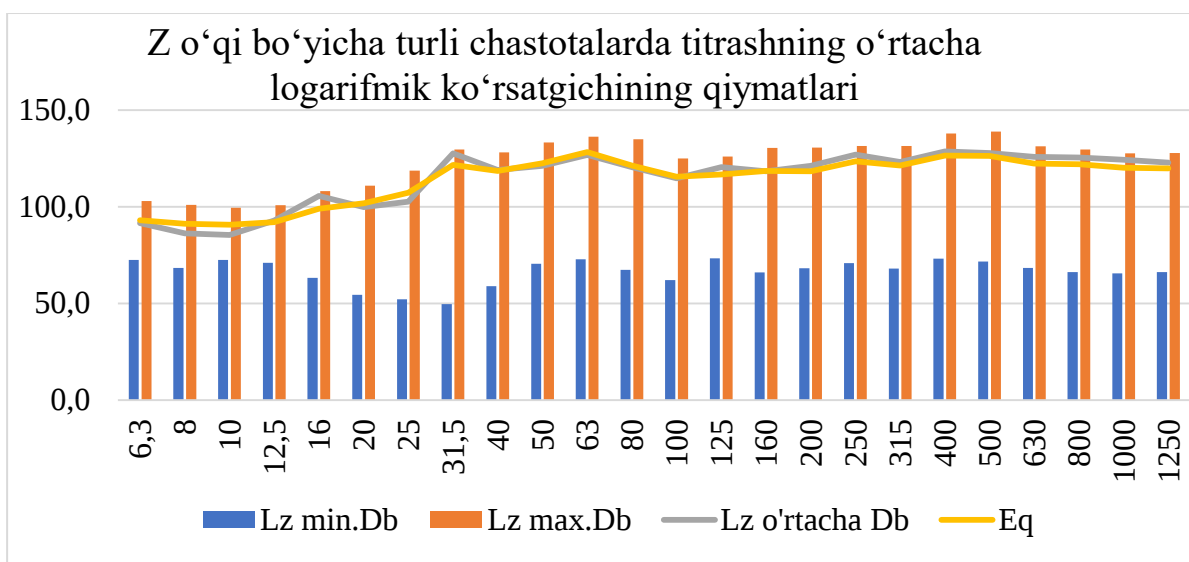
Tebranishlarning dinamik xususiyatlari quyidagi konstruktiv parametrlar hisobga olingan holda aniqlanadi: $M_{x1}(\dot{\alpha}) \approx 50 \text{ Nm}$; $M_{xs} \approx 34 \text{ Nm}$; $M_{y1}(\dot{\alpha}) \approx 70 \text{ Nm}$; $M_{ys} \approx 47 \text{ Nm}$; $M_{z1}(\dot{\alpha}) \approx 45 \text{ Nm}$; $M_{zs} \approx 28 \text{ Nm}$; $I_{xs} = 40 \text{ Nm}^2$; $I_{ys} = 50 \text{ Nm}^2$; $I_{zs} = 35 \text{ Nm}^2$; $Q_{\alpha} = 12 \text{ N}$; $Q_{\beta} = 15 \text{ N}$; $Q_{\varphi} = 9 \text{ N}$; $\varepsilon_x = 0,02 \text{ m}$; $\varepsilon_y = 0,017 \text{ m}$; $\varepsilon_z = 0,011 \text{ m}$; $m = 80 \text{ N}$; $m_s = 120 \text{ N}$; $\alpha_s = 26^\circ$; $\beta_s = 30^\circ$; $\varphi_s = 12^\circ$; $c_x = c_y = 2 \text{ Nm}$; $c_z = 3 \text{ Nm}$;

BTRni kardan valiga o'rnatilib sinalgan buralish-egilish tebranishlar dampferi qurilmasining sinov natijalarini tahlil etamiz.

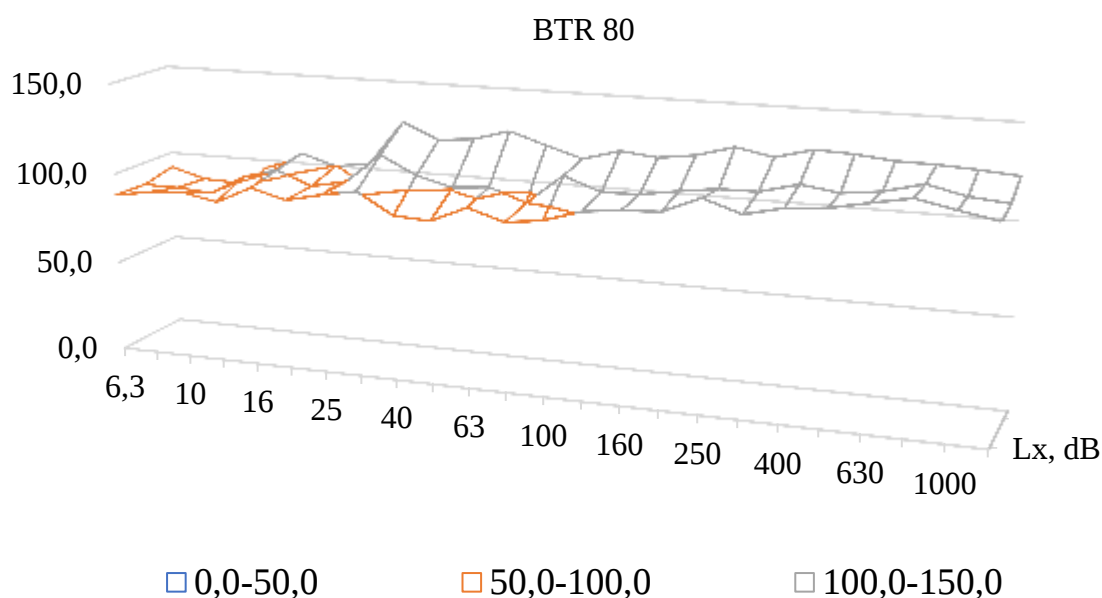


6-rasm. Taklif etilgan burilish-bukilish dampfer qurilmalari: 1 — korpus, 2 — val, 3 — ro'stlovchi yong'oq, 4 — kurak, 5 — gidrosilindr shtegi, 6 — gidrosilindr, 7 — porsa, 8 — silindr.

Z o'qi bo'yicha – infra kichik chastotalar (0,8...2,0 Gers)da o'rtacha $L_x = 112,1 \text{ dB}$ ni, kichik chastotalar (2,0...200 Gs)da $L_x = 85,4...127,7 \text{ dB}$ o'rtacha 109,7 dB ni, o'rta chastotalar (200...2000 Gs)da $L_x = 122,8...128,7 \text{ dB}$ o'rtacha 125,7 dB ni tashkil etdi [2].



7-rasm. z o'qi bo'yicha chiziqli tebranishlar, eksperimental usul bilan olingan z o'qi bo'yicha tebranish chastotasi sonli va eksperimental natijalar bilan solishtirilganda, ikkisi ham 80–125 Hz diapazonida yaxshi mos kelishini ko'rsatadi.



8-rasm. BTR massalar mahkamasining X, Y, Z o'qlari bo'yicha tebranishlarning logarifmik solishtirma ko'rsatkichlari.

X, Y, Z o'qlari bo'yicha tebranish momentlari.

$$M_x = Q_\alpha \varepsilon_x, M_y = Q_\beta \varepsilon_y, M_z = Q_\varphi \varepsilon_z.$$

Boshqa tomondan, ifodaning qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$M_x = \frac{2(m\varepsilon_x)^2 gR}{I_x} (1 + b)$$

$$M_y = \frac{2(m\varepsilon_y)^2 gR}{I_y} (1 + b)$$

$$M_z = \frac{2(m\varepsilon_x)^2 gR}{I_z} (1 + b)$$

Tenglamani o'ng tomonlarini solishtirib, valning tebranish kuchlarini aniqlaymiz.

$$Q_\alpha \varepsilon_x = \frac{2(m\varepsilon_x)^2 gR}{I_x} (1 + b), Q_\alpha = \frac{2m^2 \varepsilon_x gR}{I_x} (1 + b),$$

$$Q_\beta \varepsilon_y = \frac{2(m\varepsilon_y)^2 gR}{I_y} (1 + b), Q_\beta = \frac{2m^2 \varepsilon_y gR}{I_y} (1 + b),$$

$$Q_\varphi \varepsilon_z = \frac{2(m\varepsilon_z)^2 gR}{I_z} (1 + b), Q_\varphi = \frac{2m^2 \varepsilon_z gR}{I_z} (1 + b).$$

Bu yerda: m — val massasi; M_x — valning tebranish momentlari, mos ravishda x , y , z o'qlari bo'yicha; Q_α — valning burchak bo'yicha tebranish kuchi; ε_i — muvozanatsiz valning eksentrikligi, mos ravishda x , y , z o'qlari bo'yicha [5,6].

Massasi — m , radiusi R va uzunligi l bo'lgan bir jinsli silindrik jism uchun bo'ylama simmetriya o'qi Oz va gorizontaal simmetriya o'qlari Ox hamda Oy atrofidagi inersiya momentlari quyidagicha:

$$J_x = \frac{mR^2}{12}, J_y = \frac{mR^2}{3}, J_z = m \left[\frac{mh^2}{12} + \frac{l^2}{3} \right]$$

Tanlangan aylanish chastotasi uchun quyidagi empirik bog'lanish hosil qilindi:

$$n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}$$

Bu yerda: n_{kp} — kardan valining kritik aylanish chastotasi, min^{-1} ; D — quvur shaklidagi valning tashqi diametri, m ; d — valning ichki diametri, m ; L — val uzunligi, m .

Avval aytilganidek, quyidagilarga e'tibor qaratish zarur: $n_{kp} = n_{max} \cdot (1,5 \dots 2,0)$

Xulosa. Valga ta'sir etuvchi tebranishli kuch yuklanishi matematik jihatdan modellashtirildi va sonli usul yordamida yechildi. x , y , z o'qlari bo'yicha burchak tebranishlari aniqlanib, α, β, φ burchak tebranishlarining sonli qiymatlari topildi va o'tkazish jarayonlarining grafiklari qurildi.

z o'qi bo'yicha tebranish chastotasi sonli va eksperimental usul bilan olingan natijalarni solishtirish ko'rsatdiki, ikkisi ham 80–125 Hz diapazonida yaxshi mos keladi. Bu esa ishlab chiqilgan matematik model BRDM g'ildirakli mashinasidagi dempfer so'ndirish jarayonlarini to'g'ri tavsiflaydi deganidir. Ushbu matematik model turli yangi g'ildirakli mashinalarni loyihalashda xizmat qiladi.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR:

1. Ro'ziyev Sh.Sh. Texnikalardagi dinamik yuklanishlar xususiyatlari. // "Globallashuv muhitida yuqorimanyovrchanva jangda yashab qoluvchi texnikalar

yaratishning nazariy-amaliy masalalari va yechimlari” mavzusida xalqaro ilmiy anjuman/ Chirchiq-2024. 378-b.

2. Ro‘ziyev Shohruh Shoim o‘g‘li. Aylanma harakatlanuvchi vallardagi tebranishni kamaytirishning nazariy va tajribaviy tadqiqotlari. /“Hozirgi zamon texnika taraqqiyoti tendensiyalari, ilmiy ishlar va ishlab chiqarishda innovatsiyalar” mavzusida o‘tkazilgan Respublika ilmiy-uslubiy anjuman materiallar to‘plami/ Chirchiq-2023. 165-b.

3. Рузиев Шохрух Шоим угли. Аналитическое моделирование демпфирования вибраций вала мобильных машин. //Universum: Технические науки// Выпуск: 2(119) Февраль 2024 Часть 2 Москва. с. 13-15.

4. Farkhod Matqurbonovich Matmurodov., Ruziev Shokhrukh Shoim ugli. Amplitude-Frequency Characteristics of the Damper Rod of Observational Design Parameters. // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology// Vol. 11, Issue 4, April 2024.

5.Быков В.Г., Ковачев А.С. Динамика ротора с эксцентрическим шаровым автобалансирующим устройством. Вестник Санкт-Петербургского университета 2014, Сер. 1. Том 1 (59). Вып. 4, -с.578-582.

6.Ярошевич Н. Динамика вибрационных машин в условиях «слабой» самосинхронизации возбудителей. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. Санкт-Петербург 2004. -с.18.