

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI  
OLIV VA O‘RTA MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI**

**A. DJURAYEV, S.YUNUSOV**

**MASHINA VA  
MEXANIZMLAR  
DINAMIKASI**

*O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta‘lim vazirligi  
tomonidan talabalar uchun o‘quv qo‘llanma sifatida tavsiya etilgan*

**TOSHKENT - 2019**

**UO‘K: 531.8:531.3(075.8)**  
**KBK 39.33-01ya73**  
**D 46**

**D 46**                      **A. Djurayev, S.Yunusov. Mashina va mexanizmlar dinamikasi. (O‘quv qo‘llanma) – T.: «Fan va texnologiya», 2019, 180 bet.**

**ISBN 978–9943–5838–1–8**

Ushbu o‘quv qo‘llanma “Mashina va mexanizmlar dinamikasi” fanining asosiy qismlarini o‘z ichiga olgan bo‘lib, texnika oliy o‘quv yurtlarining 5A320302 – “Mashinashunoslik” ta’lim mutaxassisligi bo‘yicha tahsil olayotgan magistratura talabalari uchun mo‘ljallangan. O‘quv qo‘llanmadan doktorantura, ilmiy xodimlar, mashinasozlik sohasi mutaxassislari ham foydalanishlari mumkin.

**UO‘K: 531.8:531.3(075.8)**  
**KBK 39.33-01ya73**

**Taqrizchilar:**  
**R.I.Karimov – t.f.d., prof.;**  
**J.Yu. Miraxmedov – t.f.n., dots.**

**ISBN 978–9943–5838–1–8**

**© «Fan va texnologiya» nashriyoti, 2019.**

## KIRISH

O‘quv qo‘lanma “Mashina va mexanizmlar dinamikasi” fanidan yozilgan bo‘lib, 5A320302 – Mashinashunoslik magistratura mutaxassisligi uchun mo‘ljallangan.

“Mashina va mexanizmlar dinamikasi” fani mashinalarni dinamik tahlilining ilmiy asoslarini, hisoblash usullarini, konstruktiv xususiyatlarini o‘z ichiga oladi. Zamonaviy texnologik mashinalarning dinamik xarakteristikalarini aniqlash, tahlil qilish, takomillashtirish hamda samarali konstruksiyalarini ishlab chiqish muhim hisoblanadi.

“Mashina va mexanizmlar dinamikasi” faning asosiy maqsadi mashinashunoslik va texnologik mashinalar yo‘nalishidagi magistrlar mutaxassisligida o‘qigan talaba harakatidagi dinamika masalalarini yechish usullari va tahlil qilish, parametrlari va harakat rejimlari asoslarini o‘rganishdan iborat. “Mashina va mexanizmlar dinamikasi” oldida qo‘yilgan masala turli mehanizm va mashinalarni dinamik xarakteristikalari to‘g‘risida bilim berish va shu asosida zamonaviy talablarga mos sistemalarni yaratish asosiy vazifalari hisoblanadi.

Talabalar mashina harakatidagi dinamik masalalarini yechish usullari va tahlil qilishni amalga oshira oldilar.

Mashinasozlik sohalarida magistrlar texnologik mashinalarni ishlatish, konstruksiyalarini takomillashtirish, dinamik hisoblash usullarini qo‘llab parametrlarini asoslash kabi qator funksiyalarni bilishlari kerak bo‘ladi.

“Mashina va mexanizmlar dinamikasi” fanini o‘zlashtirgan mutaxassis ishlab chiqarishda yetakchi bo‘la oladi, yangi takomillashgan mashinalari ishlab chiqarish imkoniyatiga ega bo‘ladi.

Talabalarning “Mashina va mexanizmlar dinamikasi” fanining o‘zlashtirishlari uchun o‘qitishning ilg‘or va zamonaviy usullaridan foydalanish, yangi informatsion-pedagogik texnologiyalarni tadbiq qilish muhim ahamiyatga egadir.

# 1. MASHINA VA MEXANIZMLAR DINAMIKASI FANINING MUAMMOLARI VA VAZIFALARI

*Maqsad: magistratura talabalarini "Mashina va mexanizmlar dinamikasi (MMD)" fanining asosiy vaziflari, tushunchalari, mashinasozlikdagi o'rnini bilishlari, yetarli tushunchaga va bilimlarga ega bo'lib mulohaza qila olishga o'rgatishdir.*

*1. Mashina va mexanizmlar asosan ayrim bo'g'inlardan tashkil topgan. Har bir bo'g'inga harakat vaqtida qarshilik kuchlari ta'sir etadi.*

Mexanizmlarning kinematikasi masalalari ko'rilganda, bo'g'inlar va nuqtalarning harakati mexanizmining tuzilishi va geometriyasiga bog'lab ta'sir qiluvchi kuchlarni nazarga olmay o'rganilgan edi. Mexanizmlarning dinamik analizida esa harakat bo'g'inlar va nuqtalarga ta'sir qiluvchi barcha kuchlar hisobga olib o'rganiladi.

Mexanizmlar dinamikasida quyidagi asosiy masalalar hal qilinadi:

a) mashinaga ta'sir qiluvchi kuchlarning mohiyatini tahlil qilish;

b) mexanizmlarni kuchga hisoblash, tashqi, og'irlik, inersiya, ishqalanish kuchlarini bo'g'inlar va kinematik juftlarga ta'sirini o'rganish hamda dinamik yuklanishlarni kamaytirish usullarini aniqlash (kinematik hisob);

d) mexanizm bo'g'inlarining inertsiya kuchlarini muvozanatlash;

e) mexanizm kinematik juftlaridagi ishqalanish va yedirilishni kamaytirish;

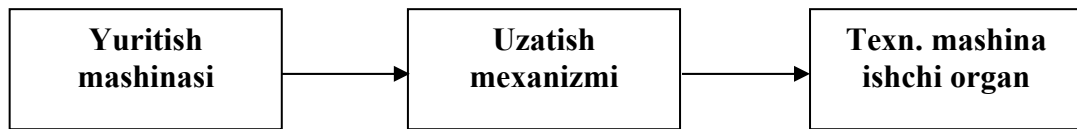
f) kuchlar ta'sirida mexanik harakatni o'rganish va mexanizmning kerakli barqaror harakatini ta'minlash uslublarini aniqlash;

g) mashina harakatini rostlash;

h) titrash va titrashdan muhofazalash uslublarini aniqlash va hakazo.

Mashina tarkibiga, umuman olganda mashina agregati tarkibiga yuritish mashinasi (yuritgich), uzatuvchi mexanizm va texnologik mashinaning ishchi mexanizmi kiradi.

1.1-rasmda mashina agregati sxematik-dinamik modeli keltirilgan. Undan ko‘rinib turibdiki, mashina agregati tarkibiga kiruvchi uchala mexanizm o‘zaro to‘g‘ri va qaytma-teskari bog‘lanishda bo‘ladi.



**1.1-rasm. Mashina agregatini sxematik-dinamik modeli.**

*MMD tarixi mashinasozlikda, ayniqsa, zamonaviy texnika va texnologiyalarni rivojida asosiy o‘rin tutadi.*

Hozirda barcha mashina va mexanizmlarni yuqori tezlikda harakat qila olishi, yuqori aniqlikda sifatli mahsulotni tayyorlashni ta‘minlashi lozimdir. MMD fanining asosini yangi zamonaviy mashina va mexanizmlarni konstruksiyalarini yaratish tashkil etadi.

Mavjud mashinalarni dinamik tahlil asosida takomillashtirish barcha soha rivoji uchun muhimdir. Shuningdek, ilg‘or texnologik jarayonlarni yuqori tezlikda (ish unumida), sifatli qilib amalga oshiradigan zamonaviy mashina va mexanizmlarni loyihalashda MMD usullaridan foydalaniladi.

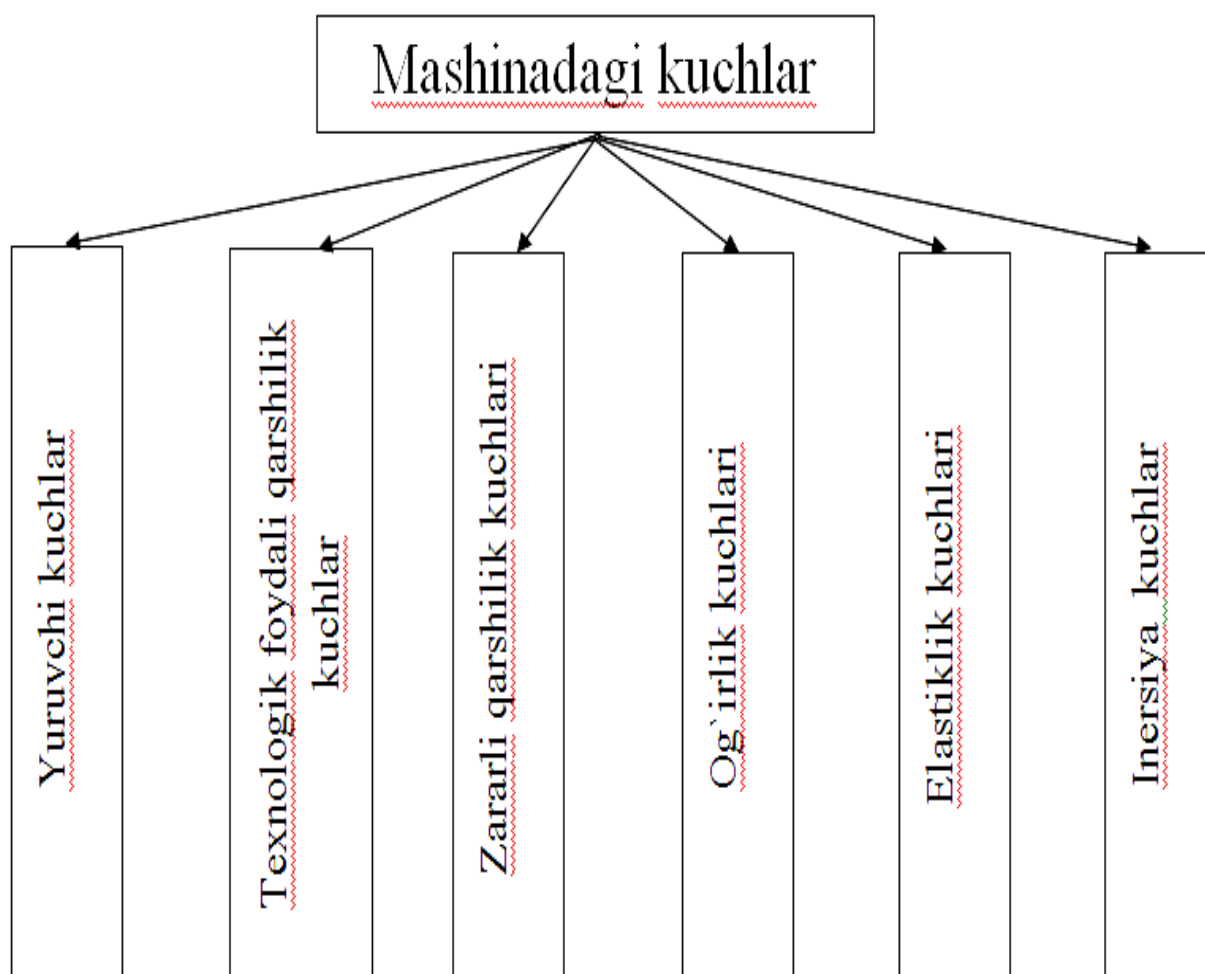
Hulosa qilib aytganda, MMD fani zamonaviy texnika taraqqiyotiga hizmat qiladigan fanlardan hisoblanadi.

*Mashina va mexanizmlarni dinamik tahlili va sintezida qator muammoviy masalalar mavjuddir. Ular jumlasiga quyigilar kiradi:*

- mashina va mexanizmlar harakati dinamik va matematik modellarni mumkin qadar real sharoitlarga mos kelishini ta‘minlash;
- mexanizm va bo‘g‘inlarni dinamika masalalarini yechishda bo‘g‘in harakati bilan birgalikda inobatga olish;
- titrash va titrashdan himoyalashni boshqaruv tizimini yaratish;
- o‘zgaruvchan harakatni texnologik jarayonlarga ta‘sirini belgilash va boshqarish;
- ishqalanish va yedirishini kamaytirish uslublarini ishlab chiqish;
- mashina → datchik → kompyuter → mashinaning yopiq harakat tizimini rasmlantirish.

## 2. MASHINA VA MEXANIZMLARGA TA'SIR ETUVCHI KUCHLAR KLASSIFIKATSIYASI

Mashina va mexanizmlarning bo'g'inlarini va kinematik juftlarining mustahkamligini, bikirligini va chidamliligini ta'minlash masalalarini yechishga to'g'ri keladi. Bu masalani yechish uchun bo'g'in va kinematik juftlarni kuchlar ta'sirida yuklanganligini bilish darkor. Umuman, mashinada ta'sir qiluvchi kuchlar 6 ta turga bo'linadi. 2.1-rasmda kuchlar klassifikatsiyasi sxemasi ko'rsatilgan. Barcha kuchlarni o'zaro bog'liqligi rasmdan ko'rinib turibdi.

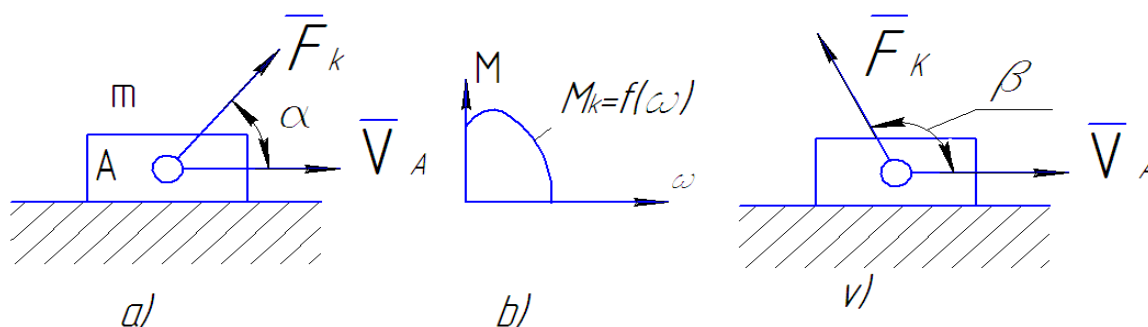


**2.1-rasm. Kuchlar klassifikatsiyasi.**

*Ularning mohiyatini ko'rib chiqaylik.*

## 2.1. Mexanizm va mashinani harakatlantiruvchi kuchlar

Ularni  $F_h$  yoki  $M_x$  – momentlar bilan belgilaymiz. Harakatlantiruvchi kuchlar musbat ish bajarib, harakat tezligi vektori bilan o‘tkir burchak hosil qiladi (2.2a-rasm).



2.2a-rasm. Yurituvchi kuchlar sxemalari.

Bu kuchlar harakatni tezlashtiradi. Asinxron elektr yurituvchilarda harakatlantiruvchi moment maxsus mexanik xarakteristikalar orqali ko‘rsatiladi (2.2b-rasm).

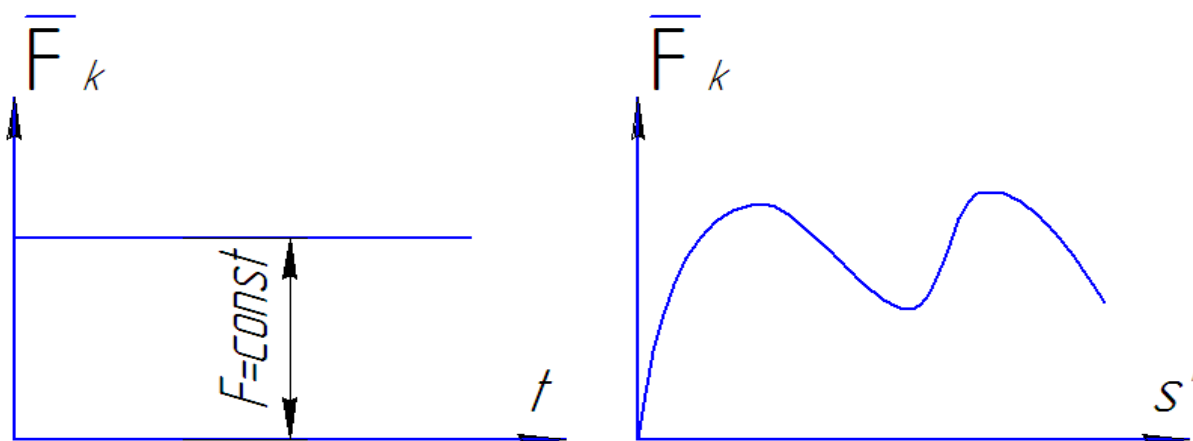
## 2.2 Foydali qarshilik kuchlari

$F_k$  yoki  $M_q$  ish mashinasining ishlashida texnologik yoki boshqa sabablarga ko‘ra vujudga keladi. Ularning yo‘nalishi harakat yo‘nalishi bilan o‘tmas burchak hosil qilib, manfiy ish bajaradi (2.2d-rasm).

$$(F_q, V) = \beta > \frac{\pi}{2}.$$

Foydali qarshilik kuchlari vaqtga, siljishga, tezlikka bog‘liq ravishda o‘zgarishi mumkin (2.3-rasm).

Bu kuchlar mexanizm harakatiga yordam beradi yoki qarshilik ko‘rsatadi. Yukni ko‘tarishda og‘irlik kuchi manfiy tushirishda musbat ish bajaradi.



2.3-rasm. Texnologik qarshilik kuchlarini o'zgarish grafiklari.

### 2.3. Zararli qarshilik kuchlari

Bular kinematik juftlarda vujudga keladigan ishqalanish kuchlaridir. Ishqalanish kuchlari asosan manfiy ish bajaradi va ulardan ko'p hollarda to'xtatish moslamalarida samarali foydalaniladi (turli tormozlar, to'xtatgichlar va h.k.).

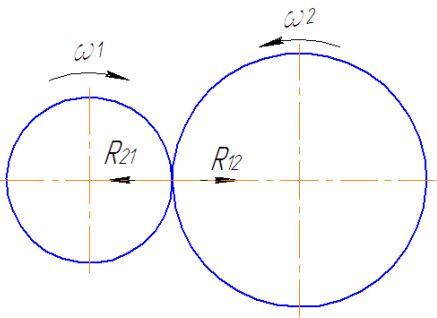
Kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari uchta xususiyat orqali ifodalanadi.

(2.1-jadval)

#### Reaksiya kuchlarini xarakteristikalari

T/R	Kinematik juftlar	Ma'lum	Noma'lum
1		Quyilish nuqtasi	Kattaligi, yo'nalishi
2		Yo'nalishi	Kattaligi, quyilish nuqtasi



3		Quyilish nuqtasi, yoʻnalishi	Kattalik
---	---	---------------------------------	----------

## 2.4 Inersiya kuchlari

Mashina boʻgʻinining oʻzgaruvchan tezlikdagi harakati natijasida inersiya kuchlari vujudga keladi. Bu kuchni boʻgʻinning ogʻirlik markaziga qoʻyilgan, deb qabul qilamiz. Harakat qilayotgan boʻgʻinning tezlanish vektoriga qarshi yoʻnalgan harakatni saqlash qobiliyatini belgilaydigan kuchga inersiya kuchi deyiladi. Turli boʻgʻinlarda inersiya kuchlari har xil boʻladi (2.4-rasm).

$F_n$  inersiya kuchi boʻgʻin ogʻirlik markaziga qoʻyilgan boʻlib, uning yoʻnalishi  $a_s$  tezlanish yoʻnalishiga teskaridir (2.5- rasm).  $M_n$  inersiya kuchining momenti boʻgʻin  $\varepsilon$  burchak tezlanishiga teskari yoʻnalgan.

## 2.5 Elastik kuchlar

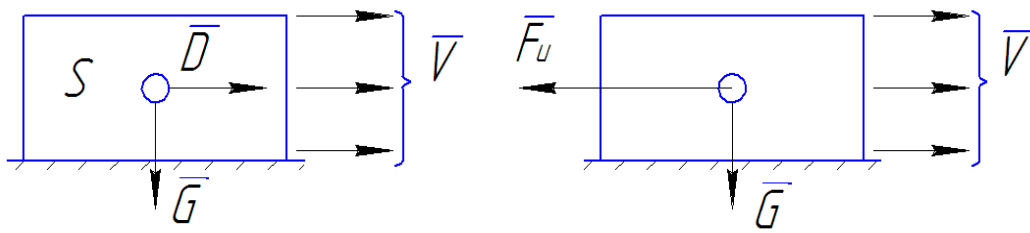
Mexanizm harakatining maʼlum qismlarida ushbu kuchlar yo musbat, yoki manfiy ish bajarishi mumkin. Biroq toʻla kinematik davr jarayonida ushbu kuchlar bajargan ish nolga teng boʻladi, chunki ularning quyilish nuqtasi davriy harakatlanadi. Elastik kuchlar asosan qayishqoq boʻgʻin va bogʻlanishlarda hosil boʻladi. Bu kuchlar boʻgʻin va elementlarning dastlabki holatlarini saqlashga intiladi.

Misol tariqasida taranglash rolikli zanjirli uzatmani koʻrib chiqamiz. Yaʼni elastikli nisbatga oluvchi bikrlilik qanday aniqlanishini tahlil qilamiz.

a) Ilgarilanma harakat (sudralgich harakati)

Tekis harakat

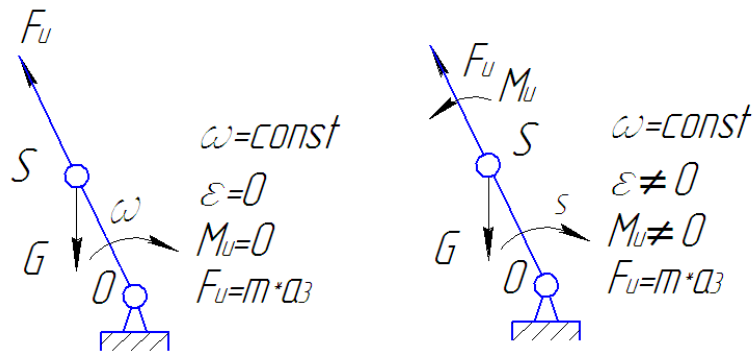
Notekis harakat



b) Aylanma harakat. (aylangich harakati)

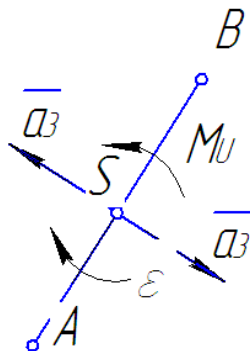
Tekis harakat

Notekis

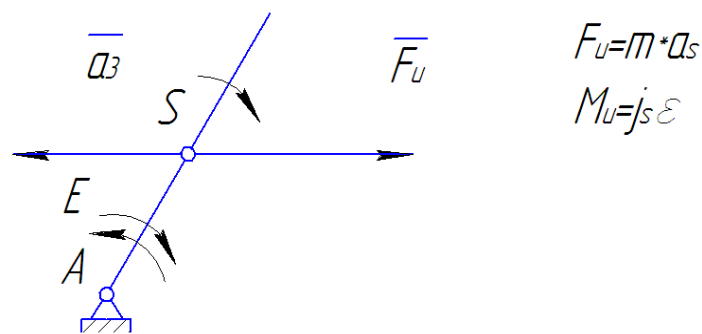


d) murakkab harakat, (shatun harakati)

$$F_u = m \cdot a_s, \quad F_u = m \cdot a_s$$

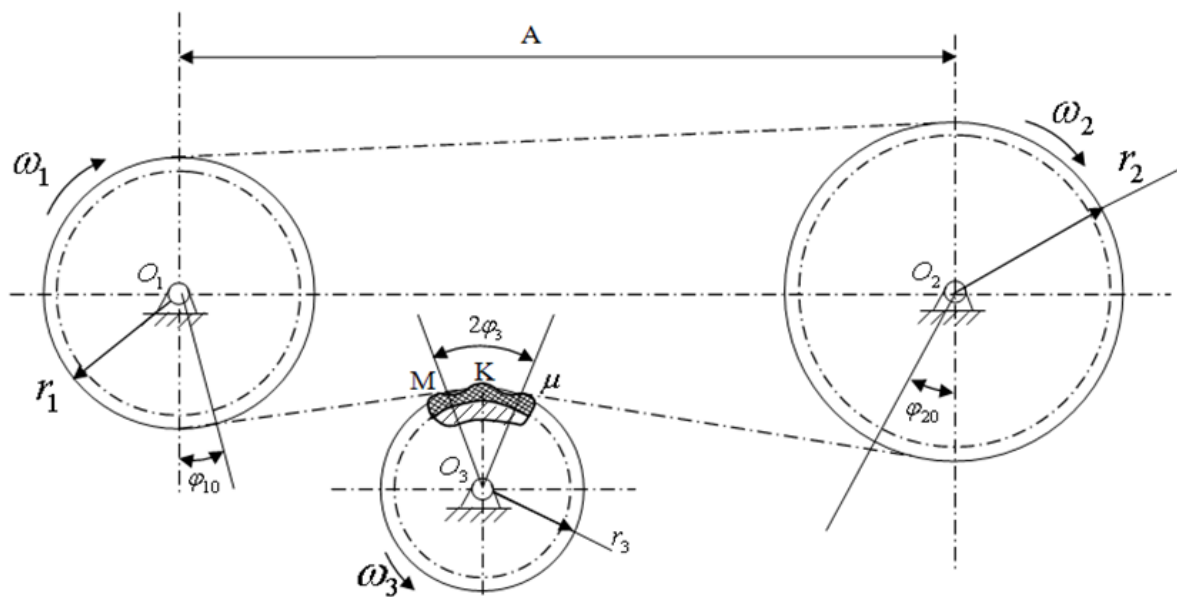


e) Tebranma harakat, (chayqalgich harakati)



Tavsiya qilingan zanjirli uzatma yetaklovchi 1 va yetaklanuvchi 2 yulduzchalar, 3 zanjir, 5 qayishqoq vtulkali 4 taranglash

roligidan iboratdir. Ishlash vaqtida qayishqoq vtulka 5 deformatsiyalanib 3 zanjirni tebranishidagi yuklanishlarni bir muncha tekislaydi. Ushbu me'yorlash darajasi asosan 5 qayishqoq vtulka qayishqoqlik koeffitsiyentiga bog'liq bo'ladi. Lekin 5 qayishqoq vtulkaning deformatsiyalanishini ortishi, tayanchlarni ishdan chiqarishga, hamda 3 zanjir elementlarini va qayishqoq vtulka orasidagi ishqalanishni ko'paytiradi, bu esa uzatma chidamliligini kamayishiga olib keladi. O'rta chiziqli tezliklar uchun ( $v \leq 10 \text{ m/s}$ ), qayishqoq vtulkani deformatsiyalanishi  $2,0 \div 3,0 \text{ mm}$  dan oshmasligi tavsiya etiladi.



## 2.6-rasm. Tarkibli taranglovchi qurilmali zanjirli uzatma

Buning uchun qayishqoq vtulka bikrligini aniqlash zarur bo'ladi. 2.6-rasmdan  $\triangle MKO_3$  dan

$$MK = r_3 \sin \varphi_3 \quad (2.1)$$

Bundan zanjirni taranglash roligi bilan qoplanish uzunligi  $MN$  ni aniqlash mumkin:

$$MN = 2r_3 \sin \varphi_3 \quad (2.2)$$

bu yerda,  $r_3$  — taranglash roligi radiusi;  $\varphi_3$  — qamrov burchagining  $\frac{1}{2}$  qismi.

Zanjirni taranglash roligi bilan ta'sir qilish zonasidagi ( $MN$  oraliqda) nisbiy og'irligi:

$$q_{MN} = 2q \cdot r_3 \sin \varphi_3 \quad (2.3)$$

bu yerda,  $q$ –zanjirning uzunlik birligiga to‘g‘ri kelgan og‘irligi,  $N/m$ .

U holda zanjirning etaklanuvchi bo‘g‘inida taranglash kuchi asosan taranglash roligi va zanjir orasidagi ishqalanish kuchi orqali vujudga kelishini, hamda, inobatga olib quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$Q_T = 2f_u q r_3 \cos \varphi_3 \sqrt{2 \left[ 1 - \cos \left( \varphi_3 + \frac{\Delta_3}{l_3} \right) \right]} \quad (2.4)$$

bu yerda  $f_u$ -zanjirni taranglash roligi bilan ishqalanish koeffitsienti,  $\Delta_3$ – zanjir salqiligi,  $l_3$  – zanjirli uzatma yetaklanuvchi (erkin) tarmog‘i uzunligi.

Zanjirning vertikal majburiy tebranishlari asosan taranglash roligi ta’sirida yuzaga kelsa, xususiy tebranishlar chastotasi zanjir massasi va keltirilgan qayishqoqlik koeffitsiyentiga bog‘liqligini hisobga olgan holda

$$\rho_M = k \cdot z_3 n_3 / 60 \quad (2.5)$$

bu yerda,  $z_3$ –zanjirni taranglash roligi bilan ta’siridagi elementlari soni,  $n_3$  – taranglash roligi aylanish chastotasi,  $k$ –proportsionallik koeffitsiyenti.

Xususiy tebranishlar chastotasi:

$$\rho_x = \sqrt{\frac{C_3 g}{q l}} \quad (2.6)$$

bu yerda,  $C_3$ - zanjirning cho‘zilishdagi keltirilgan qayishqoqlik koeffitsiyenti,  $l_T$ – zanjirni taranglash roligi bilan ta’sir qiluvchi qismining uzunligi.

Yuqoridagilarni inobatga olib, taranglash roligini qayishqoq vtulkasi bikrligini hisoblash formulasini hosil qilamiz:

$$C_T = \frac{2}{\delta_m} f_u q r_3 \cos \varphi_3 \sqrt{2 \left[ 1 - \cos 2 \left( \varphi_3 + \frac{4\Delta_3}{l_3} \right) \right]} \quad (2.7)$$

bu yerda,  $\delta_m$  – taranglash roligi qayishqoq (rezinali) vtulkasini deformatsiyasi qiymati;

Zanjirli uzatmani ishlash jarayonida taranglash roligi qayishqoq elementi bikrligi asosan rezina strukturasi, zanjirning ta’sir kuchiga, ishqalanish koeffitsiyentiga, rolik radiusiga va

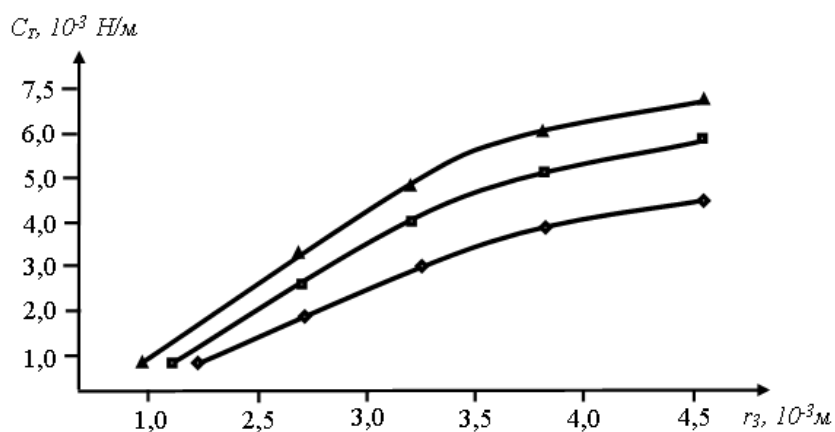
qamrov burchagiga bog'liq bo'ladi. Izlanishlar natijasida qayishqoq vtulka bikrligini taranglash roligi radiusiga va zanjir bilan ishqalanish koeffitsiyentiga bog'liqlik grafiklari olindi (2.7-rasmga qarang). Olingan grafiklar tahlili shuni ko'rsatdiki, taranglash roligi radiusini ortishi bilan qayishqoq vtulka qayishqoqlik koeffitsiyenti chiziqsiz qonuniyatda ortib boradi (2.6-rasm). Jumladan, taranglash roligi radiusi  $2,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  dan  $5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  gacha ko'payganda bikrlilik  $1,0 \cdot 10^3 \text{ H/m}$  dan  $5,6 \cdot 10^3 \text{ H/m}$  gacha ortib boradi. Buni shu bilan izohlash mumkinki, taranglash roligi radiusini ortishi bilan zanjirni qayishqoq vtulkaga ta'siri ham ortadi, uning deformatsiyalanishi ko'payadi. Bunda qamrov burchagi ham mos ravishda ortadi (2.6-rasmga qarang). Izlanishlar natijasida zanjir bilan taranglash roligi qayishqoq vtulkasi orasidagi ishqalanishni ortishi, bikrlikni chiziqli qonuniyatda ko'payishiga olib keladi. 2.6-rasmda ushbu grafik bog'lanishlari keltirilgan. Ishqalanish koeffitsiyenti 0,10 bo'lganida va  $\varphi_3 = 0,425 \text{ pad}$  holatida, qayishqoq vtulka bikrligi  $1,85 \cdot 10^3 \text{ H/m}$  bo'ladi. Agarda ishqalanish koeffitsiyenti 0,16 bo'lsa,  $\varphi_3 = 0,34 \text{ pad}$  holatida qayishqoq vtulka bikrligi  $7,95 \cdot 10^3 \text{ H/m}$  bo'ladi.

Yuqorida ta'kidlanganidek, zanjirni tebranishlari  $2,0 \div 3,0 \text{ mm}$  dan oshmasligi inobatga olinsa, qamrov burchagini ko'paytirish, ishqalanish koeffitsiyentini kamaytirish va kichik radiusda taranglash roligini tayyorlash kerak bo'ladi. Shuning uchun ko'rilayotgan zanjirli uzatma uchun tavsiya qilinadigan parametrlar quyidagicha oraliqda bo'lishi muhim hisoblanadi:

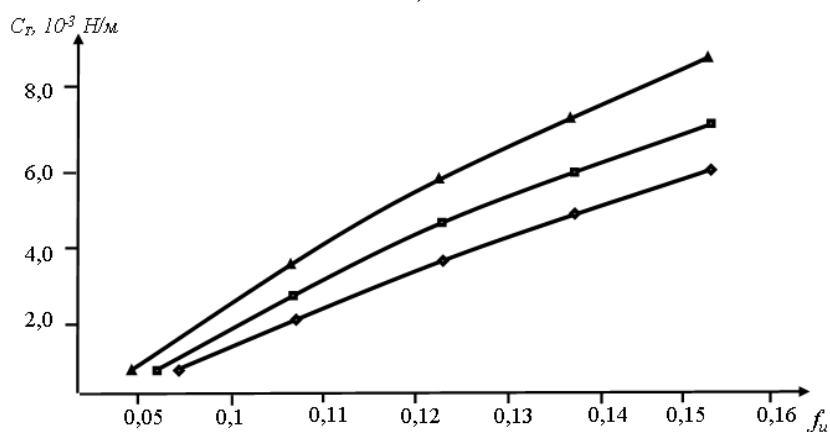
$$f = 0,1 \div 0,13; \varphi_3 = 0,3 \div 0,45 \text{ pad}, r_3 = (2,5 \div 4,0) \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

### 2.7. Mashina va mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlarni tahliliga asosan quyidagi muammoviy masalalarni kiritish mumkin:

- yurituvchi kuchlarni fizik moyiyatini belgilash va tegishli asosda matematik modellarini tuzish;
- elektr yuritmalar, shamol va quyosh yuritgichlari mexanik xarakteristikalarini takomillashtirish;
- texnologik qarshiliklarni fizik mohiyatini belgilash, matematik modellarini aniqlashtirilgan usullarini yaratish;
- ishqalanish va o'zgaruvchan energiya kuchlarini dinamika masalalarida inobatga olish kabilar kiradi.



a)



b)

2.6-rasm. Bog'lanish grafiklari:

bu yerda  $\blacktriangle\text{---}\blacktriangle\text{---}\blacktriangle$   $\varphi_3 = 0,425$ ;  $\blacksquare\text{---}\blacksquare\text{---}\blacksquare$   $\varphi_3 = 0,34$ ;  $\blacklozenge\text{---}\blacklozenge\text{---}\blacklozenge$   $\varphi_3 = 0,17$

$a$ -taranglash roligi qayishqoq vtulkasini bikrligini uning radiusini o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari,  $b$ -taranglash roligi qayishqoq vtulkasi bikrligini zanjir bilan rolikni orasidagi ishqalanish koeffitsiyentiga bog'liqlik grafiklari.

### 3. MEXANIZMLARNI KINETOSTATIK HISOBI

#### 3.1. Muvozanat turlari

Mexanizmning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchla-rini aniqlash kinetostatik hisoblash masalasiga kiradi. Reaksiya kuchlarini aniqlashda mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar, jumladan, inersiya kuchlari hisobga olinadi. Kinetostatik hisob Dalamber usuliga va ajratish prinsipiga asoslangandir. Unga asosan sistemani tinch yoki harakatini saqlagan holda, ba'zi bog'lanishlarni (kinematik juftlardagi) tashlab yuborib (ajratib), ularga tegishli reaksiya kuchlarini qo'yish mumkin.

Dalamber usuliga asosan, ta'sir qiluvchi kuchlar (inertsiya kuchini ham inobatga olib) natijasida sistema (kinematik zanjir) muvozanatda bo'ladi, ya'ni:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_i + \sum_{i=1}^n \bar{F}_u + \sum_{i=1}^n \bar{R}_i = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum_{i=1}^n M_0(F_i) + \sum_{i=1}^n M_0(F_u) + \sum_{i=1}^n M_0(R_i) = 0 \quad (3.2)$$

bu yerda  $F_i$  – sistemaga ta'sir qiluvchi kuchlar;  $F_u$  – inersiya kuchlari;  $\bar{R}_i$  - bog'lanishlardagi (kinematik juftlardagi) reaksiya kuchlari;  $M_0(F_i)$ ,  $M_0(F_u)$ ,  $M_0(R_i)$  - tegishli kuchlarning momentlari.

(3.1) va (3.2) ifodalarda asosan reaksiya kuchlari va ularning momentlari noma'lum bo'lib, ularni aniqlanishi talab qilinadi.

Richagli mexanizmlarning kinetostatik hisoblashda ularni tashkil etuvchi birlamchi  $I$  sinf, 1-tartibli mexanizmni va tegishli Assur guruhlarini hisoblash maqsadga muvofiqdir. Assur guruhlarini statik aniq zanjirlar hisoblanadi.

Statik aniq sistemalarda noma'lum parametrlar soni muvozanat tenglamalari soniga teng bo'ladi. Masalan, tekis kinematik zanjirlarda bo'g'inlarning soni « $n$ »ta bo'lsa, muvozanat tenglamalarining soni  $3p$ , ya'ni:

$$\sum X = 0, \quad \sum Y = 0, \quad \sum M = 0 \quad (3.3)$$

Quyi kinematik juftlar soni  $P_V$ , noma'lum reaksiyalar soni  $2P_V - V$  sinf kinematik juftda reaksiya kuchi ikkita noma'lumga ega bo'ladi. Bunda  $2P_V = 3n$  kinematik zanjirning statik aniqlik sharti

hisoblanadi. Yoki  $P_V = \frac{3}{2}n$  -Assur guruhining tuzilish tenglamasidir. Demak, Assur guruhlari statik aniq kinematik zanjir hisoblanadi.

### 3.1.1. Mexanizm kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini topish

Buning uchun mexanizmni Assur guruhlariga ajratish kerak. *I* sinf, *II*-tartibli Assur guruhining 1-turi kinetostatik hisobini ko‘rib chiqamiz. Tortgichlardagi kuchlari  $F_2, F_3, M_2, M_3$  – bo‘g‘inlarga ta’sir etuvchi kuch va momentlar.

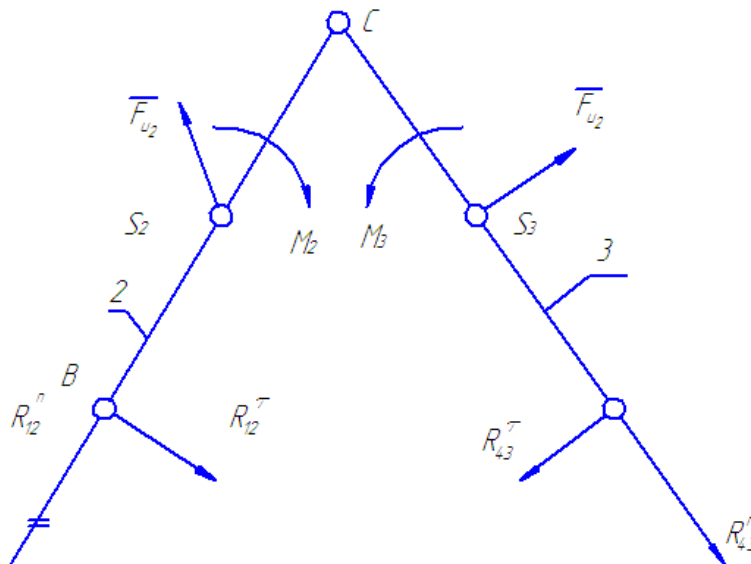
Tanlangan  $\mu_e$  masshtabda 3.1-rasmda. Assur guruhi chizilgan ( $R_{12}^n, R_{12}^t, R_{43}^n, R_{43}^t$  -noma’lum reaksiya kuchlari).

*BCD* kinematik zanjir muvozanatda bo‘lgani uchun unga ta’sir qiluvchi barcha kuchlar vektorlarining yig‘indisi nolga teng bo‘ladi.

Assur guruhining muvozanat tenglamasi quyidagicha ifodalanadi:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{43}^t + \bar{R}_{43}^n = 0 \quad (3.4)$$

Bu yerda,  $\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t, \quad \bar{R}_{43} = \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^t.$



3.1-rasm. Assur guruhiga ta’sir etuvchi kuchlar.

(3.1) tenglamaning yechimi yo‘q, chunki noma’lumlar soni to‘rtta. Shuning uchun *S* nuqtaga nisbatan 2-bo‘g‘inning kuchlaridan moment tenglamasini tuzamiz.



$$\left( \sum_{i=1}^n M_C \right)_2 = R'_{12} \cdot l_{BC} - F_2 h_{F_2} \mu_1 - M_2 = 0 \quad (3.5)$$

Tenglamadan: 
$$R'_{12} = \frac{F_2 h_{F_2} \mu_1 + M_2}{l_{BC}} \quad (3.6)$$

bu yerda  $l_{VS} - BC$  bo'g'inning uzunligi;  $h_{F_2} - F$  kuchi momentining yelkasi.

Xuddi shuningdek, 3 – bo'g'in kuchlaridan  $S$  nuqtaga nisbatan moment tenglamasini tuzamiz:

$$\left( \sum_{i=1}^n M_C \right)_3 = -R'_{43} \cdot l_{CD} + F_3 h_{F_3} \mu_1 + M_3 = 0 \quad (3.7)$$

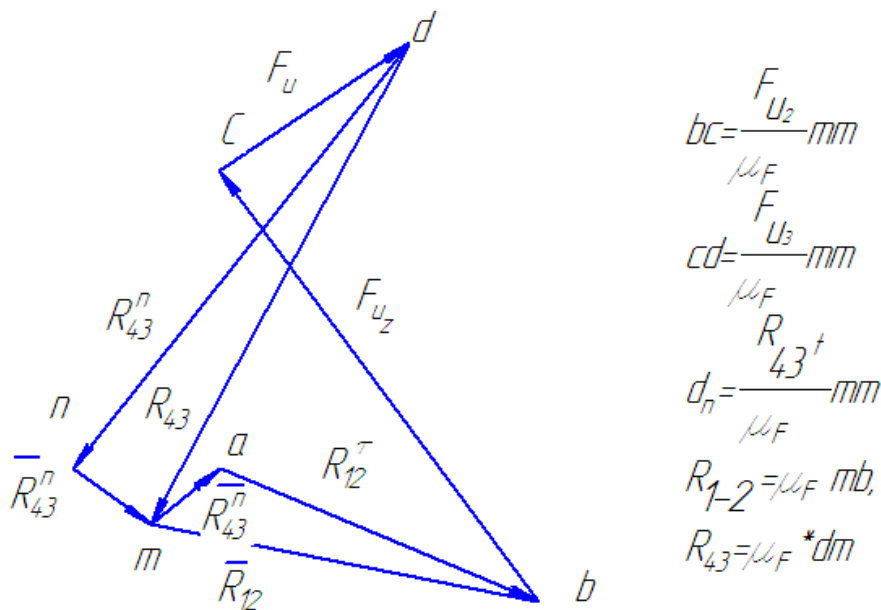
$$R'_{43} = \frac{F_3 h_{F_3} \mu_1 + M_3}{l_{CD}} \quad (3.8)$$

bu yerda  $l_{CD} - 3$ -bo'g'in (tortgich) uzunligi;  
 $h_{F_3} - F_3$  kuchi momentining yelkasi.

Assur guruhi uchun (3.6.) ifoda asosida kuch ko'pburchagini (kuchlar rejasini) quramiz. Sistema muvozanatda bo'lgani uchun ko'pburchak yopiq bo'lishi kerak. (3.3.-rasm). Kuchlar masshtabini aniqlaymiz

$$\mu_F = \frac{R'_{12}}{ab}, \frac{H}{MM} \quad (3.9)$$

Bu yerda  $R'_{12} -$  kuchning haqiqiy qiymati;  $ab -$  chizmadagi qiymati.



3.2-rasm. Kuch ko'pburchagi

Barcha ma'lum kuchlarni chizmada belgilaganimizdan so'ng, noma'lum  $R_{43}^n$  va  $R_{12}^n$  larni yo'nalishlarini nazarga olib,  $a$  va  $p$  nuqtalardan chiziqlar o'tkazib kesishgan  $t$  nuqta aniqlanadi.

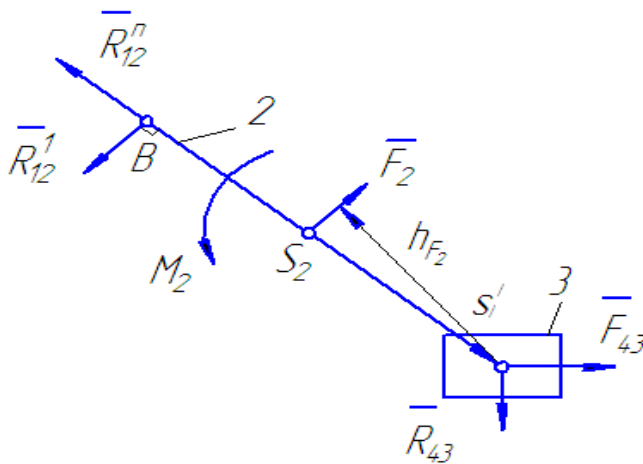
$$\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}, \quad \bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34} \quad (3.10)$$

Berilgan I sinf 2-tartibli (2 ta tortgichli) birinchi tur Assur guruhining S nuqtasidagi (V sinf kinematik juftdagi)  $\bar{R}_{23}$ , yoki  $R_{32}$  reaksiya kuchlari alohida 2 yoki 3 bo'g'inlarning muvozanat shartlari asosida kuch ko'pburchaklari qurib topiladi.

$$\bar{F}_{43} + \bar{R}'_{43} + \bar{R}^n_{43} = 0 \quad (3.11)$$

### 3.1.2. Birinchi sinf 2-tartibli Assur guruhining 2-turi kinetostatik hisobi

Berilgan kinematik zanjirni  $\mu_1$  masshtabida chizib ta'sir qiluvchi barcha kuchlar qo'yiladi (3.3-rasm).



$F_{u_2}, F_{u_3}, M_{u_2}$ , – inersiya kuchlari va momenti

$R_{12}^n, R'_{12} - R_{43}$  – noma'lum reaksiya kuchlari

**3.3-rasm. Ta'sir qiluvchi kuchlar sxemasi.**

Assur guruhi uchun kuchlarning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}'_{12} + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{43} = 0 \quad (3.12)$$

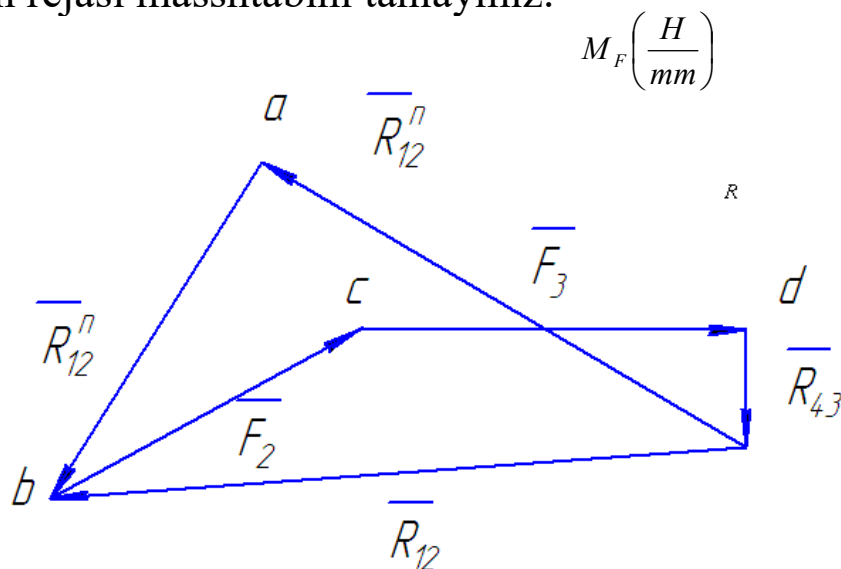
(3.10) tenglamani yechimi yo'q; chunki noma'lumlar soni uchta. S nuqtaga nisbatan kuch momentlari tenglamasini tuzamiz:

$$\sum_{i=1}^n M_C = R'_{12} \cdot l_{BC} + M_2 + F_{u_2} h_{F_2} \mu_e = 0 \quad (3.13)$$

yoki

$$\bar{R}_{12}^t = \frac{-M_2 + F_2 h_{F_2} \mu_e}{l_{BC}} \quad (3.14)$$

Assur guruhi kuch ko'purchagini quramiz (3.4-rasm). Buning uchun kuch rejasi masshtabini tanlaymiz.



**3.4-rasm. Kuch ko'purchagi.**

$$\mu_F = \frac{R_{12}^t}{ab}, \frac{H}{mm}$$

Rejadagi kesmalari hisoblanadi:

$$bc = \frac{F_{u_2}}{\mu_F}, mm$$

$$cd = \frac{F_{u_3}}{\mu_F} \quad (3.14)$$

Kuch rejasidan:

$$\left. \begin{aligned} R_{12} &= \mu_F \cdot bc \\ R_{43} &= \mu_F \cdot cd \end{aligned} \right\}$$

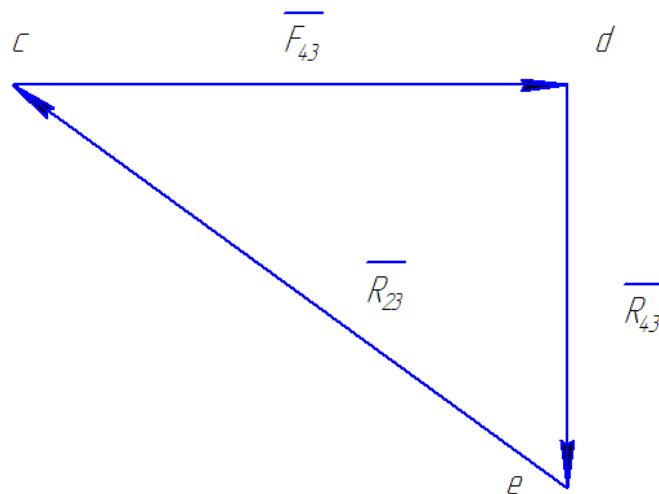
$$(3.15)$$

Shatunning  $V$  nuqtasi reaksiya kuchi  $\bar{F}_{12}$  ni va 4-tayanchni sudralgichga S ga reaksiya kuchi  $R_{43}$  aniqlandi. S nuqtadagi  $V$  sinf aylanma kinematik juft bog'lanishni ajratib, 2 yoki 3 bo'g'inlarni muvozanat tenglamalarini tuzib, kuch ko'purchaklarini qurib,  $R_{32}$  yoki  $R_{23}$  larni topishimiz mumkin. Aytaylik, sudralgich uchun muvozanat tenglamasi

$$\bar{R}_{23} + \bar{R}_{43} + \bar{F}_{u_3} = 0 \quad (3.16)$$

$\mu_F$  masshtabda kuch ko'purchagini quramiz (3.5-rasm).

$$M_F \left( \frac{H}{mm} \right)$$



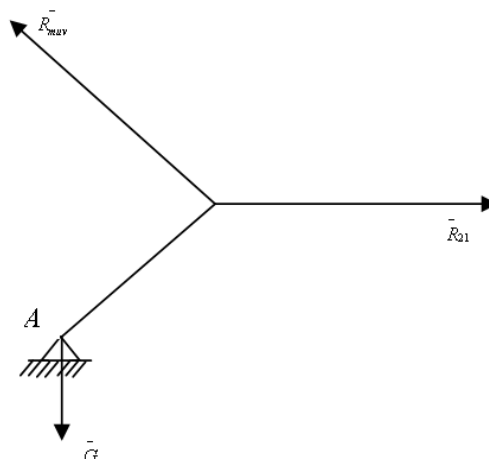
3.5-rasm.  $\vec{R}_{43}$  Kuchni aniqlash kuch ko'pburchagi.

$$R_{23} = \mu_F \cdot ce$$

Yuqorida ko'rib chiqilgan har ikkala I sinf 2-tartibli Assur guruhlarining kinetostatik hisobida, soddalashtirish maqsadida kuchlar soni kamaytirilib, chizmada 2, 3 bo'g'inlarning og'irlik kuchlari inobatga olinmadi.

### 3.2. Yetaklovchi bo'g'inning (aylangichning) kinetostatik hisobi.

Mashina va mexanizmlarda ko'p hollarda yetaklovchi bo'g'in aylanma harakat qiladi. Aylangichga bog'lanuvchi kinematik zanjirlarni kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlari yuqorida ko'rsatilganidek aniqlanadi. Bunda  $R_{21}$  va  $R_{12}$  kuchlari teng va qarama-qarshi yo'nalgan. Aylangichga  $G$  – og'irlik kuchi,  $F_{muv}$  – muvozanatlovchi kuch hamda  $R_{41}$  tayanchni reaksiya kuchi ta'sir qiladi (3.6-rasm).



3.6-rasm. Aylangichga ta'sir qiluvchi kuchlar.

Barcha kuchlarning yo‘nalishi bo‘yicha aylangichga qo‘yib hisob bajariladi.

Bunda  $R_{21}$  va  $G_1$  – berilgan kuchlar,  $R_{41}$ ,  $F_{muv}$  – noma‘lum kuchlar.

Krivoshipning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum_{i=1}^n P_i = \bar{F}_{muv} \bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{41} = 0 \quad (3.17)$$

(3.17) tenglamaning yechimi yo‘q, chunki noma‘lumlar soni ikkita.  $A$  nuqtaga nisbatan kuchlardan moment olib muvozanat tenglamasi tuziladi:

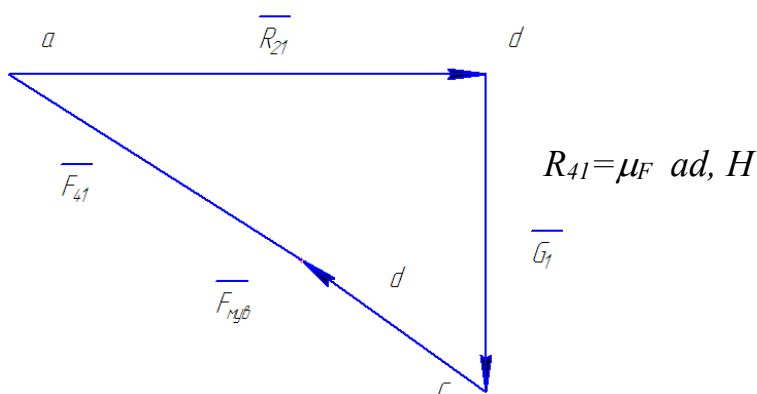
$$\sum_{i=1}^n M_A = -F_{muv} l_{AB} + R_{21} h_{21} \mu_e = 0 \quad (3.18)$$

Muvozanatlovchi kuchning qiymati topiladi:

$$F_{muv} = \frac{R_{21} h_{21} \mu_e}{l_{AB}}, H \quad (3.19)$$

Tayanch aylangichga  $R_{41}$  reaksiya kuchini aniqlash uchun kuch ko‘pburchagi quriladi (3.7-rasm). Kuch rejasi masshtabi tanlanadi.

$$\mu_F = \frac{R_{21}}{ab}, \frac{H}{mm}, \text{ bunda } cd = \frac{F_{muv}}{\mu_F}, mm, \quad bc = \frac{G_1}{\mu_F}, mm$$



3.7-rasm.  $R_{41}$  ni aniqlash kuch ko‘pburchagi.

Agarda chayqalgich o‘zgaruvchan burchak tezlik bilan harakat qilsa, qo‘shimcha inertsia kuchi momentini hisoblarda inobatga olish kerak bo‘ladi. Shuningdek, yetaklovchi bo‘g‘in ilgarilanmaytma harakat qilsa (sudralgich), muvozanat shartlari asosida

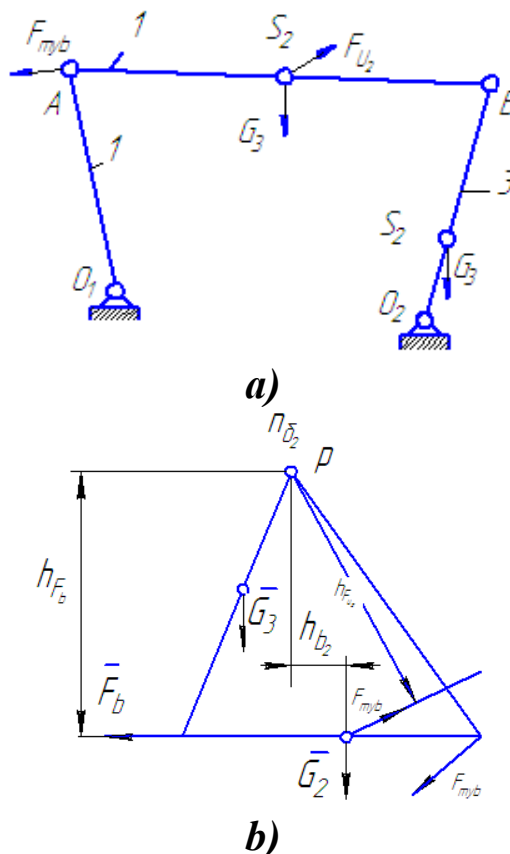
sudralgich uchun quch ko'pburchagi quriladi va noma'lum kuchlarning qiymati hamda yo'nalishlari aniqlanadi. Yuqorida keltirilgan uslubda birinchi sinf uchinchi tartibli Assur guruhlari uchun ham kinetostatik hisoblar bajariladi.

### 3.2.1. N.E.Jukovskiyning qattiq richag teoremasi.

Kuchlar orasidagi bog'lanishni N.E.Jukovskiyning yordamchi qattiq richag teoremasidan foydalanib amalga oshirish mumkin. N.E.Jukovskiy teoremasi quyidagicha ta'riflanadi:

Agar qo'zg'aluvchanlik darajasi  $W=1$  bo'lgan har qanday mexanizm bo'g'inlarining  $B_1, C_1, D_1, \dots$  nuqtalariga qo'yilgan,  $\bar{F}_B, \bar{F}_C, \bar{F}_D, \dots$  kuchlar ta'siridan muvozanatda bo'lsa, u holda shu mexanizmni  $90^\circ$  burib, tuzilgan ixtiyoriy masshtabdagi tezliklar rejasi ham o'zining  $b, c, d \dots$  nuqtalariga keltirilgan,  $\bar{F}_B, \bar{F}_C, \bar{F}_D,$  kuchlar ta'siridan muvozanatda bo'ladi.

Aytaylik, bizga aylangich-chayqalgichli mexanizm va unga ta'sir etuvchi kuchlar 3.8-rasmdagidek berilgan bo'lsin.



3.8-rasm. To'rt bo'g'inli tekis richagni mexanizm sxemasi.

Berilgan aylangich-chayqalgichli mexanizmni chizilgan holati uchun  $90^0$  ga burilgan tezliklar rejasini quramiz va nuqtalariga tegishli kuchlarni qo‘yamiz (3.8, b-rasm). Tezlik rejasini qattiq richag, deb qabul qilib, barcha kuchlardan qutbga nisbatan momentlar olib nolga tenglanadi (muvozanat sharti). Bunda, albatta, muvozanatlovchi kuch ham inobatga olinishi shart.

Teoremaning matematik ifodasi quyidagicha yoziladi:

$$\sum_{i=1}^n M_p = 0 \quad (3.20)$$

$$F_{muv} \cdot pb + G_2 h_{G2} - F_{u2} h_{F2} - G_3 h_{G3} + F_b h_{Fb} - F_{u3} h_{F3}$$

yoki

$$F_{muv} = \frac{-G_2 h_{G2} - F_{u2} h_{F2} - G_3 h_{G3} + F_b h_{Fb} - F_{u3} h_{F3}}{ab}, \quad H \quad (3.21)$$

$F_{muv}$  ning qiymati musbat bo‘lsa, uning yo‘nalishi to‘g‘ri tanlangan bo‘ladi, aks holda o‘zgartiriladi.

Ko‘rib chiqilgan har ikki usuldan foydalanib, yetaklovchi bo‘g‘inga qo‘yilgan muvozanatlovchi kuchlarni solishtirish mumkin, ularning farqi 5-10% dan oshmasligi tavsiya etiladi.

Richagli tekis mexanizmlarni kinetostatik hisobida muammoviy masalalar:

- kinetostatik hisobni analitik darajasini kamligi. Hisoblar taqribiylikini;

- kinetostatik hisobda mexanizmni faqat bir holatida amalga oshirilishi kabilar kiradi.

*Demak, tekis richagli – sharnirli mexanizmlarni kinetostatik hisoblash usullari, yetaklovchi bo‘g‘indagi muvozanatlovchi kuchni hamda kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini aniqlash metodlari, jumladan H.B.Jukovskiyni usulini qo‘llab topish magistrilar bilan ko‘rib chiqildi.*

### 3.3 Mushtumchali mexanizmni kinetostatik hisobi

Mushtumchali mexanizmlarda  $IV$  va  $V$  sinf kinematik juftlar mavjud. Mushtumchani inertsiya momenti o‘zgaruvchan bo‘ladi. Shuning uchun mushtumchali mexanizmlarning kinematik hisobini o‘ziga xos tomonlari mavjud. Oliy kinematik juft kinematik bog‘lanish orqali (kuch bilan emas) bo‘lgan hol uchun chayqatgichli

roligi bo‘lgan mushtumchali mexanizmni kinetostatik hisobini ko‘rib chiqamiz (3.3.1 a-rasm).

Bunda 3 chayqalgichning roligi 2 mushtumcha 1-profil bo‘ylab sirpanmasdan dumalaydi, deb faraz qilamiz hamda ishqalanish kuchi juda kichik, deb inobatga olmaymiz.

Mexanizmga quyidagi kuch va momentlar ta’sir qilsin:

$\bar{Q}_3$  – chayqalgichga ta’sir qiluvchi og‘irlik, texnologik, inersiya kuchlarining teng ta’sir etuvchisi;

$M_3$  – kuchlar momentlarining teng ta’sir etuvchisi;

$\bar{Q}_2$  – rolikga ta’sir qiluvchi kuch;

$\bar{Q}_1$  – mushtumchaga qo‘yilgan kuchlarning teng ta’sir etuvchisi.

Bu yerda rolikning inersiya kuchi momenti qiymati kichik deb inobatga olinmaydi. IV sinf oliy kinematik juftda 1, 2-bo‘g‘inlarning reaksiya kuchlari  $\bar{R}_{12}$ ,

$\bar{R}_{21}$   $n$  normal chiziq bo‘ylab yo‘nalgan.

### 3.3.1. Mushtimchali mexanizmlarda reaksiya kuchlari

Mushtumchani rolikka nisbatan reaksiya kuchi  $\bar{R}_{12}$  ni aniqlash uchun chayqalgich rolik sistemasini muvozanat sharti tenglamasi tuziladi, ya’ni barcha kuchlardan  $D$  sharnirga nisbatan kuch momentlari olinadi:

$$\sum_{i=1}^5 M_{Di} = -R_{12} \cdot h_{12} \mu_e + Q_2 h_2 \mu_e + Q_3 h_3 \mu_e + M_3 = 0 \quad (3.3.1)$$

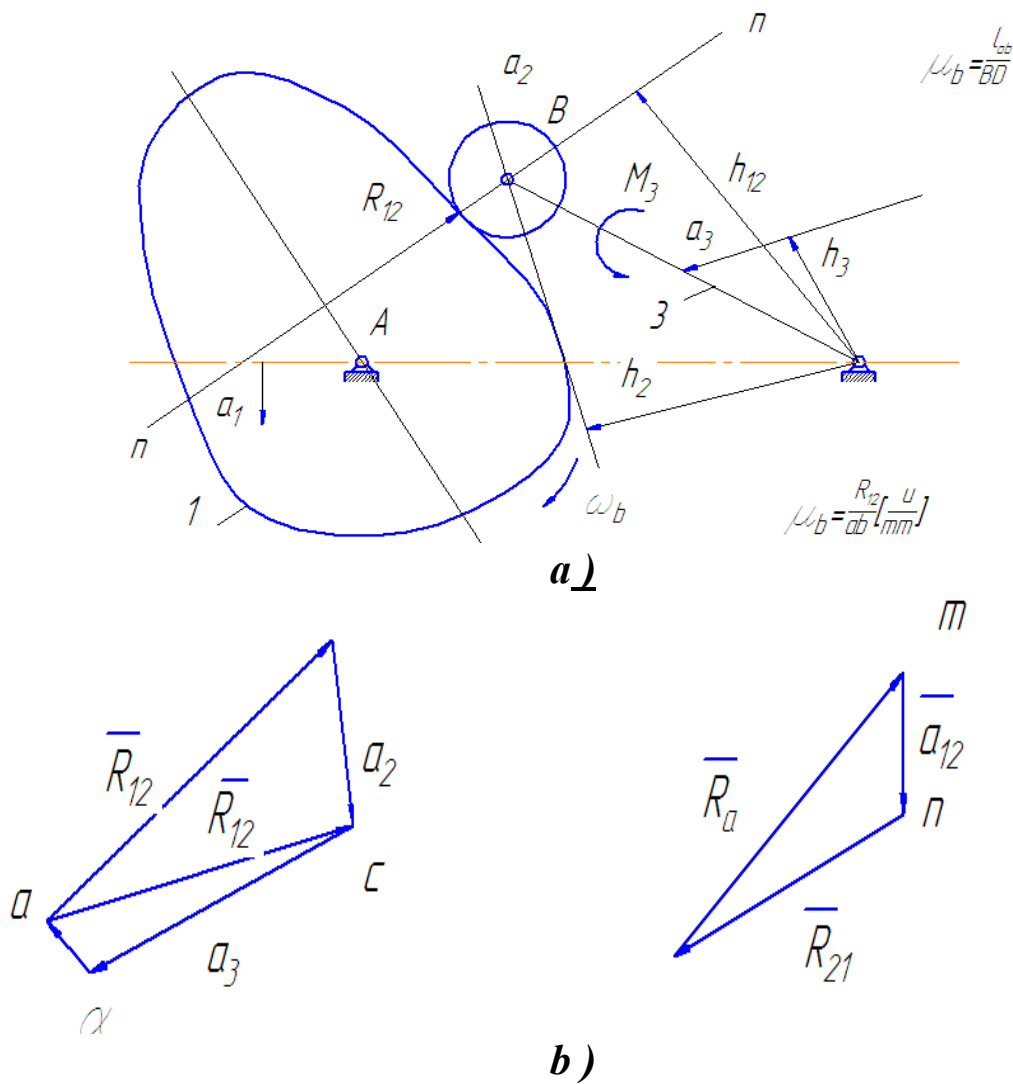
ifodadan, 
$$R_{12} = \frac{Q_2 h_2 \mu_e + Q_3 h_3 \mu_e + M_3}{\mu_e h_{12}} \quad (3.3.2)$$

Chayqalgich – rolik sistemasini uchun kuch vektori tenglamasini tuzamiz:

$$\bar{R}_{12} + \bar{Q}_2 + \bar{Q}_3 + \bar{R}_{03} = 0 \quad (3.3.3)$$

Tuzilgan (3.3.3) ifoda asosida kuch ko‘pburchagi quriladi va noma’lum  $\bar{R}_{03}$  aniqlanadi (3.3.1-rasm):





3.3.1-rasm. Mushtumchali mexanizmning kinetostatik hisobi sxemasi.

Kuch ko'purchagida (rejasida):  $\mu_F = \frac{R_{12}}{ab}$ ;

$bc = \frac{Q_2}{\mu_F}$ ;  $cd = \frac{Q_3}{\mu_F}$  qo'yiladi, so'ngra  $d$  va  $a$  nuqtalari tutashtirilib

$\bar{R}_{03}$  kuch vektori aniqlanadi.

Kuch rejasidan:

$$R_{03} = da \cdot \mu_F (H) \quad (3.3.4)$$

Chayqalgichning rolikka nisbatan reaksiya kuchini rolikni muvozanat shartidan:

$$\bar{R}_{12} + \bar{Q}_2 + \bar{R}_{32} = 0 \quad (3.3.5)$$

yoki chayqalgichni muvozanat shartini tuzib,

$$\bar{R}_{23} + \bar{R}_{03} + \bar{Q}_3 = 0 \quad (3.3.6)$$

aniqlanadi.

Kuch ko'purchagida (3.3.1-rasm)  $adc$  orqali  $R_{23}$  topiladi:

$$R_{23} = as \cdot \mu_F \quad (3.3.7)$$

Yetaklovchi bo'g'in mushtumcha uchun muvozanat sharti tenglamasini tuzib, tayanchning reaksiya kuchi  $\bar{R}_{01}$  aniqlanadi:

$$\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}, \quad \bar{R}_{01} + \bar{Q}_1 + \bar{R}_{21} = 0 \quad (3.3.8)$$

Qurilgan kuch ko'pburchagi 3.3.1-rasmda keltirilgan. Undan:

$$R_{01} = em \cdot \mu_F \quad (3.3.9)$$

Bunda teng ta'sir etuvchi  $\bar{Q}_1$  kuchi tarkibida muvozanatlovchi kuch ham e'tiborga olinishi mumkin, aks holda u yuqorida kelirilgan uslub bilan topiladi.

***Mushtumchali mexanizmlarni hisoblashda muammoviy masalalar.***

Bunga misol qilib quyidagilarni keltirish mumkin:

- hisoblashlar natijalarini taqribiyliigi;
- ko'p hollarda mushtumcha ta'sir qiluvchi markazdan qochma kuchni inobatga olinmasligi;
- mushtumchali mexanizmni keltirilgan richagli sharnirli mexanizm bilan noo'rin almashtirish kabilar kiradi.

*Mushtumchali mexanizm to'rtligi bilan tayanch orasidagi rolikli sharnirdagi hamda mushtumcha bilan tayanch orasidagi reaksiya kuchlarini topish ko'rib chiqildi, misollar asosida bilim va ko'nikmalar rasmland.*

### **3.4. Tishli g'ildirakli mexanizmlarning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash**

*Tishli g'ildirakli mexanizm uchun muvozanat tenglamasini tuzish.*

Ikkita tishli uzatmani o'z ichiga olgan tishli g'ildirakli mexanizmning kinetostatik hisobini ko'rib chiqamiz (3.4.1-rasm).

Berilgan qarshilik kuchining  $M_3$  momentini hisobga olib, 2-3 tishli juftlikdagi  $R_{2'3}$  reaksiya kuchini 3-bo'g'in uchun muvozanat tenglamasi tuzib aniqlanadi:

$$R_{2'3} = \frac{M_3}{r_3 \cos \alpha} = R_{32'} \quad (3.4.1)$$

bunda,  $\bar{R}_{2'3} = -\bar{R}_{32'}$ , bo'lib yo'nalishlari  $p_2$   $p_2$  normal chizig'ida yotadi. So'ngra  $r_2$   $-r_2'$  tishli g'ildiraklar uchun momentlar tenglamasidan:

$$R_{12} = R_{32'} \cdot \frac{r_{2'}}{r_2} \quad (3.4.2)$$

Yetaklovchi va yetaklanuvchi bo'g'inlardagi  $M_1$  va  $M_2$  momentlar orasidagi bog'lanish aniqlanadi:

$$M_1 = R_{12} \cdot r_1 \cos \alpha \quad (3.4.3)$$

yoki

$$M_1 = R_{32'} \cdot \frac{r_{2'}}{r_2} \cdot r_1 \cos \alpha \quad (3.4.4)$$

(3.4.3.) ifodani inobatga olib:

$$M_1 = \frac{r_1}{r_3} \cdot \frac{r_{2'}}{r_2} M_3 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_{2'}}{r_3} M_3 = U_{21} \cdot U_{32} \cdot M_3 = U_{31} \cdot M_3 \quad (3.4.5)$$

$$U_{31} \text{ ta'rifidan}; \quad U_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad M_1 \omega_1 = M_3 \omega_3, \quad (3.4.6)$$

ya'ni quvvatlarning tengligi kelib chiqdi. Bunda yetaklovchi tishli g'ildirakda yurgazuvchi moment  $M_1$  yo'nalishi burchak tezlik  $\omega_1$  yo'nalishi bilan bir bo'lsa, yetaklanuvchi tishli g'ildirak 3 dagi qarshilik momenti  $M_3$  ni yo'nalishi burchak tezlik  $\omega_3$  bilan qarama-qarshi tomonga yo'nalgandir.

Har bir bo'g'inning (g'ildiraklarni) kuch vektorlarini muvozanat shartini tuzib, aylanma kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari  $\bar{R}_{01}$ ,  $\bar{R}_{02}$ ,  $\bar{R}_{03}$  larni topish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} \bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} &= 0 \\ \bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{02} + \bar{R}_{32'} &= 0 \\ \bar{R}_{2'3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{03} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.4.7)$$

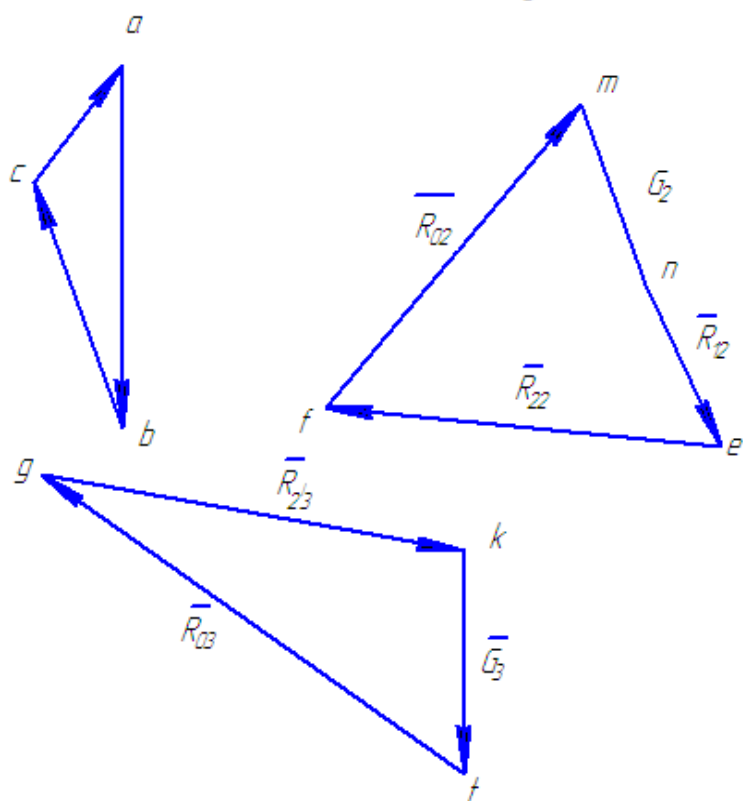
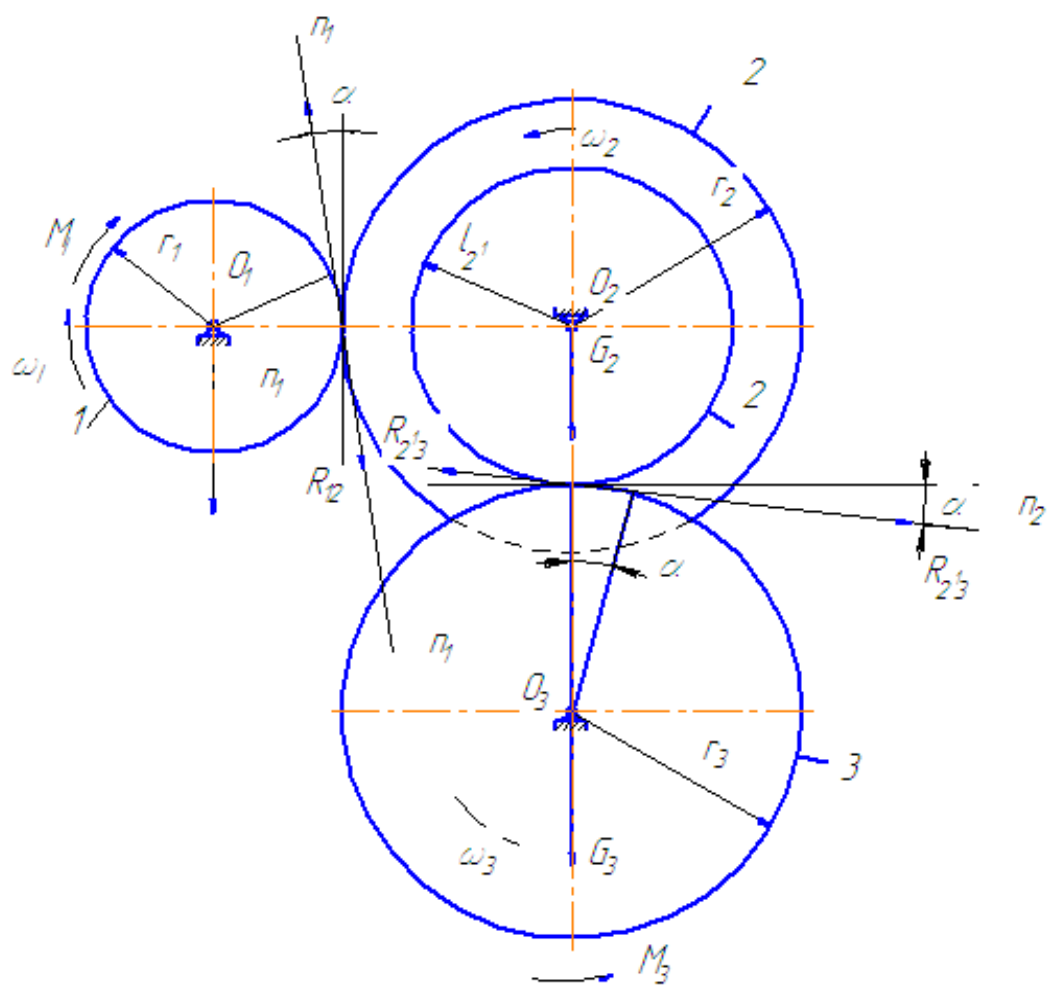
bu yerda  $\bar{G}_1$ ,  $\bar{G}_2$ ,  $\bar{G}_3$  – tishli g'ildiraklarning og'irlik kuchlari;  $\bar{R}_{01}$ ,  $\bar{R}_{02}$ ,  $\bar{R}_{03}$  – 0-1, 0-2, 0-3 – kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari.

## 2. Endi kuch ko'pburchaklarini quramiz.

3.4.1-rasmda har bir bo'g'in uchun tegishli kuch ko'pburchaklari keltirilgan:

$b$  – yetaklovchi bo'g'in uchun:

$$\mu_F = \frac{G_1}{ab}; \quad bc = \frac{R_{21}}{\mu_F}; \quad R_{01} = ca \cdot \mu_F;$$



3.4.1-rasm. Tishli g'ildirakli mexanizming kinetostatik hisobi sxemasi.

$v - 2-2^1$  bo'g'in (tishli g'ildiraklar) uchun:

$$mn = \frac{G_2}{\mu_F}; \quad ne = \frac{R_{12}}{\mu_F}; \quad ef = \frac{R_{32'}}{\mu_F}; \quad R_{or} = fm \cdot \mu_F(H).$$

$g -$  chiquvchi tishli g'ildirak uchun:

$$kt = \frac{G_3}{\mu_F}; \quad gk = \frac{R_{23}}{\mu_F}; \quad R_{03} = gt \cdot \mu_F(H).$$

Agarda tishli g'ildiraklarning og'irliklari nisbatan kichik bo'lsa (polimer materiallardan):

$$\bar{R}_{21} = \bar{R}_{10}; \quad \bar{R}_{12} = \bar{R}_{20} + \bar{R}_{23} \quad \text{va} \quad \bar{R}_{32'} = \bar{R}_{30} \quad (3.4.8)$$

Ko'rsatilgan uslubda murakkab tishli mexanizmlarni kinetostatik hisobini amalga oshirish mumkin.

*Tishli g'ildirakli mexanizmlarga oid muammoviy masalalarga misollar:*

- tishli ilashmadagi kuchlarni tashkil etuvchilar sifatida hisoblash muhimdir;

- qayishqoqlik elementini tishli g'ildiraklarni hisoblash usullarini ishlab chiqish;

- o'zgaruvchan uzatish nisbatli tishli g'ildirakli uzatmalarini hisoblash metodlarini yaratish kiradi.

*Demak, bu qismda tishli g'ildirakli mexanizmlar kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash usuli o'rganildi, har bir talabani magistrlik dissertatsiya ishi bo'yicha kinetostatik hisob masalasini yechish masalasi ko'rib chiqildi.*

### **3.5 Egiluvchan bo'g'inli kulisali mexanizmlarning (ebkm) kinetostatik hisobi**

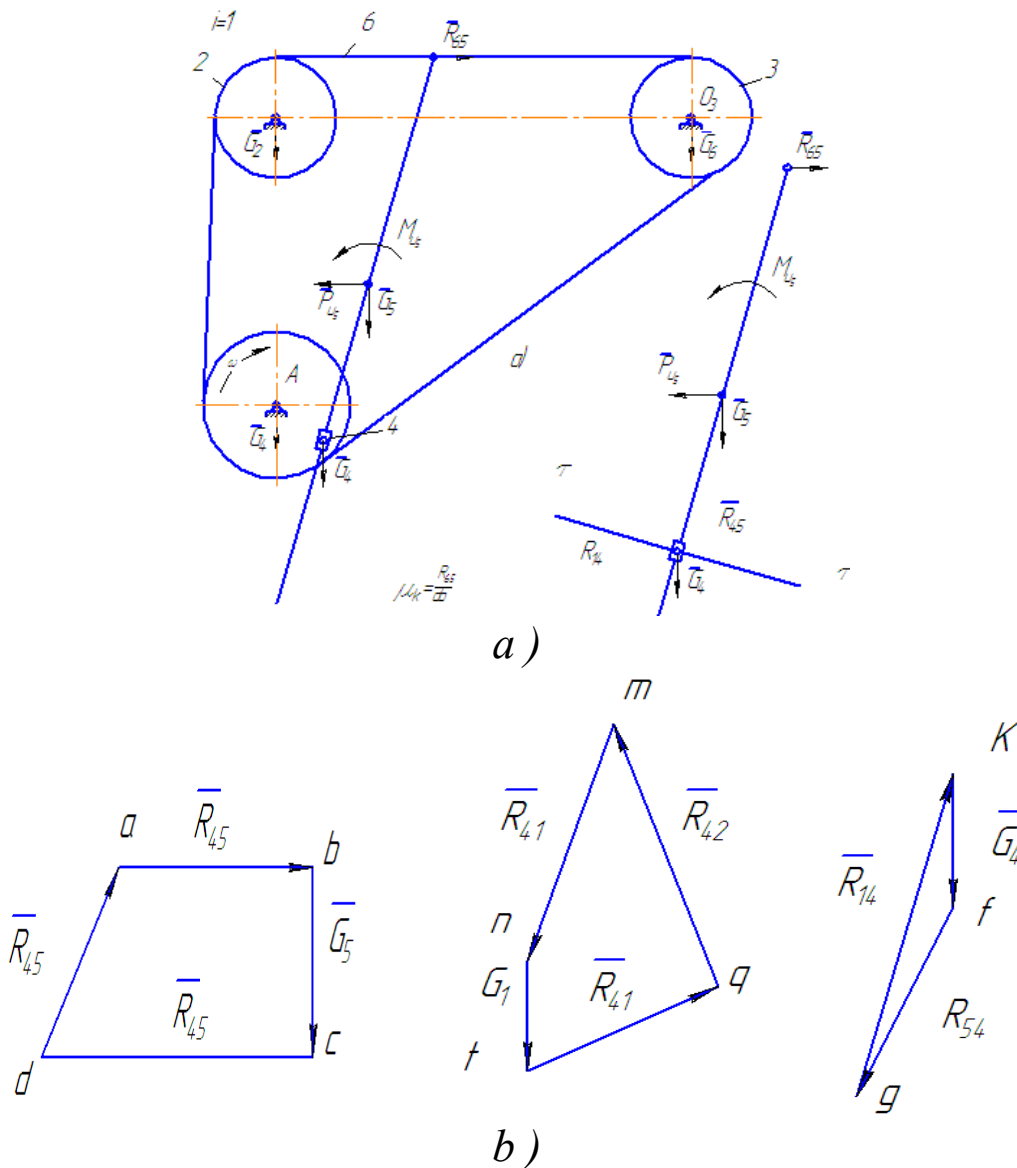
#### *Egiluvchan bo'g'inli kulisali mexanizm sxemasini tahlili*

Mashina va mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlar o'z xususiyatlari bilan turlicha bo'lishlarini yuqorida ko'rib chikdik. Ko'p vaziyatlarda, ayniqsa, texnologik mashinalarda kuchlarni aniqlash tajriba usulida amalga oshiriladi. Buning uchun turli xil sezgir o'lchagich asboblari (datchik)dan foydalaniladi. Kuchlarning qiymatlari ishlab chiqarish unumiga bog'lanadi. Lekin bu usullarda aniqlangan kuchlarning xarakteristikalarini har doim ham to'g'ri kelavermaydi. Uning sabablari ko'p: o'lchagichning sezgirlik darajasi, izlanuvchining tajribasi va bilim darajasi, qo'llaniladigan

usulning aniqligi, olingan natijalarning qayta ishlash uslublari kabilarga bog‘liq.

Hozirgi yuqori aniqlik va tezliklar davrida, texnologik jarayonlar asosida nazariy asoslangan uslublarni yaratib, kuchlarni aniqlash vaqti etib keldi.

Yana bir yechimi talab qilingan masalani ko‘rib chiqaylik. Keyingi vaqtlarda professor A. Jo‘rayev tomonidan egiluvchan bo‘g‘inli kulisali mexanizmlarning (EBKM) turkumi yaratildi. Lekin bu mexanizmlarning kinetostatik hisobini universal usullari hali tuzilgani yo‘q. Aytaylik, bizga 3.5.1-rasmda ko‘rsatilgan EBKMni kinetostatik hisobini bajarish talab qilinsin.



3.5.1-rasm. EBKM kinetostatik hisobi.

Egiluvchan bo'g'inli kulisali mexanizmning muvozanat sharti.

Dastlab asosiy bo'g'inlar bo'lgan kulisa va toshni (I sinf, 2-tartibli 2-tur Assur guruhi) ajratib, barcha ta'sir qiluvchi kuchlardan V nuqtaga nisbatan momentlar olib muvozanat shartini quramiz:

$$\sum_{i=1}^n M_{B_i} = -R_{65} \cdot h_R + M_{u5} + P_{u5} \cdot h_u + G_5 \cdot h_G = 0 \quad (3.5.1)$$

yoki

$$R_{65} = \frac{M_{u5} + P_{u5} \cdot h_u + G_5 \cdot h_G}{h_R}$$

topiladi.

***Kuch ko'pburchaklarini qurish, reaksiya kuchlarini aniqlash.***

Toshni kulisaga nisbatan (3.5.1a-rasm) reaksiya kuchi  $R_{45}$ ni aniqlash uchun kuch ko'pburchagini kulisa uchun  $M_F$  masshtabda quramiz. Buning uchun muvozanat sharti tenglamasidan foydalaniladi:

$$\sum_{i=1}^n \bar{P}_i = \bar{G}_5 + \bar{R}_{65} + \bar{P}_{45} + \bar{R}_{45} = 0 \quad (3.5.2)$$

$$bc = \frac{G_5}{\mu_F}; \quad cd = \frac{P_{45}}{\mu_F};$$

Kuch ko'pburchagidan (3.5.1a -rasm)  $R_{45}$ ni topamiz:

$$R_{45} = da \cdot \mu_F$$

Toshni alohida muvozanat shartini (3.5.1b-rasm) quramiz:

$$\sum_{i=1}^3 \bar{P}_i = \bar{G}_4 + \bar{R}_{14} + \bar{R}_{54} = 0 \quad (3.5.3)$$

$$\text{yoki, } kf = \frac{G_4}{\mu_F}; \quad fg = \frac{R_{54}}{\mu_F}; \quad R_{14} = gk \cdot \mu_F$$

1, 2, 3 bo'g'inlarning kuchga hisobi o'zaro o'xshash, shuning uchun yetaklovchi bo'g'inning hisobini keltiramiz. Dastlab egiluvchan bo'g'inning yetaklovchi shkiivga ta'siri  $R_{61}$ ni  $O_1$  nuqtaga nisbatan barcha kuchlardan moment olib, muvozanat tenglamasini quramiz:

$$\sum_{i=1}^4 M_{O_1} = R_{41} \cdot h_R + R_{61} \cdot r_1 = 0 \quad \text{yoki} \quad R_{61} = \frac{R_{41} h_R}{r_1} \quad (3.5.4)$$

Yetaklovchi shkiivga ta'sir qiluvchi kuchlar ko'pburchagini (3.5.1b-rasm) quramiz:

$$\sum_{i=1}^4 \bar{P}_i = \bar{R}_{01} + \bar{R}_{61} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{41} = 0 \quad (3.5.5)$$

bundan,  $\mu_F = \frac{R_{41}}{mn}$ ;  $nt = \frac{G_1}{\mu_F}$ ;  $tq = \frac{R_{61}}{\mu_F}$ ; bo‘ladi.

Ushbu hisob ba’zi ishlarni inobatga olinmasdan bajarildi. Lekin shkiv egiluvchan bo‘g‘in bilan bog‘liq bo‘lib, kulisa juda murakkab aylanma-tebranma harakat qilganda mexanizm kinetostatik hisobi ham murakkab bo‘ladi. Ushbu masalani yechish ochiq qoldirilmoqda. Shuningdek, EBKMni muvozanatlash massalari ham yechilishi kerak bo‘lgan masalalardandir. Buning uchun yangi yondashuvlar zarur bo‘ladi.



## 4. MASHINA VA MEXANIZMLARDA AYLANUVCHI MASALALARNI MUVOZANATLASH USULLARI

### 4.1. Muvozanatlanmagan massa dinamikasi.

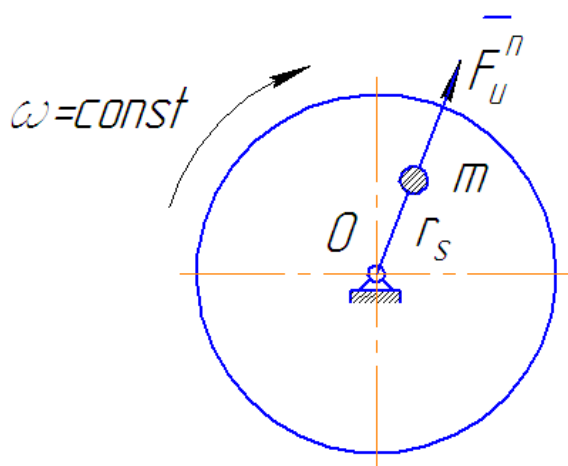
Mashina va mexanizmlar dinamikasining eng asosiy masalalaridan biri mashina va mexanizmlardagi aylanma va ilgarilanma harakatlanuvchi bo'g'inlar massalarini muvozanatlashdir. Hozirgi zamon mashina va mexanizmlarida tezlik va tezlanish katta bo'lganidan, ular tarkibidagi bo'g'inlar aylanish markazidan siljigan massalarining kinetik energiyasi va inertsiya kuchi ham katta bo'ladi. Bunda inertsiya kuchlari dinamik kuchlar deb ataladi, bu kuchlar mexanizm va mashinaning bir tekisdagi harakatini buzadi.

Misol: 4.1-rasmda muvozanatlanmagan massa ko'rsatilgan. Bunda  $r_s = 0,001m$ ,  $m = 10kg$ ,  $\omega = 300 \frac{rad}{sek}$ .

Markazdan qochma kuch:

$$F_u^n = ma_s^n = 10 \cdot 300^2 \cdot 0,001 = 900H. \quad \text{Agar} \quad \omega = 3000 \frac{rad}{sek} \quad \text{bo'lsa}$$

$$F_u^n = 90000H.$$



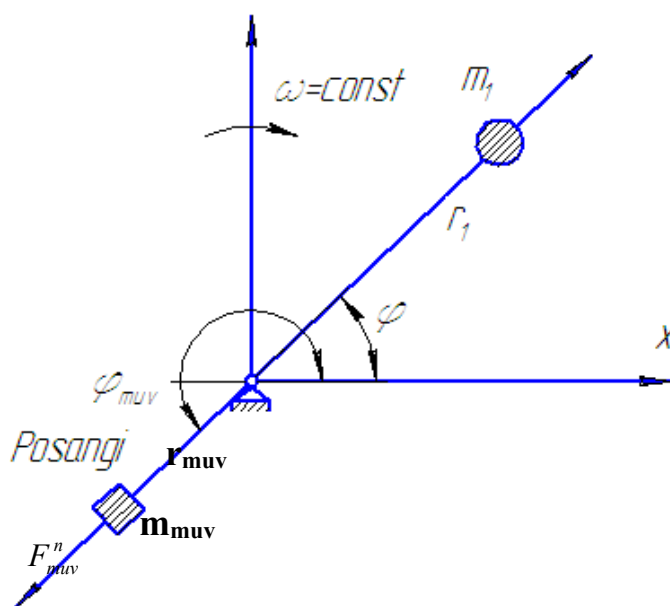
4.1-rasm. Muvozanatlanmagan m massani aylanish sxemasi.

Misoldan ko'rinib turibdiki, bo'g'inning tezligi ortishi bilan  $F_u^n$  ni qiymati ham ortib boradi. Shuning uchun m ni muvozanatlash kerak. Muvozanatlashdan ko'zda tutilgan asosiy maqsad inertsiya

kuchlari o‘zaro muvozanat holatidagi sistemaga keltiriluvchi hisobni bajarib, muvozanatlovchi massani topish kerak.

## 4.2. Bir massani muvozanatlash.

4.2-rasmda aylanuvchi bo‘g‘inni aylanish o‘qiga nisbatan muvozanatlanmagan ( $r_1$  masofada) massa  $m_1$  ni muvozanatlash talab qilinsin.



4.2-rasm.  $m$  massani muvozanatlash sxemasi.

Chizmada:  $m_1$  – aylanuvchi bo‘g‘in massasi;  $r_1$  – aylanuvchi bo‘g‘in massasining joylashgan radiusi;  $\varphi_1$  – boshlang‘ich burchak. Ushbu massani muvozanatlash uchun qarama-qarshi tomonga posonchi massa  $m_{muv}$  ma’lum radiusda qo‘yiladi. Muvozanatlovchi massaning  $m_{muv}$  ni qiymatini, joylashtirish radiusini topish kerak bo‘ladi.  $m_1$  va  $m_{muv}$  hosil qilgan inersiya kuchlari:

$$F_{u_1}^n = m_1 \omega^2 r_1, \quad F_{u_{muv}}^n = F_{u_1}^n \quad (4.3)$$

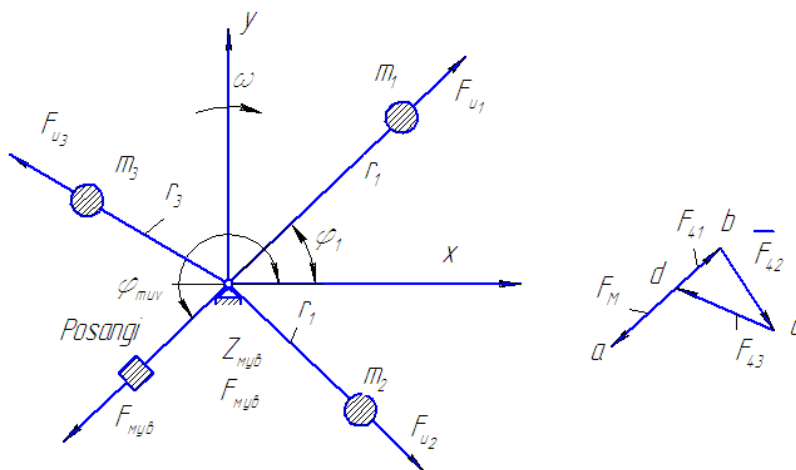
$$F_{u_{muv}}^n = m_{muv} r_{muv} \omega^2$$

yoki  $m_{muv} r_{muv} \omega^2 = m_1 \omega^2 r_1$ ,  $m_{muv} r_{muv} = m_1 r_1$

bu yerda  $m_{muv} = \frac{m_1 r_1}{r_{muv}}$  ( $r_{muv}$  tanlanadi) yoki,  $r_{muv} = \frac{m_1 r_1}{m_{muv}}$  ( $m_{muv}$  tanlanadi).

### 4.3. Bir tekislikda joylashgan uchta massani muvozanatlash.

Bir tekislikda joylashgan 3 ta massani muvozanatlash talab qilinsin. 4.4-rasmda muvozanatlanmagan massalarning joylashish sxemasi keltirilgan. Aylanuvchi bo‘g‘inning tarkibiga kiruvchi barcha massalar  $m_1, m_2, m_3, m_{\text{muv}}$  ni hosil qilgan inersiya kuchlarining yig‘indisi nolga teng bo‘lishi kerak.



4.3-rasm. Uchta massani muvozanatlash sxemasi.

Muvozanatlash sharti:

$$\sum F_{u_i}^n = 0; \quad \bar{F}_{u_1}^n + \bar{F}_{u_2}^n + \bar{F}_{u_3}^n + \bar{F}_{u_M}^n = 0 \quad (4.2)$$

$$m_1 \omega^2 \cdot \bar{r}_1 + m_2 \omega^2 \cdot \bar{r}_2 + m_3 \omega^2 \cdot \bar{r}_3 + m_M \omega^2 \cdot \bar{r}_M \quad (4.3)$$

(4.2) tenglama bo‘yicha kuch rejasini quramiz .

bu yerda  $bc = \frac{F_{u_2}^n}{\mu_F}$ ,  $cd = \frac{F_{u_3}^n}{\mu_F}$ ,  $F_{u_M}^n = \mu_F d_a$  bo‘ladi

yoki,

$$F_{u_M}^n = m_M \omega^2 r_M \quad (4.5)$$

(4.5) ifodadan massa  $m_M$  ni tanlab,  $r_M$  radius aniqlanadi:

$r_M = \frac{F_{u_M}^n}{m_M \omega^2}$  yoki aksincha  $r_4$  tanlanib  $m_4$  aniqlanadi. Faqat inersiya

kuchlari muvozanatlangansa, bunday muvozanatlash statik muvozanatlash deb ataladi. Statik muvozanatlashda sistema massalari markazi aylanish o‘qidan surilgan bo‘ladi. Buni quyidagi ifodada ko‘rsa bo‘ladi:

$$r_s = \frac{m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_M \bar{r}_{muv}}{m_1 + m_2 + m_3 + m_{muv}} \quad (4.6)$$

Agar  $r_s = 0$  bo'lsa, u holda koordinata markazida yotadi.

#### Sistemalarni dinamik muvozanatlash.

Dinamik muvozanatda aylanuvchi sistema massalarining to'la muvozanatda bo'lishi talab qilinadi. Buning uchun barcha inersiya kuchlarining yig'indisi bilan birga, inersiya kuchlarining statik momentlari yig'indisi ham nolga teng bo'lishi kerak.

Shunday deb qabul qilamiz:

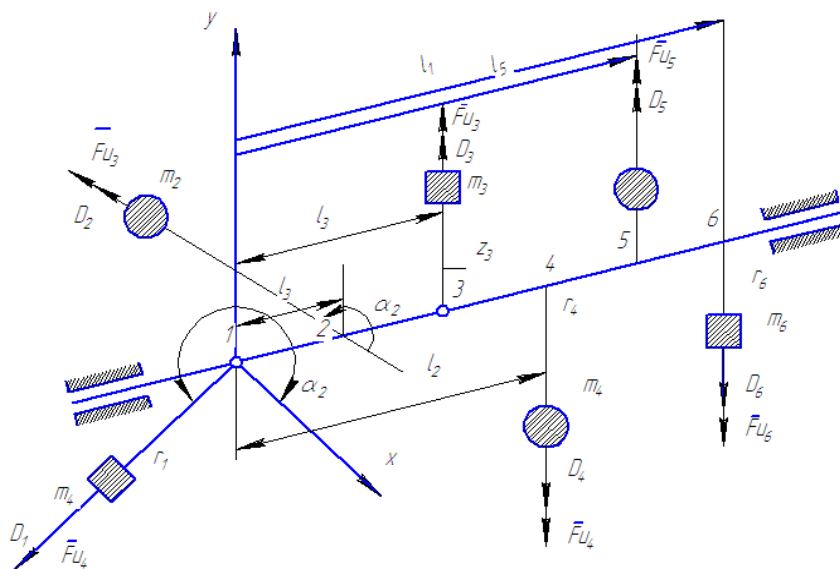
$$\bar{D}_3 = -\bar{D}_6, \quad D_{3x} = -D_{6x}, \quad D_{3y} = -D_{6y}.$$

To'la muvozanatlash sharti:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_{u_i} = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_{u_i} = 0 \quad (4.7)$$

### 4.4 Aylanish o'qiga tik bo'lgan tekislikda yotgan uchta massani muvozanatlash

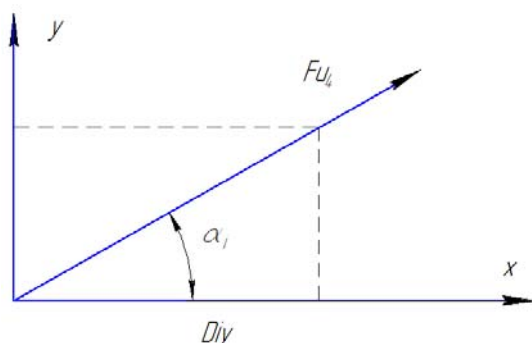
Muvozanatlashning umumiy ko'rinishini ko'rib chiqamiz. Aylanish o'qida joylashgan uchta massani statik va dinamik muvozanatlash talab qilinsin. Buning uchun quyidagilar berilgan bo'lsin (4.4-rasm):  $m_2, m_4, m_5$  – yuklarning massalari;  $r_2, r_4, r_5$  – joylashtirish radiuslari;  $\alpha_2, \alpha_4, \alpha_5$  – burchaklar,  $l_2, l_4, l_5$  – yuklarning (massalarni) yelkalari.



4.4-rasm. Fazodagi muvozanatlanmagan massalarni muvozanatlash sxemasi.

Berilgan sistemani  $m_1, m_3, m_6$  massalar yordamida muvozanatlash talab qilinadi.

Disbalansdagi cheklanish



$$F_{u_i} = m_i \omega^2 \cdot r_i$$

$$D_i = m_i r_i \text{ (disbalans)}$$

Disbalans vektor bo‘lib, kuch bo‘ylab yo‘naladi.

Biz quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$D_{ix} = D_i \cos \alpha_1, \quad D_{iy} = D_i \sin \alpha_1 \quad (4.8)$$

Pifagor teoremasi bo‘yicha

$$D_i = \sqrt{D_{ix}^2 + D_{iy}^2}, \quad \cos \alpha_1 = \frac{D_{ix}}{D_i}, \quad \sin \alpha_1 = \frac{D_{iy}}{D_i} \quad (4.9)$$

Masalani yechishga o‘tamiz.

#### 4.4. Sistemani statik muvozanatlash sharti

Sistema  $m$  massa bo‘yicha muvozanatlanadi. Statik muvozanatlash sharti:

$$\bar{F}_{u_1} + \bar{F}_{u_2} + \bar{F}_{u_4} + \bar{F}_{u_5} = 0 \text{ yoki } \bar{D}_1 + \bar{D}_2 + \bar{D}_4 + \bar{D}_5 = 0, \quad (4.10)$$

$D_1 = m_1 r_1$  inobatga olsak,  $m_1 = \frac{D_1}{r_1}$  ( $r_1$  – tanlanadi).

#### 4.5. Dinamik muvozanatlash sharti

$m_1, m_3, m_6$  massalar XOY tekisligiga keltirilganda momentlar hosil bo‘ladi. Ular disbalans orqali X va Y o‘qlarga nisbatan aniqlanadi:

$$D_{2_x} l_2 + D_{3_x} l_3 + D_{5_x} l_5 + D_{6_x} l_6 = 0$$

$$- D_{3_x} l_6$$

$$D_{2_y} l_2 + D_{3_y} l_3 + D_{5_y} l_5 + D_{6_y} l_6 = 0 \rightarrow$$

$$D_{3_y} l_6$$

$$\rightarrow D_{3_x} = \frac{-(D_{2_x} l_2 + D_{4_x} l_4 + D_{5_x} l_5)}{l_3 - l_6} = \frac{(D_{2_x} l_2 + D_{4_x} l_4 + D_{5_x} l_5)}{l_6 - l_5}$$

$$\rightarrow D_{34} = \frac{(D_{2y} l_2 + D_{4y} l_y + D_{5y} l_5)}{l_6 - l_3} \quad (4.11)$$

(4.11) dan:  $D_3 = \sqrt{D_{3x}^2 + D_{3y}^2}$ ,  $r_3 = \frac{D_3}{m_3}$  ( $m_3$  – tanlanadi)

yo‘naltiruvchi burchaklar quyidagicha aniqlanadi:

$$\cos \alpha_3 = \frac{D_{3x}}{D} \quad \sin \alpha_3 = \frac{D_{3y}}{D}$$

$m_3$  va  $m_6$  massalar joylashtirishdan so‘ng sistema dinamik muvozanatda bo‘ladi. Bunda sistemaning statik muvozanat holati ham saqlanib qoladi. Agar sistema statik va dinamik muvozanatda bo‘lsa, bu holat to‘liq muvozanat deb ataladi.

Masalalarni muvozanatlash bo‘yicha muammoviy masalalar.

Quyidagilarni misol qilib keltirish mumkin:

- qayishqoq elementli aylanuvchi vallardagi masalalarni muvozanatlash uslubini ishlab chiqish;
- o‘zgaruvchan burchak tezlik bilan aylanuvchi masalalarni muvozanatlash uslubini ishlab chiqish;
- ketma-ket va paralel ulangan vallardagi masalalarni muvozanatlash uslubini ishlab chiqish va boshqalar.

*Yuqorida keltirilgan mavzu bo‘yicha magistratura talabalarida massalarni muvozanatlash uslublarini o‘rganish bo‘yicha tajriba, ko‘nikma va bilimlar rasmlanadi.*

## 5. MEXANIZM VA MASHINALARDA ISHQALANISH VA YEDIRILISH

### Mashina va mexanizmlarda ishqalanish sabablari.

Mashina va mexanizmlarning ishlash jarayonida yuritgichlar tomonidan sarf bo'ladigan mexanik energiyaning barchasi foydali ishni bajarish uchun sarf bo'lmaydi. Bu energiyaning bir qismi mashina va mexanizmlar elementlaridagi ishqalanishni yengish uchun sarf bo'ladi. Umuman, ishqalanish deganimizda o'zaro nisbiy harakat qiluvchi bo'g'inlar harakatiga qarshilik qiluvchi hodisa tushuniladi. Jahonda yiliga, umuman, barcha energetika manbasining 33 foizga yaqini ishqalanish bilan bog'liq bo'lgan foydasiz ishga sarf bo'ladi. Shuning uchun sarf bo'layotgan ushbu isrofni, ya'ni ishqalanishni kamaytirish yo'llarini topish zarur. Ishlab chiqarish rivojlangan sari mashina va mexanizmlarning ishlash tezligi ortmoqda. Shuning uchun ishqalanish tufayli hosil bo'ladigan detallarni yeyilishini kamaytirish dolzarb muammo bo'lib kelmoqda. Muammoning yetarlicha hal bo'lishi texnologik mashina va mexanizmlarning foydali ish koeffitsiyentini (F.I.K.) va ish unumini ortishiga olib keladi.

Ushbu bobda ishqalanish turlari, xususiyatlari, ularni hisoblash uslublari, yeyilishini aniqlash hisoblarini, mashina va mexanizmlarning FIKlarini aniqlash yo'llari bilan tanishib chiqamiz.

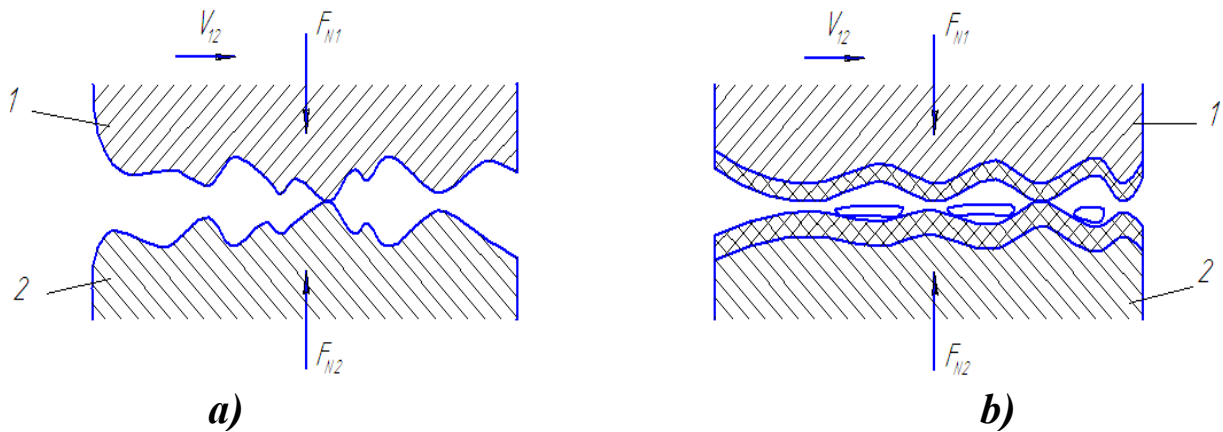
### 5.1 Ishqalanish turlari va xususiyatlari

Ishqalanish hodisasining fizik asoslarini tadqiq etishda tashqi va ichki ishqalanishlar farq qilinadi. Tashqi ishqalanish deb yuzalarining urinish zonasida ikki jism orasida vujudga keladigan va energiyaning kamayishi bilan kechuvchi nisbiy harakatga bo'lgan qarshilikka aytiladi. Ichki ishqalanish deb, qattiq, suyuq va gazsimon jismlar deformatsiyalanganda ularda yuz beradigan hamda mexanik energiyaning qaytmas tarzda bo'lishiga olib keladigan jarayonlarga aytiladi. Tashqi kuch ta'sirida bir jism boshqa bir jism yuzasi bo'ylab surilganida yuzaga keladigan va ushbu jismlar oralig'idagi umumiy chegaraga tangensial yo'nalgan qarshilik kuchi

ishqalanish kuchi deyiladi. Ishqalanish kuchlarini va yeyilish tezligini kamaytirish uchun ishqalanuvchi yuzalarga kiritilgan material moylovchi material deyiladi. Ishqalanuvchi yuzaga moylovchi materialni surtish moylash deb ataladi; moylovchi material ta'sirida ikki yuza orasidagi ishqalanish kuchining va (yoki) yeyilish tezligining kamayishi moylanish deyiladi.

Ishqalanuvchi yuzalarning holatiga ko'ra ishqalanish ikki xil bo'ladi: *moylovchi materialsiz ishqalanish* (kuruqlayin ishqalanish) va *moylovchi material orqali ishqalanish*.

Moylovchi materialsiz ishqalanish deb, qattiq jismlar *1* va *2* ishqalanuvchi yuzalari orasida hech qanday moylovchi modda bo'lmagandagi ishqalanishga aytiladi.



**5.1-rasm. Ikki sirtni o'zaro ishqalanish sxemasi.**

*1* va *2* qattiq jismlarni ishqalanish yuzalarida moylovchi material bo'lgandagi ishqalanish moylovchi material bilan ishqalanish, deb ataladi (5.1b-rasm).

Moylashning quyidagi turlari mavjud: qattiq moy bilan moylash, bunda ishqalanuvchi detallar *1* va *2* ning yuzalarini bir-biridan ular orasiga kiritilgan qattiq moylovchi material ajratib turadi (5.2a-rasm.); suyuq moy bilan moylash, bunda detallar *1* va *2* ning ishqalanuvchi yuzalari ular orasiga kiritilgan suyuq moylovchi material tufayli bir-biridan ajralib turadi (5.2g, v-rasm); gazsimon moy bilan moylash-bunda detallar *1* va *2* orasiga kiritilgan gazsimon moylovchi material ularning yuzalarini bir-biridan ajratib turadi (5.2 b-rasm); yarim suyuq moy bilan moylash, bunda detallar qisman suyuq moy bilan moylanadi (5.2g-rasm); chegaraviy

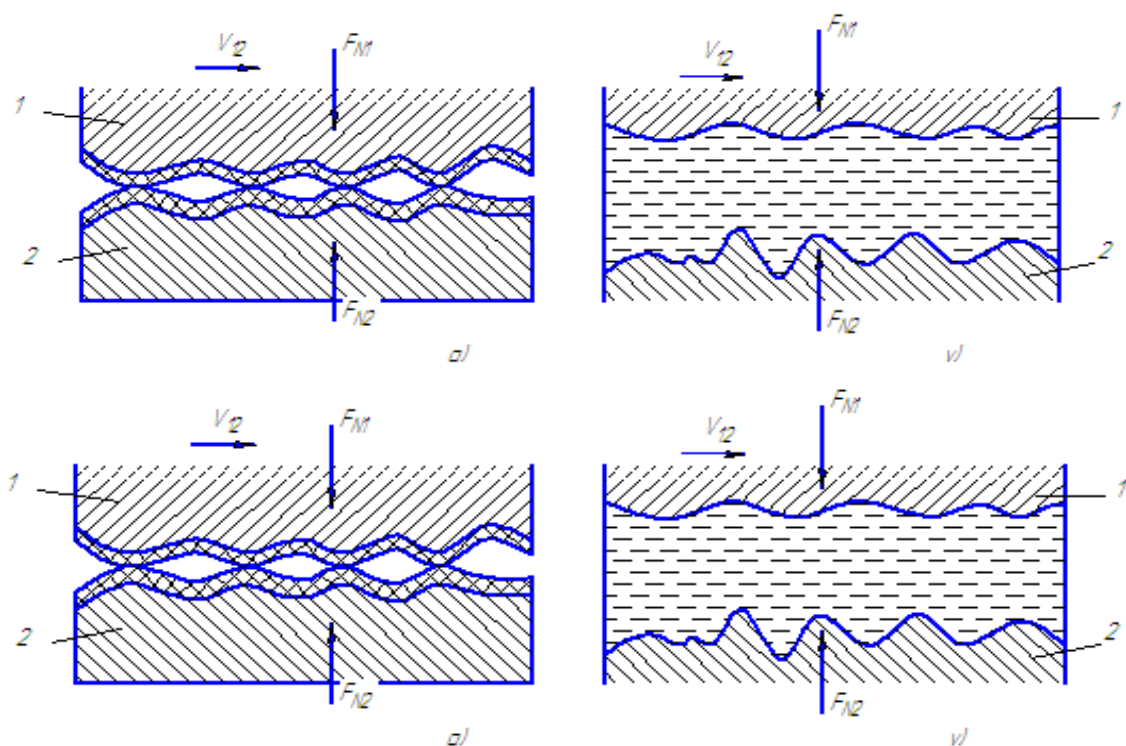


moylash, bunda bir-biriga nisbatan harakatlanuvchi yuzalar orasidagi ishqalanish va ularning yeyilishi yuzalar xususiyatiga hamda moylovchi materialning hajmiy xossalaridan farq qiladigan xossalariga bog‘liq bo‘ladi (5.2 g-rasm). Oraliq qatlam 1 friksion juftlikning asosiy materiallari 5 orasidagi uchinchi jism hisoblanadi.

U shimilgan (adsorblangan) qatlam 2 dan, oksidlar yoki boshqa kimyoviy birikmalar pardasi 3dan va asosiy materialning buzilgan qatlami 4dan tashkil topadi. Suyuqlikning qalinligi  $0,1 \text{ mkm}$  bo‘lganda uning xossasi hajmdagi xossalardan farq qiladi. Moylashni quyidagi turlari ham bor: gidrostatik (gazostatik), bunda bir-biriga nisbatan harakatda yoki tinch holatda bo‘lgan detallar yuzalarining to‘la ajralishi ishqalanuvchi yuzalari orasidagi tirqishga tashqi bosim ta’sirida suyuqlik (gaz) berilishi natijasida amalga oshadi; gidrodinamik (gazodinamik), bunda ishqalanuvchi yuzalar to‘la ajralishini ular bir-biriga nisbatan harakatlenganda suyuqlik qatlamida o‘z-o‘zidan paydo bo‘ladigan bosim ta’minlaydi; elastogidrodinamik, bunda ikki yuza orasidagi ishqalanish xususiyati va suyuq moylovchi material pardasining qalinligi jismlar materialining elastik xosslariga hamda ishqalanishda ishtirok etuvchi materiallar zo‘riqishining o‘z-o‘zidan kamayishiga, ularning yeyiluvchanligiga, qoldiq elasikligiga va qaytmas qoldiq deformatsiyalanishiga bog‘liqdir.

Harakatdagi ishqalanishdan oldin jismlar tinch holatdagi ishqalanishi, ya’ni ikki jismning dastlabki nisbiy mikrosiljishidagi ishqalanish va ularning tinch holatdan sirpanishga o‘tishi sodir bo‘ladi. Dastlabki siljish shunday masofaga tengki, bunda tinch holatdagi ishqalanish kuchi noldan qandaydir eng yuqori qiymatigacha ortadi.

Bunday mikrosiljishlar to‘la siljishga qaraganda ancha kam, ya’ni  $0,1 \dots 1,0 \text{ mkm}$  bo‘lib, ayrim hollarda qaytmas bo‘lishi ham mumkin. Chekli qiymatidan oz bo‘lsa-da, oshib kyetishi harakat vujudga kelishiga sabab bo‘ladigan holatdagi ishqalanish kuchi tinch holatdagi eng katta ishqalanish kuchi deyiladi. Kinematik alomatlariga ko‘ra harakatdagi ishqalanishning quyidagi turlari bor: sirpanishdagi ishqalanish, dumalashdagi ishqalanish, aylanishdagi ishqalanish, dumalab sirpanishdagi ishqalanish va titrab siljishdagi ishqalanish.



**5.2-rasm. Ishqalanish sxemalari.**

Ishqalanish jarayonlari bir-biriga tegib ishlovchi jismlar materiallarining o‘zaro molekulyar ta‘sirini tashqi muhit (oksidlar, pardalar, moylar) ta‘sirini hisobga olgan baholashga imkon beruvchi nusxalarda (modellarda) o‘rnatiladi. Dastlabki ishlab chiqilgan mexanik ilashish, molekulyar tortilish, payvandlanish, qirqilish va botib kirish nazariyalari ishqalanishning eng ko‘p tarqalgan molekular-mexanik nazariyasida anchagina rivojlantirildi. Ushbu nazariyaga ko‘ra ishqalanish jarayoni jismlarning ajralish chegarasidagina emas, balki fizik-mexanik xossalari jism hajmdagi materiallar xossalari bilan farq qiladigan sirtqi qatlamlarining qandaydir hajmida ham sodir bo‘ladi. Bu hodisa sirtqi qatlamlarning deformatsiyalanishi, temperaturaning o‘zgarishi, shimilgan suv yoki gaz bug‘lari qatlamlarining paydo bo‘lishi, tashqi muhit oksidlarining, atomlarining yoki molekulalarning pardalari hosil bo‘lishi shu kabilar bilan bog‘liq.

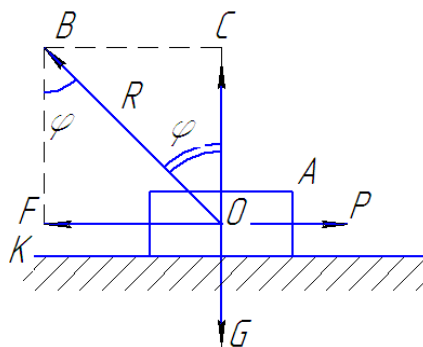
Sirpangandagi ishqalanish koeffitsiyenti  $f_n$  ning qiymati haqidagi umumiy tasavvurni bunday ishqalanishning har xil turlari uchun tajriba yo‘li bilan aniqlangan ma‘lumotlar beradi. Bu ma‘lumotlar: juda tekis va silliq yuzalarining moy oksidlar

bo'lmagandagi ishqalanishda  $0,8...6,0$  ga; oksidlangan yuzalarining ishqalanishda  $0,4...0,8$  ga; yuzada monomolekulyar moy qatlami bo'lgandagi chegaraviy ishqalanishda  $0,2...0,6$  ga; qutbiy molekulalarning multimolekular qatlami bo'lgandagi chegaraviy ishqalanishda  $0,1...0,4$  ga; qutbiy bo'lmagan molekulalar qatlami bo'lgandagi gidrodinamik ishqalanishda  $0,008...0,02$  ga; suyuq-kristall hajmiy faza bo'lgandagi gidrodinamik ishqalanishda  $0,0001...0,001$  ga teng.

## 5.2. Ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish

Ilgarilanma harakatlanuvchi kinematik juft elementlari orasidagi ishqalanish

kuchini topishga kirishamiz. Bunday juftlar hozirgi zamon mashina va mexanizmlarida juda ko'p uchraydi. Biz bundan buyon faqat quruq ishqalanish bilan tanishamiz.



5.3-rasm.  $R$  – to'la reaksiya;  $\varphi$  – ishqalanish burchagi.

$G$  og'irlikdagi  $A$  jism tekislik ustida turibdi (5.3-rasm). Jism og'irligiga teng  $N$  reaksiya borligi rasmdan ma'lum. Agar jism  $P$  kuch bilan o'ng tomonga sirg'antirilsa, uning harakatiga teskari yo'nalgan qarshilik, ya'ni ishqalanish kuchi vujudga keladi.  $F$  bilan  $N$  kuchlarni geometrik qo'shib quyidagini hosil qilamiz:

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F} \quad (5.1)$$

bu yerda,  $\bar{R}$  to'la reaksiya,  $\Delta OBK$  dan quyidagi tenglamani chiqaramiz.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\overline{OK}}{\overline{KB}} = \frac{F}{N} \quad (5.2)$$

(5.2.) formuladagi  $\frac{F}{N} = f$  – ishqalanish koeffitsiyenti;  $f$  ni hisobga olib quyidagini yozamiz:

$$\operatorname{Tg} \varphi = f \quad (5.3)$$

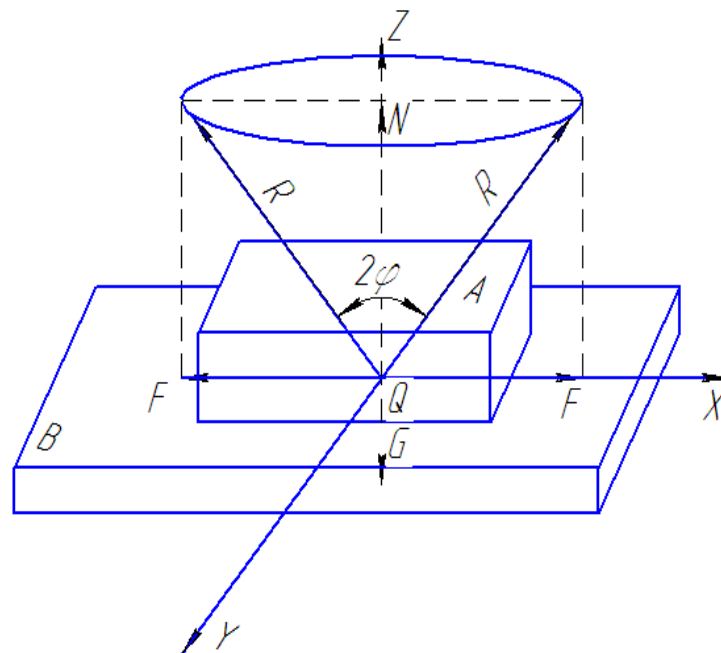
(5.3) formuladagi  $\varphi$  burchak ishqalanish burchagi, deb ataladi. 8.4-rasmda  $A$  bo‘g‘in  $B$  tekislik ustida turibdi. Tekislik ustidagi bo‘g‘inning og‘irligi  $G$ , reaksiya kuchi esa  $N$  dir. Agar biz jismni  $xx$  o‘qi bo‘ylab o‘ng tomonga sirg‘antirsak, ishqalanish kuchi chap tomonga, aks holda, ishqalanish kuchi o‘ng tomonga yo‘naladi. Ikkala holda ham to‘la reaksiya  $R$  bo‘ladi. Mulohazamizni davom ettiramiz. Agar  $A$  bo‘g‘inni  $y$  o‘qi bo‘ylab o‘zimiz tomon harakatlantirsak, ishqalanish kuchi harakat tomonga teskari yo‘naladi. Agar bo‘g‘inni yana  $y$  o‘qi bo‘ylab o‘zimizdan uzoqlashtirsak, ishqalanish kuchi  $Y$  o‘qi bo‘ylab bizga tomon yo‘naladi. Bu safar ham to‘la reaksiya  $R$  bo‘ladi.

### 5.3 Ishqalanish konusi

Mulohazani shu yo‘sinda davom ettirib,  $A$  bo‘g‘inni  $360^0$  bo‘ylab sirg‘antirsak, to‘la reaksiya ( $R$ ) fazoda  $Z$  o‘qi atrofida aylanib, yasovchisi  $R$  bo‘lgan konus chizadi (5.4-rasm). Bu konus ishqalanish konusi deb ataladi.

Ishqalanish kuchining zararli va foydali tomonlarini ko‘rsatuvchi ba’zi ma’lumotlarni eslatib o‘tish o‘quvchiga foydali. Ayrim sanoat tarmoqlari ishqalanish kuchini kamaytirish yo‘llarini topish sohasida ishlamoqda. Neft’ ishlab chiqaruvchi zavodlar ishqalanish kuchini kamaytirish uchun 1000 tonnalab har xil moy ishlab chiqaradi. Bu moylar mashina va mexanizmlardagi podshipniklar, polzunlar va bir-biriga tegib harakatlanuvchi kinematik juft elementlari orasidagi ishqalanish kuchlarini kamaytirish uchun ishlatiladi. Agar kinematik juft elementlari yaxshi moylansa, ishqalanish 8-10 marta kamayadi. Bu esa bizni qanoatlantirmaydi. Dumalab ishqalanishda ishqalanish taxminan 50 marta kamayadi. Ishqalanish kamaygan sari mashina va mexanizmlarning ishlash muddati uzayadi (ular uzoqqa chidaydigan

bo‘ladi). Ikkinchi tomondan, ishqalanish bo‘lmasa, odamlar, avtomobillar va boshqalar yura olmas, mashinalarni to‘xtatib bo‘lmas, xonalardagi asboblari o‘z joyida tura olmas edi. Shuning uchun hozirgi zamon fani ishqalanishni kamaytirish yo‘llarini ham, ishqalanishni ko‘paytirish yo‘llarini ham o‘rganib boradi.



**5.4-rasm. Ishqalanish konusi.**

Xo‘sh, ishqalanishning o‘zi nima? U qanday sodir bo‘ladi? Agar biz eng yaxshi silliqlangan yuzalarni kattalashtiruvchi asbob orqali qarajak, uning yuzasida g‘adir-budurlik borligini ko‘ramiz. Tokarlik va randalash stanoklarida ishlangan yuzadagi g‘adir-budurlik balandligi 100 mikronga (1 mikron millimetrning mingdan biri), toza ishlangan yuzalardagi g‘adir-budurlik balandligi 25 mikronga, silliqlangan yuzalardagi g‘adir-budurlik balandligi 4-5 mikronga, juda yaxshi yaltiratilganda 2 mikronga va maxsus ishlangan yuzalardagi g‘adir-budurlik balandligi esa 0,5 mikronga yetadi.

Shunday qilib, ishqalanish kuchi, ya‘ni harakatga ko‘rsatilgan qarshilik ana shu g‘adir-budurliklardan kelib chiqar ekan. Kinematik juft bo‘g‘inning nisbiy harakati vaqtida elementlardagi g‘adir-budurliklar orasidagi reaksiya kuchlari ikkiga: normal kuchlar bilan tangensial kuchlarga ajratiladi. Bulardan normal tashkil etuvchilar yig‘indisi bo‘g‘in og‘irligiga teng reaksiya kuchi bo‘lib,

tangensiallar tashkil etuvchilarning yig'indisi esa harakatga (siljishga) ko'rsatilgan qarshilik – ishqalanish kuchidir.

Hozirgi zamon fanida ishqalanishning molekular-mexanik nazariyasi bor. Bu nazariyaga ko'ra juda yaxshi ishlangan yuzalar orasida ishqalanish ko'p bo'ladi, chunki kinematik juft elementlaridagi molekularlar bir-biriga qanchalik yaqin bo'lsa, ular Nyutonning tortilish qonuniga binoan bir-biri bilan shunchalik katta kuch asosida tortishadi. Shunday qilib, tekis elementlardagi ishqalanish kuchi g'adir-budur yuzalar hisobiga bo'lsa, juda yaxshi ishlangan yuzalarda (elementlarda) molekularlarning bir-biri bilan tortilish hisobiga bo'lar ekan.

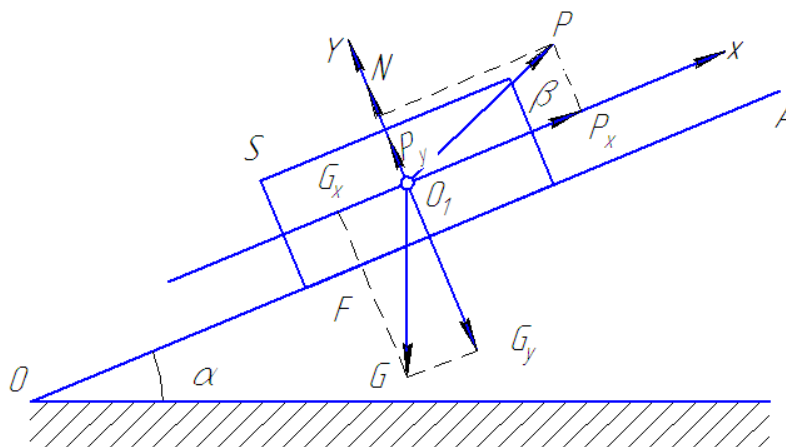
Ishqalanuvchi jismlar nima uchun qizib ketadi, degan savol tug'iladi. Kinematik juft elementlari bir-biriga nisbatan harakatda bo'lganda ulardagi molekularlar bir-biriga katta kuch bilan ta'sir qiladi. Buning oqibatida juft elementlaridagi molekularlar tebranma harakat qiladi, bu tebranma harakat bo'g'in ichidagi molekularlarni ham harakatga keltiradi. Bo'g'in ichkarisidagi molekularlarning harakati natijasida bo'g'inlar qiziy boshlaydi. Demak, ishqalanish kuchini yengish uchun ketgan ish issiqlikka aylanib, kinematik juft elementlarining qizib ketishiga sabab bo'ladi. Shuning uchun mashinalarni harakatga keltiruvchi energiyaning sarflanishi jihatidan ishqalanish zararli bo'lib, boshqa ko'pgina ishlarni bajarishda ishqalanishning ahamiyati g'oyat kattadir.

#### 5.4 Qiya tekislikdagi ishqalanish

Ilgarilanma harakatda bo'lgan kinematik juftdagi ishqalanishning umumiy holini tekshirib ko'ramiz (5.5-rasm).

Gorizontal  $OB$  tekislikka  $\alpha$  burchak hosil qilgan qiya  $OA$  tekislikda og'irligi  $G$  bo'lgan  $S$  bo'g'in turibdi.  $OA$  tekislikka  $\beta$  burchak ostida bo'g'inni harakatlantiruvchi  $R$  kuch qo'yilgan.  $S$  bo'g'in elementi bilan  $OA$  tekislik orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti ( $f$ ) berilgan; bo'g'inni o'zgarmas tezlik bilan yuqoriga sirg'antiruvchi  $P$  kuchning miqdori topilsin.  $F$  – ishqalanish kuchi.  $O_1$  nuqtani  $XOY$  Dekart sistemasining koordinatalar boshi deb qabul qilamiz. So'ngra  $P$ ,  $G$  kuchlarni  $x$  va  $y$  o'qlariga proyeksiyalab, quyidagi muvozanat shartlarini yozamiz:

$$\begin{aligned}\sum x &= P \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha - F = 0 \\ \sum y &= P \cdot \sin \beta - G \cdot \cos \alpha + N = 0\end{aligned}\quad (5.4)$$



**5.5-rasm. Qiya tekislikda yuqoriga tomon sirg'anayotgan bo'g'in.**

(5.4) tenglamalardan:

$$\begin{aligned}F &= P \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha \\ N &= G \cdot \cos \alpha - P \cdot \sin \beta\end{aligned}\quad (5.5)$$

kelib chiqadi.

Kulon - Amonton qonuniga ko'ra,  $F=f \cdot N$  ekanligini e'tiborga olib, quyidagi tenglamani yozamiz:

$$P \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha = f(G \cdot \cos \alpha - P \cdot \sin \beta) \quad (5.6)$$

$f = \operatorname{tg} \phi = \frac{\sin \phi}{\cos \phi}$  ekanligini e'tiborga olib, (8.6) tenglamani  $P$  ga

nisbatan yechib, quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$P = G \frac{\sin(\alpha + \phi)}{\cos(\phi - \beta)} \quad (5.7)$$

(5.7) formula qiya tekislikdagi  $S$  bo'g'inni o'zgarmas tezlik bilan yuqoriga sirg'antirib chiqaruvchi (harakatlantiruvchi) kuchni topish formulasidir. Bu formuladagi  $G$  ketida turgan trigonometrik ko'paytma

$f_k = \frac{\sin(\alpha + \phi)}{\cos(\phi - \beta)}$  qiya tekislikning umumiy vaziyati uchun

keltirilgan ishqalanish koeffitsiyenti deb ataladi.

(5.7) formulani bir necha vaziyat uchun quyidagicha analiz qilamiz.

1. Agarda harakatlantiruvchi  $P$  kuch  $OA$  qiya tekislikka parallel bo'lsa, u holda,  $\beta=0$  bo'ladi. Bunday vaziyat uchun (8.7) formula quyidagi ko'rinishni oladi:

$$P = G \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \quad (5.8)$$

2. Agarda  $\alpha=0$ ,  $\beta \neq 0$ . Bunday vaziyat uchun (5.7) formula quyidagi ko'rinishni oladi:

$$P = G \frac{\sin \varphi}{\cos(\varphi - \beta)} \quad (5.9)$$

3. Agar  $\alpha \neq 0$ ,  $\beta = -\beta$ . Bunday vaziyat gayka harakatiga o'xshaydi:

$$P = G \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varphi + \beta)} > P \quad (5.10)$$

4. Xususiy hol  $\alpha=0$ ,  $\beta=0$ . Bunday vaziyat uchun (5.7) formula quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$P = G \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = f \cdot G \quad (5.11)$$

5. Agar bo'g'in yuqoriga emas, aksincha, pastga tomon harakatlansa, bunday vaziyat uchun  $f$  va  $\varphi$  oldidagi belgi ham manfiy bo'ladi va (8.7) formula quyidagicha yoziladi:

$$P = G \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varphi + \beta)} \quad (5.12)$$

6.  $\beta=0$  bo'lsa, (8.12.) quyidagi ko'rinishni oladi:

$$P = G \cdot \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} > P \quad (5.13)$$

Agar  $\alpha > \varphi$  bo'lsa,  $P$  kuch tormozlovchi kuch rolini o'ynaydi, ya'ni bo'g'in pastga o'z-o'zidan sirg'anib ketmasligi uchun uni to'xtatib turadi. Agar  $\alpha = \varphi$  bo'lsa,  $P=0$  bo'ladi. Bunday vaziyatda bo'g'inni ushlab turish va tormozlash uchun  $P$  kuchning hojati qolamydi. Agar  $\alpha < \beta$  bo'lsa,  $P$  kuch manfiy bo'ladi, ya'ni bunday vaziyatda o'z-o'zidan tormozlanish hodisasi yuz beradi. O'z-o'zidan tormozlanish vaziyatida bo'g'inning qiya tekislikda pastga qarab siljishi uchun unga pastga qaratilgan kuch kerak bo'ladi. Agar qo'shimcha kuch bo'lmasa, bo'g'in to'xtab turaveradi.

7. Agar  $P \sin b = G \cos a$  bo'lsa,  $N=0$  bo'ladi, ya'ni bo'g'in  $OA$  qiya tekislikka hech qanday bosim ko'rsatmaydi: bosim bo'lmagach, reaksiya ham bo'lmaydi. Bu vaziyat kinematik juft mavjudligining chegara vaziyatidir. Agar  $P \sin b > G \cos a$  bo'lsa,



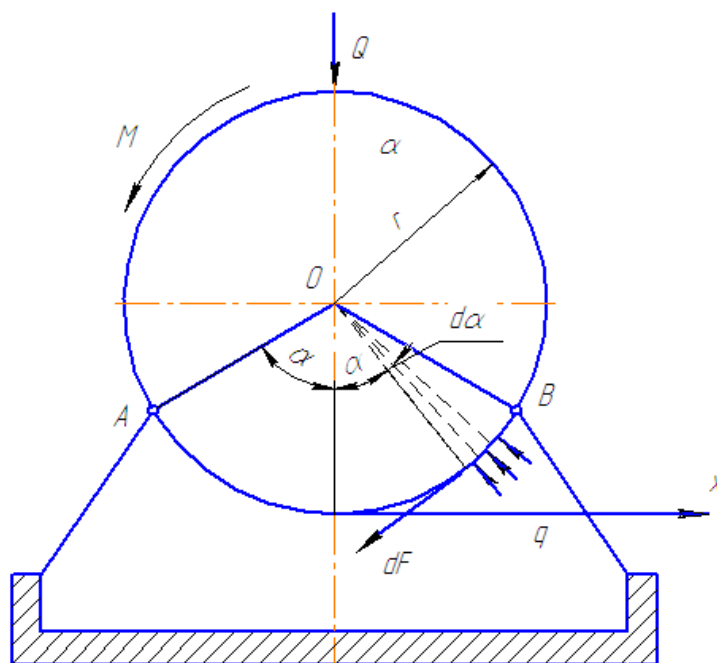
bo'g'in bilan qiya tekislik orasida bog'lanish bo'lmaydi, binobarin, kinematik juftlik yo'qoladi.

6. Mashina va mexanizmlarda ishqalanish bo'yicha quyidagilar muammoviy masalalar mavjud:

- o'zgaruvchi tekislikdagi ishqalanishni hisoblash usullari ishlab chiqilmagan;
- o'zgaruvchan massalarni o'zaro ishqalanish masalasi ko'rib chiqilmagan;
- ishqalanish bo'yicha nazariy izlanishlarni mukammallashtirish talab etiladi va boshqalar.

## 5.5 Sirpanish podshipniklarining ishqalanishi

5.5.1 Aylanma kinematik juft hosil qilgan sirg'anish podshipniklaridagi ishqalanish bilan tanishib o'tamiz. Har qanday mashina yoki mexanizmدا tsapfa va podshipnik bo'ladi. Podshipnikda aylanuvchi valning bir qismi tsapfa deb ataladi. Agar tsapfa valning oxirida bo'lsa, bunday tsapfa ship deb valning o'rtalarida bo'lsa, bo'yin deb ataladi. Tsapfaning podshipnikdagi ishqalanish kuchini yoki ishqalanish kuchining ishini topish uchun ikki xil gipoteza bor. Bu gipotezalarning ikkalasi bilan tanishib chiqamiz.



5. 5.1 - rasm. Podshipnik va tsapfa.

Birinchi gipoteza.

Bu gipotezada tsapfa bilan podshipnik kinematik aylanma juft deb qaraladi va tsapfaning podshipnikka bosimi kinematik juftning elementlariga barobar tushadi, ya'ni solishtirma bosim o'zgarmas kattalik, deb qabul qilingan.

$AV$  – kinematik juft elementlari bo'lsin (5.6.1-rasm). Tsapfa bilan podshipnik elementlaridan elementar yuza ( $ds$ ) ajratamiz.

$$ds = lr d\alpha \quad (5.5.1)$$

bunda  $l$  – tsapfaning uzunligi.

Tsapfaning elementar yuzasiga to'g'ri keladigan reaksiyani quyidagicha topamiz:

$$dM = q ds = q \cdot r \cdot l' \cdot d\alpha \quad (5.5.2)$$

Tsapfaning muvozanat shartidan quyidagini olamiz:

$$\sum_{i=1}^n Y = -Q + \int_{-a^0}^{+a^0} q \cdot r \cdot l \cdot \cos a \cdot da = 0 \quad (5.5.3)$$

(5.5.3) ni integrallasak, quyidagi kelib chiqadi:

$$Q = 2q \cdot r \cdot l \cdot \sin \alpha_0$$

bundan, 
$$q = \frac{Q}{2r \cdot l \cdot \sin \alpha_0}$$

(5.5.4)

Tsapfa podshipnikda soat strelkasi yuradigan tomonga teskari aylanmoqda, elementar ishqalanish kuchi ( $dF$ ) ni quyidagicha topamiz:

$$dF = f \cdot dN = fq \cdot r \cdot l \cdot d\alpha$$

Elementar ishqalanish kuchining momenti quyidagicha bo'ladi:

$$dM_F = r dF = fq \cdot r^2 l d\alpha$$

( $q$ ) ning (5.5.4) tenglamadagi qiymatini qo'ysak, quyidagi kelib chiqadi:

$$dM_F = f \cdot \frac{Q \cdot r}{2 \cdot \sin \alpha_0} \cdot d\alpha$$

buni integrallasak,  $M_F$  ning qiymatini topamiz:

$$M_F = f \cdot Q \cdot r \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \quad (5.5.5)$$

Ishqalanish kuchini (yoki momentini) yengish uchun ketgan sekundlik ishni topamiz:

$$N_F = M_F \cdot \omega = f \cdot Q \cdot v \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \quad (5.5.6)$$

Ko'pchilik tsapfa va podshipniklar uchun

$\alpha_0 = \frac{\pi}{2}$ ,  $\sin \alpha_0 = 1$  bo'ladi, shu sababli:

$$N_F = \frac{\pi}{2} f \cdot Q \cdot v \quad (5.5.7)$$

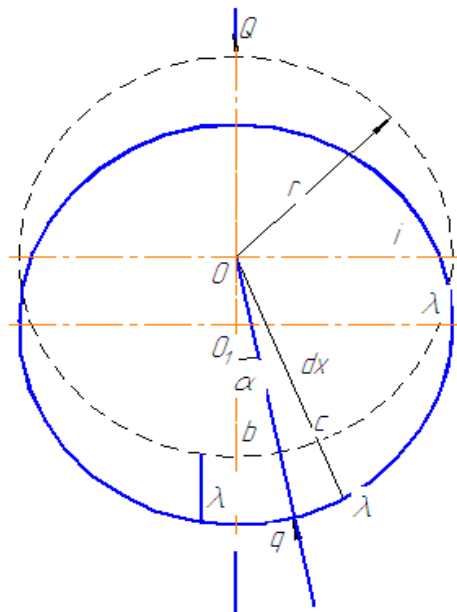
$f_k = \frac{\pi}{2f}$  – tsapfa uchun keltirilgan ishqalanish koeffitsiyenti.

(9.7) formulani valning aylanishlar soni orqali ot kuchi hisobida ifodalab, quyidagini hosil qilamiz:

$$N_F = f_k \cdot \frac{Qv}{75} \cong f_k \cdot \frac{Q \cdot r \cdot n}{716 \cdot 8} \quad (5.5.8)$$

### Ikkinchi gipoteza.

Bu gipotezaga ko'ra tsapfa absolut bikr deb qaraladi va podshipnik (2 kuch ta'sir chizig'ining yo'nalishi tomon qo'yiladi. Podshipnikning vertikal bo'ylab yeyilishi o'zgarmas kattalik ( $\lambda = ac = const$ ) deb qaraladi (5.5.2.-rasm).



### **5.5.2.-rasm. Tsapfa va podshipnik.**

$bc$  – podshipnik radial yo'nalishda yeyiladi, bu yeyilish tsapfa o'zgarmas chiziqli tezlik bilan aylanganda faqat solishtirma bosimgagina proporsional deb qaraladi:

$$\overline{bc} = q^k$$

bu yerda  $k$  – proporsionallik koeffitsiyenti.

Rasmdan quyidagini olamiz:

$$\overline{bc} = \overline{ac} \cdot \cos \alpha$$

$$q = \frac{bc}{k} = \frac{ac \cdot \cos \alpha}{k} = \frac{\lambda \cdot \cos \alpha}{k}$$

shuning uchun  $\frac{\lambda}{k} = \text{const}$  bo‘ladi; uni  $\psi$  orqali belgilaymiz:

$$q = \psi \cdot \cos \alpha$$

$\psi$  ni topamiz. Buning uchun barcha kuchlarni vertikal o‘qqa proyeksiyalab, quyidagini hosil qilamiz:

$$Q = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} q \cdot r \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha$$

$q = \psi \cdot \cos \alpha$  ekanligini e‘tiborga olib, quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$Q = 2\psi \cdot r \cdot l \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha \cdot d\alpha = 2\psi \cdot r \cdot l \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1 + \cos 2\alpha}{2} d\alpha = 2\psi \cdot r \cdot l \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$\psi = \frac{2Q}{\pi r l}$$

Solishtirma bosim bunday bo‘ladi:

$$q = \psi \cos \alpha = \frac{2Q}{\pi r l} \cos \alpha \quad (5.5.9)$$

Elementar yuzaga tushadigan bosimni topamiz:

$$dN = q \cdot r \cdot l \cdot d\alpha$$

Elementar ishqalanish kuchi:  $dF = f \cdot dN$

bo‘ladi.

Bir sekundda bajarilgan elementar ish quyidagicha topiladi:

$$dN_F = dM_F \cdot \omega = dF \cdot r \cdot \omega = f \cdot q \cdot l \cdot r^2 \cdot \omega \cdot d\alpha = f \nu \cdot q \cdot r l \cdot d\alpha$$

Buni integrallab, juft elementiga to‘g‘ri kelgan ishqalanish kuchining bir sekundda bajargan ishini topamiz.

$$N_F = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} f \cdot \nu q \cdot r l d\alpha = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} f \nu \cdot \frac{2Q}{\pi r l} \cdot r l \cdot \cos \alpha d\alpha = \left( \frac{4}{\pi} f \right) \cdot Q \nu \quad (5.5.10)$$

yoki

$$N_F = f_k \cdot v \cdot Q \quad (5.5.11)$$

bu yerda  $f_k = \frac{4}{\pi} f$  – tsapfaning keltirilgan ishqalanish koeffitsiyenti.

Ot kuchi hisobida ifodalanadigan quvvat quyidagicha bo‘ladi:

$$N_F = f_k \frac{Qv}{75} = f_k \frac{Q \cdot r \cdot n}{716,8} \quad (5.5.12)$$

Shunday qilib, birinchi va ikkinchi gipoteza bilan topilgan quvvat formulalari bir xil bo‘lib, ular orasidagi farq keltirilgan ishqalanish koeffitsiyentidagina ekan:

$$f_k = \frac{\pi}{2} f = 1,57 f \text{ – birinchi gipotezaga ko‘ra;}$$

$$f_k = \frac{4}{\pi} f = 1,27 f \text{ – ikkinchi gipotezaga ko‘ra.}$$

Bulardan birinchisi yangi tsapfalar uchun, ikkinchisi esa eskirgan – ishlatilgan tsapfalar uchun qabul qilingan. Bu yerda  $f$  – tekis kinematik juft elementlari orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti, bu koeffitsiyent tajriba yo‘li bilan topiladi va turli materiallar uchun turlicha bo‘ladi. Har xil materiallar uchun ishqalanish koeffitsiyenti maxsus spravochniklarda berilgan bo‘ladi.

### 5.5.1. Ishqalanish doirasi.

Tsapfa juda katta burchak tezligi bilan aylangan vaqtda o‘zining ustuvorlik holatini aylanish tomonga qarab bir oz yuqori ko‘tariladi va kinematik juft elementlari  $s$  nuqtada bog‘lanadi (5.5.3-rasm).

Bunday vaziyat uchun to‘la reaksiya quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\bar{R} = \bar{F} + \bar{N} \quad (5.5.13)$$

uning skalar qiymati esa:

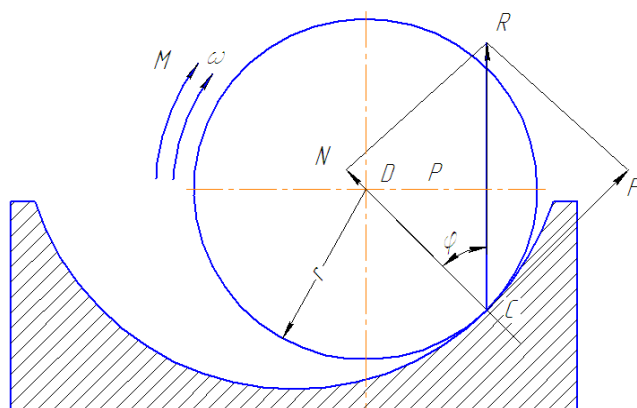
$$R = \sqrt{F^2 + N^2} = N\sqrt{1 + f^2} = \frac{N}{\cos \varphi} \quad (5.5.14)$$

bo‘ladi. Bu yerda,  $f = \operatorname{tg} \varphi$ ;  $N$  – normal reaksiya; bu reaksiya kontakt nuqtasining egrilik radiusi bo‘ylab yo‘nalgan bo‘ladi, shuning uchun  $y$  tsapfaning markazidan o‘tishi kerak 5.3.-rasmdan quyidagini hosil qilamiz:

$$\rho = r \cdot \sin \varphi \quad (5.5.15)$$

Ishqalanish kuchining momenti quyidagicha topiladi:

$$M_F = F \cdot r = R_1 l_0 \text{ [kgm]} \quad (5.5.16)$$



**5.5.3-rasm. Ishqalanish doirasi va uning radiusi ( $r$ ).**

Tsapfaga qo'yilgan  $M$  moment ishqalanish kuchining momenti bilan muvozanatlashuvi kerak. Ana shu vaziyatdagina to'la reaksiya  $r$  radiusi bilan o'tkazilgan aylanaga urinma bo'ladi. Agar valga qo'yilgan kuchlarning teng ta'sir etuvchisi  $r$  radiusli aylana tashqarisidan o'tsa, u holda, val tezlanish bilan aylangan bo'ladi. Agar valga ta'sir qiluvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi gradusli aylanaga urinma bo'lib o'tsa, u holda, val tezlanishsiz bir tekis aylangan yoki tinch turgan bo'ladi. Agar valga ta'sir qiluvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi  $r$  radiusli aylana ichkarisidan o'tsa, val sekinlashayotgan yoki o'z joyida tinch turgan bo'ladi. Bunday xossalari doira ishqalanish doirasi deb ataladi.

Odatda, tsapfalardagi ishqalanish burchagi juda kichik bo'ladi. Kichik burchaklar uchun  $\sin \varphi$  ni  $\operatorname{tg} \varphi$  bilan almashtirish mumkin. Bunday holda ishqalanish doirasining radiusi taxminan  $r \gg fr$  bo'ladi.

Ishqalanish darajasi qator mexanizmlarni o'lik holatlarini aniqlash uchun keng qo'llaniladi. Mexanizmlarni o'lik holatlari, ularni eng chetki vaziyatlari bo'lib, o'zini-o'zi to'xtatish shartida bo'ladi. Bunda mexanizmni yurituvchi kuchlari harakatga keltira olmaydi. Agarda mexanizmga yurituvchi kuch tegishli bo'g'inga qo'yilmasa, uning o'lik holatlari mavjud bo'ladi. Shuning uchun mexanizmدا o'lik holatlar bo'lmasligi uchun, yurituvchi kuchni yoki momentni tegishli bo'g'inga qo'yish kerak bo'ladi. Masalan, aylangich-sudralgichli mexanizmدا yurituvchi kuch aylangichga

qo'yilsa o'lik holatlar bo'lmaydi, agarda yurituvchi kuch sudralgichga qo'yilsa, o'lik holatlar mavjud bo'ladi. Mexanizmlarni o'lik holatlarini aniq topish uchun ishqalanish doirasidan foydalaniladi.

Ishqalanish doirasini hisobga olib topilgan o'lik holatlar kinematik usulda topilgan chetki o'lik holatlardan farq qiladi.

### 5.5.2. Tovon va tovontagi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish

Aylanish o'qi vertikal bo'lgan vallarning tagidagi yuza (element) kinematik juftning ikkinchi elementi bilan sirg'anib yoki yumalanib ishqalanish holatida bo'ladi. Bunday hollarda vertikal valning elementi tovon, ikkinchi element esa tovontagi deb ataladi. Biz quyida tovon va tovontagi kinematik juft elementlari orasidagi ishqalanish masalalari bilan tanishib chiqamiz.

5.5.4-rasmda tovon va tovontagi vertikal va gorizontal proyeksiyalarda sxematik ravishda tasvir etilgan. Rasmda element – tovon halqa rasmida olingan. Biz bu yerda valga ta'sir ettirilgan  $Q$  kuch ta'sirida kinematik juft elementlariga barobar o'zgarimas bosim ta'sir qiladi, degan faraz bilan masalani yechishga kirishamiz; u holda birlik yuzaga to'g'ri kelgan bosimni  $d$  desak, uning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$q = \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} = const \quad (5.5.17)$$

bu yerda  $q$  – birlik yuzaga to'g'ri kelgan bosim;  $R$  – tovontagining katta radiusi;  $r$  – tovontagining kichik radiusi.  $R - r$  oraliqda biror  $dr$  radial oraliqni olamiz va bu kichik (elementar) halqadan  $ds$  yuzani ajratib olamiz, u holda yuzaga ta'sir etuvchi normal bosim quyidagicha topiladi:

$$dN = q \cdot ds \quad (9.18)$$

Ishqalanish kuchi esa:

$$dF = f \cdot dN = f \cdot q \cdot ds \quad (5.5.19)$$

bu yerda  $f$  – ishqalanish koeffitsiyenti.

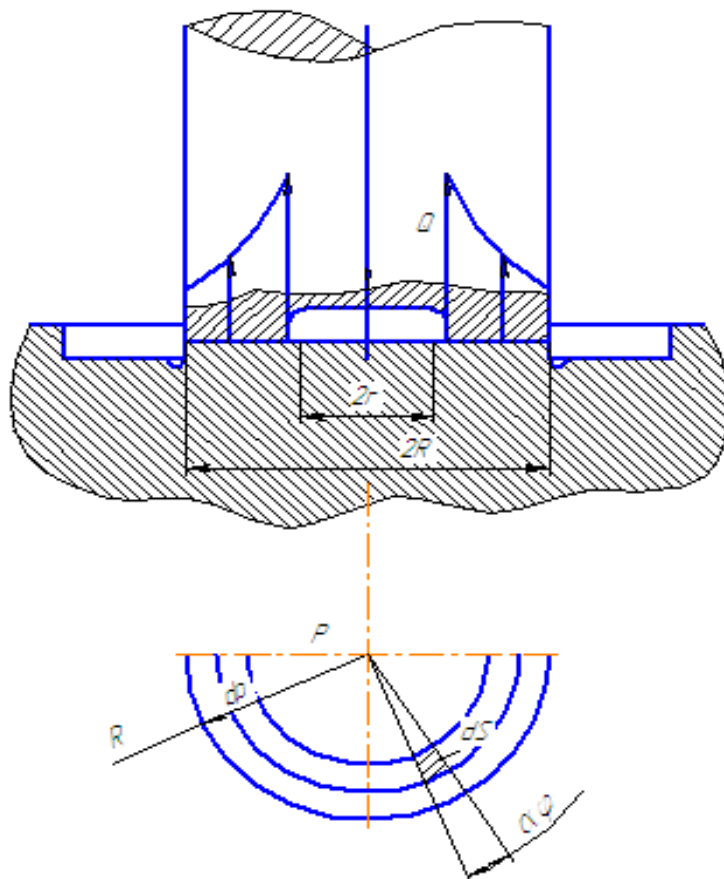
Ishqalanish nazariyasidan bizga ma'lumki, ishqalanish kuchi ( $dF$ ) valning burchak tezligiga teskari, radius  $r$  ga tik yo'nalgan bo'ladi.

Shunday qilib,  $dF$  kuchi elementar  $dM_F$  moment hosil qiladi:

$$dM_F = dF \cdot \rho = f \cdot q \cdot ds \cdot \rho \quad (5.5.20)$$

$ds$  yuzachani topamiz.

$$ds = \rho \cdot d \cdot \varphi \cdot d\rho$$



**5.5.4-rasm. tovon va tovontagi vertikal va gorizonttal proyeksiyalardagi sxemasi.**

$q$  va  $ds$  ning qiymatlarini (9.20) ga qo‘yamiz va uni integrallab quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} M_F &= \int dM_F = \int f \cdot q ds \cdot \rho = \int_{\rho=r}^{\rho=R} \int_{\varphi=0}^{2\pi} f \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} \cdot \rho^2 d\rho \cdot d\varphi = \\ &= \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} \cdot \frac{1}{3} \rho^3 \Big|_r^R \cdot \varphi \Big|_{0r}^{2\pi} = \frac{2}{3} \cdot fQ \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \end{aligned}$$

$$M_F = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \cdot Q \quad (5.5.21)$$



Agar tovon yuzasi halqasimon bo‘lmay, yaxlit bo‘lsa, u holda  $r=0$  bo‘ladi. Bunday holat uchun (5.5.31) formulaning ko‘rinishi quyidagicha bo‘ladi:

$$M_F = \frac{2}{3} R \cdot f \cdot Q \quad (9.22)$$

$\frac{2}{3}R$  butun tovon uchun ishqalanish kuchining yelkasi deb ataladi.

$$\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \frac{R^2 + Rr + r^2}{R + r} = \frac{R(R+r) + r^2}{R+r} = R + \frac{r^2}{(R+r)} > R \quad (9.23)$$

Ishqalanishni yo‘qotish uchun ketgan quvvat quyidagicha topiladi:

$$N_F = \omega \cdot M_F = \frac{\pi n}{30} \cdot M_F$$

yoki,

$$N_F = \frac{M_F \cdot \omega}{75} = \frac{M_F \cdot n}{716} \quad (5.5.23)$$

#### 6 Sirpanish ishqalanish bo‘yicha muammoviy masalalar:

- Sirpanish ishqalanish nazariyasining mukammallashtirish, aniq usullardan ishlab chiqish;
- Radiusi o‘zgaruvchan podshipniklardagi sirpanish ishqalanishni aniqlash uslubini yaratish;
- Sirpanish ishqalanishda tirqish o‘lchamini ta’sirini aniqlash;
- Burchak tezlanishi bilan harakat qiluvchi vallarning sirpanish podshipniklardagi ishqalanishni aniqlash uslubini ishlab chiqish va baholash.

## **5.6. Mashina va mexanizmlarning oily va kinematik juftlardagi ishqalanishini aniqlash.**

### **5.6.1. Dumalashdagi ishqalanish**

Zamonaviy mashina va mexanizmlardagi kinematik juftlarning turiga qarab, ishqalanish ikki xil bo‘ladi. Bulardan biri yuqorida ko‘rib o‘tilgan quyi kinematik juft elementlari orasidagi ishqalanishdir. Bunday ishqalanish birinchi turdagi ishqalanish deb, bundagi ishqalanish koeffitsiyenti esa birinchi turdagi ishqalanish koeffitsiyenti deb ataladi. Biz bu paragrafda oliy juft elementlari

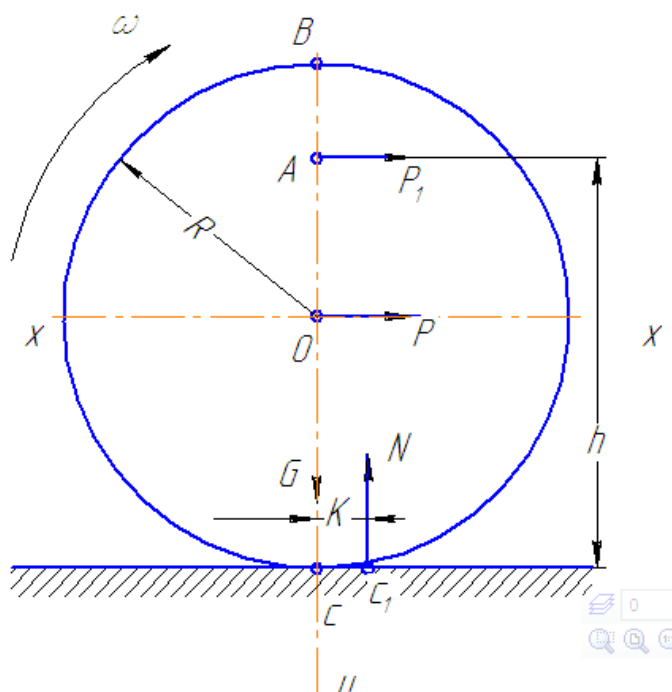
orasidagi ishqalanish bilan tanishib o‘tamiz. Oliy juft elementlaridagi ishqalanish ikkinchi turdagi ishqalanish (dumalashdagi ishqalanish) deb, bundagi ishqalanish koeffitsiyenti esa ikkinchi turdagi ishqalanish koeffitsiyenti deb ataladi. Sharni bir tekislik ustida dumalatish uchun uni biror kuch bilan itarish kerak bo‘ladi (10.1-rasm).

Masalani ravshanroq tushuntirish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz. Umuman, tabiatda absolut qattiq jism bo‘lmagani uchun shar bilan tekislikni quyidagicha talqin qilish mumkin:

1. Tekislik ustida turgan shar absolut qattiq, tekislik esa bo‘shroq deb faraz qilaylik. Bunday holda shar tekislikka botadi, ya’ni tekislik bir oz eziladi – oliy quyi juftga aylanadi.

2. Tekislik ustida turgan shar bir oz yumshoqroq (koptokni eslang), tekislik esa absolut qattiq deb faraz qilaylik. Bunday holda shar biroz ezilib, shar bilan tekislik orasidagi oliy juft o‘rniga quyi juft hosil bo‘ladi.

3. Agar shar ham, tekislik ham absolut qattiq bo‘lsa, shar bilan tekislik orasida oliy juftlik mavjud bo‘ladi (ideal hol).



**5.6.2 - rasm. Tekislik ustidagi shar.**

5.6.1-rasmda tasvirlangan sharning og‘irligi  $G$ , radiusi esa  $R$  dir. Shu sharni rasmda ko‘rsatilgandek dumalatish uchun unga biror

$P$ ,  $P_1$  yoki  $P_2$  kuch qo'yish kerak. Shar tinch turganda shar bilan tekislik elementlari  $C$  nuqtada bog'lanadi va sharning og'irligi  $YY$  vertikal o'q ustida bo'ladi. Sharni soat strelkasi yuradigan tomon dumalatish uchun unga ta'sir etuvchi kuch elementlar bog'lanishini  $C$  dan  $C_1$  ga ko'chiradi.  $C_1$  nuqtada sharning og'irligiga teng  $N$  reaksiya kuchi  $YY$  vertikal o'qdan biror  $k$  masofada turadi, shar esa  $(G, N)$  juftning momenti ta'sirida o'zining boshlang'ich vaziyatini saqlashga harakat qiladi va harakatlantiruvchi momentga qarshilik ko'rsatadi. Sharning muvozanat sharti (yoki uning bir tekisda o'zgarmas burchak tezligi bilan dumalanish sharti) quyidagicha bo'ladi:

$$M=M_G$$

bu yerda  $M=P \cdot R$  – harakatlantiruvchi kuchning momenti;

$M_G=k \cdot G$  – qarshilik kuchining momenti  $(N-G)$   $M$  o'rniga  $PR$  ni,  $M_G$  o'rniga esa  $K \cdot G$  ni olamiz.

$$\text{Unda:} \quad PR=k \cdot G \quad P = \frac{k}{R} \cdot G \quad (5.6.1)$$

kelib chiqadi, bu yerda,  $P$  –  $O$  nuqtaga qo'yilgan qarshilik enguvchi kuch (harakatlantiruvchi kuch);  $G=N$ –normal bosim;  $k$  – proporsionallik koeffitsiyenti yoki ikkinchi turdagi ishqalanish koeffitsiyenti,  $mm$  hisobida.

(5.6.1) formuladan quyidagi xulosaga kelish mumkin:

- ikkinchi turdagi ishqalanish kuchi  $F$  normal bosim  $(N)$  ga to'g'ri, dumalanuvchi jism radiusiga esa teskari proporsionaldir;
- ishqalanish kuchi dumalanuvchi jismning materialiga va uning fizik xossasiga bog'liqdir.

5.6.1-rasmdagi harakatlantiruvchi kuchning  $C$  nuqtaga nisbatan yelkasini o'zgartirib, (5.6.1) formulani quyidagi ko'rinishda yozamiz:

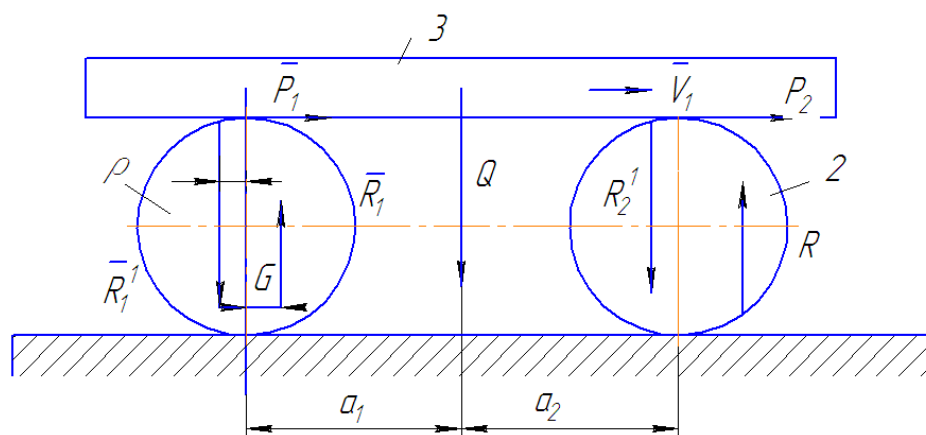
$$P_1 = \frac{k}{h} \cdot G \quad (5.6.2)$$

$$P_2 = \frac{k}{2R} \cdot G \quad (5.6.3)$$

(5.6.1), (5.6.2), (5.6.3) formulalardan  $P > P_1 > P_2$  ekanligini ko'rish qiyin emas. Shunday qilib, sharga qo'yilgan harakatlantiruvchini yelkasi qancha katta bo'lsa, sharning dumalashi shuncha oson bo'lar ekan. Dumalanish ishqalanishi sharikli podshipniklarda uchraydi.

## 5.6.2. Dumalovchi g'ildiraklarda yukni siljitish.

Tekislikda yukni katta bo'lmagan kuch ta'sirida siljitish uchun dumalovchi g'ildiraklar ishlatiladi. Yukni tekislikda sirpantirib tortilganda (siljirilganda) katta kuch kerak bo'ladi. Aytilgan siljiriladigan yuk dumalovchi 1 va 2 g'ildiraklar ustiga qo'yilgan platforma 3 da joylashishi mumkin (5.6.2-rasm). Biz platforma 3ni dumalovchi 1 va 2 g'ildiraklar orqali harakatini ko'rib chiqamiz. Bunda yuk bilan platformani birgalikdagi og'irligi  $Q$ , uni siljituvchi  $\bar{P}$  kuchi  $\bar{P}_1$  va  $\bar{P}_2$  kuchlarini yig'indisiga teng deb olamiz. Bunda kuchlar g'ildiraklarning platformaga tegish nuqtalariga qo'yilgan.



5.6.2-rasm. Dumalovchi g'ildiraklarda yukni siljitish sxemasi.

Yuk bilan platformaning birgalikda g'ildiraklarga ta'sirini quyidagi formuladan topish mumkin:

$$R_1' = Q_1 = Q \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad (5.6.4)$$

$$R_2' = Q_2 = Q \frac{a_1}{a_1 + a_2} \quad (5.6.5)$$

Agarda g'ildiraklarning og'irlik kuchlari  $Q_1'$  va  $Q_2'$  bo'lsa, ularga tayanchning ta'siri quyidagicha bo'ladi:

$$R_1 = Q \frac{a_2}{a_1 + a_2} + Q_1'; \quad R_2 = Q \frac{a_1}{a_1 + a_2} + Q_2' \quad (5.6.6)$$

G'ildiraklarning platforma bilan dumalashidagi (ikkinchi turdagi ishqalanishi) ishqalanish koeffitsiyenti  $k'$  va tayanchga nisbatan dumalashdagi ishqalanish koeffitsiyentini  $k$  deb olsak:

$$P_1 d = R_1 k + Q_1 k' \quad \text{va} \quad P_2 d = R_2 k + Q_2 k' \quad (5.6.7)$$

(5.6.7) ni inobatga olib, o'zgartirishlardan so'ng:

$$P = P_1 + P_2 = \frac{Q}{d}(k + k') + (Q'_1 + Q'_2) \frac{k}{d} \quad (5.6.8)$$

Agarda  $Q'_1 = Q'_2 = Q'$  bo'lsa:

$$P = \frac{Q}{d}(k + k') + \frac{k}{r} Q' \quad (5.6.9)$$

Ko'p hollarda g'ildiraklarning og'irlik kuchlari inobatga olinmaydi, u holda:

$$P = \frac{Q}{d}(k + k') \quad (5.6.10)$$

(5.6.10) dan ko'rinib turibdiki, yukni tortish kuchi  $P$  ni kamaytirish uchun dumalovchi g'ildiraklarning diametrlarini iloji boricha kattaroq o'lchamda olish kerak.

Xulosa qilib aytish mumkin,  $Q$  og'irlikdagi yukni (platforma og'irligi bilan birga) dumalatib siljitganda, sirpantirib siljitganga nisbatan kamroq kuch kerak bo'ladi:

$$P' = fQ \quad \text{yoki} \quad \frac{k + k'}{d} < f \quad (5.6.11)$$

bu yerda,  $P'$  – yukni sirpantirib tortishdagi tortish kuchi;  $f$  – undagi ishqalanish koeffitsiyenti.

(5.6.11) tenglamasidan g'ildiraklar diametrini aniqlash mumkin:

$$d > \frac{k + k'}{f} \quad (5.6.12)$$

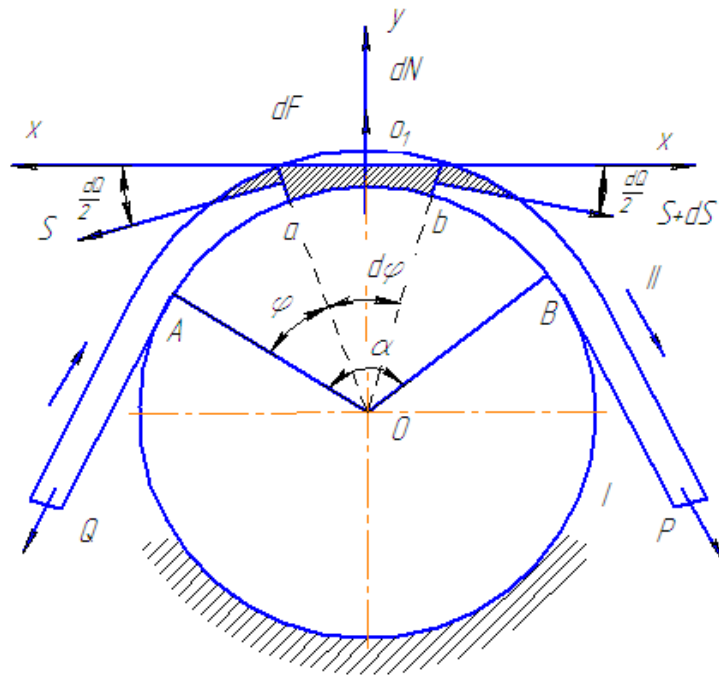
(5.6.12) dan g'ildiraklar diametri topiladi.

### 5.6.3. Egiluvchan bo'g'inlardagi ishqalanish.

Egiluvchi bo'g'inlardagi ishqalanish va harakatni tekshiramiz (5.6.3-rasm). Rasmda  $I$  silindr qo'zg'almas bo'lib, unga  $II$  tasma yarim o'ralgan. Tasmaning chap uchida qarshilik kuchi bor, shu  $Q$  kuchni tasmaning o'ng uchidan  $P$  kuch vositasida o'zgarmas tezlik bilan tortish kerak. Masalani yechish uchun tasmadan  $ab$  elementar kesma ajratib olamiz.

Bu elementar kesmaning chap tomonidan  $S$  kuch tortib tursa, o'ng tomonidan  $(S + ds)$  kuch bilan tortish kerak, chunki tasma bilan silindr kinematik juft tashkil etganligidan, ularning elementlari

orasida ishqalanish kuchi hosil bo‘ladi. Koordinatalar sistemasining boshini  $O_1$  nuqtada olamiz. Elementar tasmaga ta‘sir etuvchi kuchlarni  $x$  va  $y$  o‘qlariga proyeksiyalab, quyidagi muvozanat tenglamalarni hosil qilamiz:



5.6.3-rasm. Qo‘zg‘almas silindr va egiluvchai tasma.

$$\sum X = -dF - s \cdot \cos \frac{d\varphi}{2} + (s + ds) \cos \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (5.6.13)$$

$$\sum Y = dN - s \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} - (s + ds) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (5.6.14)$$

Birinchi (10.4) tenglamadan  $dF = ds \cdot \cos \frac{d\varphi}{2} \approx ds$  ni, ikkinchi tenglamadan esa  $dN = 2 \cdot s \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} + ds \cdot \sin \frac{d\varphi}{2}$  ni olamiz.  $D\varphi$  burchak juda ham kichik bo‘lganligidan, uni  $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$  bilan almashtirish mumkin. Ikki son ko‘paytmasi  $\left( ds \cdot \frac{d\varphi}{2} \right)$  ni tashlab yuborsak, quyidagi tenglama chiqadi:

$$dN = s \cdot d\varphi \quad (5.6.14)$$

Kulon-Amonton qonuniga binoan, quyidagi tenglamani yozamiz:

$$dF = f \cdot dN = fs \cdot d\varphi \quad (5.6.15)$$

$dF=ds$  ekanligini e'tiborga olsak, quyidagi birinchi tartibli differensial tenglama chiqadi:

$$ds=f \cdot s \cdot d\varphi \quad (5.6.16).$$

yoki

$$\frac{ds}{s} = f d\varphi \quad (5.6.17)$$

bu tenglamani integrallaymiz:

$$\int_{s=Q}^{s=P} \frac{ds}{s} = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\alpha} f d\varphi$$

bu aniq integrallarni quyidagicha chiqaramiz:

$$\ln S \Big|_Q^P = f\alpha = \ln e^{f\alpha}$$

yoki,

$$P=Q \cdot e^{f\alpha} \quad (5.6.18)$$

kelib chiqadi, bu tenglamalardagi  $f$  – tasma bilan silindr (shkiv) orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti;  $\alpha=\angle AOB$  o'ralish burchagi;  $e=2,718$ . Ushbu (10.18) ifoda L. Eyler formulasi deb ataladi.

Muammoviy masalalar quyidagilardan iborat:

- o'zgaruvchan tezlik bilan harakatlanuvchi bo'g'inlarda ishqalanishni aniqlash;
- o'zgaruvchan massali yukni siljitishdagi ishqalanishni hisoblash;
- qayishqoq g'ildiraklarni qo'llanilgandagi ishqalanishni topish kabilar kiradi.

## 5.7.Mexanizmlarning kinematik juftlari elementlaridagi yeyilish

### Kinematik juftlar elementlarida yoyilishning hisoblash sabablari

Mashina yoki asbob mexanizmidan foydalanish jarayonida uning kinematik juftliklarining elementlari muqarrar ravishda yeyilish oqibatida detallarning mustahkamligi, mexanizmning aniqligi kamayadi, podshipniklarga tushadigan yuk, titrash va shovqin ortadi. Kuchli yeyilish ko'pincha mexanizmning ishga yaroqsiz bo'lib qolishiga va hatto detallarning sinishiga va

mashinaning ishdan chiqishiga sabab bo‘ladi. Shu sababli mexanizmni loyihalashda konstruksion va moylovchi materiallarni to‘g‘ri tanlash uchun ishqalanuvchi yuzaning rasmini hamda kattaligini bilish, yeyilish epyurasini aniq hisoblash muhim ahamiyatga ega. Shuningdek, boshqalariga qaraganda oldinroq almashtirish va tuzatish talab qilinadigan detallar va qismlarni aniqlash ham katta ahamiyatga ega. Shunday qilib, kutilayotgan yeyilishni hisoblashdan maqsad, mashina yoki asbob mexanizmining zarur resursi va ishonchli ishlashini ta‘minlashdan iborat.

### **5.7.1. Yeyilishning turlari va uni baholash usullari**

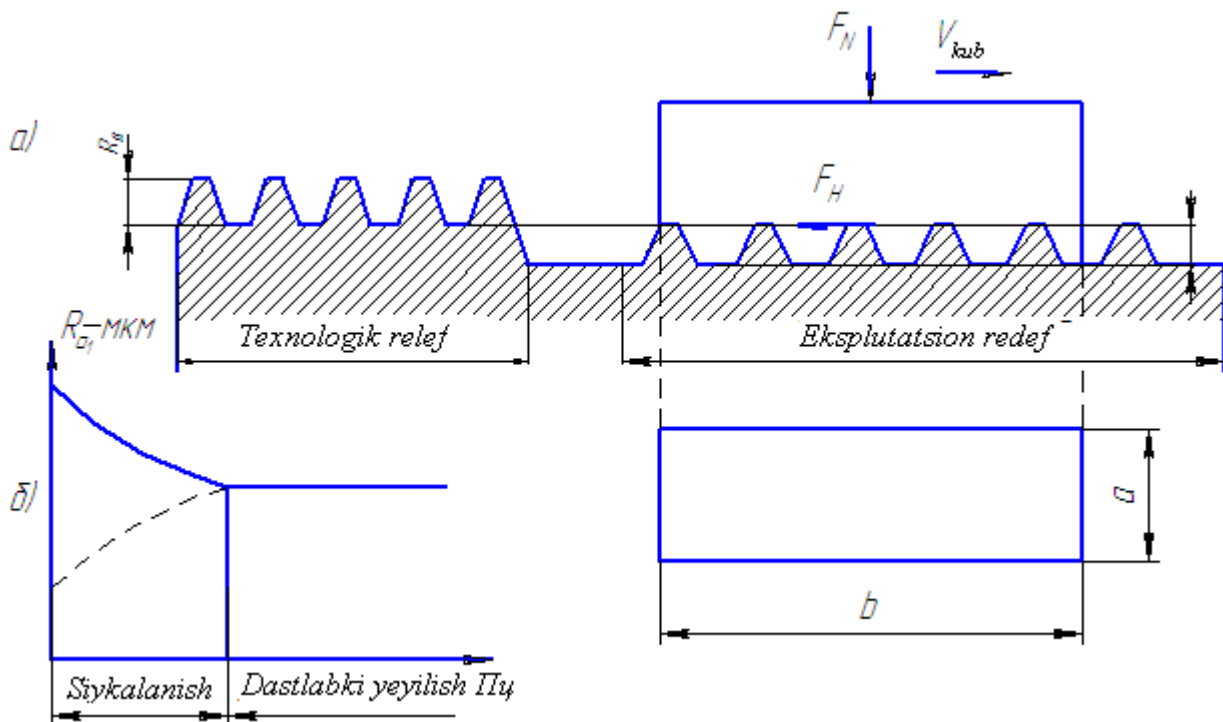
Yeyilishning miqdoriy baholash. Yeyilish deb, qattiq jism yuzasidagi materialning buzilishiga va ajralib chiqishiga aytiladi; yeyilish jism o‘lchamlari va rasmining asta-sekin o‘zgarishida namoyon bo‘ladi; bunda jism yuza qatlamlarining xossalari ham o‘zgarishi mumkin.

Yeyilishning asosiy turlari quyidagilar: mexanik yeyilish – mexanik ta‘sir oqibati; korrozion-mexanik yeyilish – mexanik ta‘sir muhit bilan bo‘ladigan o‘zaro kimyoviy yoki elektr ta‘siri bilan birgalikda sodir bo‘ladi; obraziv yeyilish – erkin yoki mustahkamlangan holatdagi qattiq zarrachalarning qirquvchi yoki tirnovchi ta‘siri natijasi; errozion yeyilish – suyuqlik yoki gaz oqimining ta‘siri natijasi; toliqib yeyilish – davriy o‘zgaruvchan yuklar ta‘sir etishi natijasida sirtqi qatlam materiali zarrachalarining uvalanib tushishi (yeyilishning bu turi ayniqsa, oliy kinematik juftliklar uchun xosdir); tiqilib qolish oqibatida yeyilish – materialning yulini, chuqur o‘yilib chiqishi, uning bir ishqalanuvchi yuzadan boshqasiga ko‘chib o‘tishi natijasi (tiqilib yoki qadalib qolish uchun sirpanish tezligi yuqori va nisbiy bosim katta bo‘lishi oqibatida muayyan joyning kuchli qizib kyetishi xosdir; yeyilishining bu turiga kinematik juftlikning bir jinsli materiallardan ishlangan, ammo toblanmagan ishqalanuvchi yuzalari ko‘proq duchor bo‘ladi).

Yeyilish sirtqi qatlamning deformatsiyalanishiga ko‘ra farqlanadi (elastik urinishdagi, plastik urinishdagi va mikroqir qilishdagi yeyilishlar).



Yeyilishning fizik nusxasi (modeli) bunday: mikronotekislik sirpanayotganda uning ro'parasida deformatsiyalanuvchi materialning do'ngligi (valik) yuzaga keladi, u siquvchi kuchlar ta'sirida bo'ladi (5.7.1 a-rasm). Ishqalanish kuchlari natijasida mikronotekislik ortida material cho'ziladi. Binobarin, material qarama-qarshi yo'nalishlarda deformatsiyalana boshlaydi; bu hodisaning ko'p marta qaytarilishi oqibatida undagi mikrostrukturaning yemirilishi ko'payadi va material zarralari ajralib chiqadi. Tajribalar material birdaniga emas, balki bir qancha sikldan ( $p_{st}$ ) so'ng yemirilishini ko'rsatdi.



5.7.1-rasm. Yeyilishni hisob sxemasi.

### 5.7.2 Yeyilish bosqichlari

Odatda yeyilish ikki bosqichda kechadi: 1) ishqalanuvchi yuzalarning siyqalanishi; 2) normal (ish vaqtida) yeyilish, bunda siyqalanishdan so'ng tayyorlash vaqtida parado bo'lgan dastlabki g'adir-budirlik o'rnida qandaydir yangi, muvozanatlangan g'adir-budirlik paydo bo'lib, u keyinchalik jiddiy tarzda o'zgarmaydi. Boshqacha aytganda, yeyilish jarayonida yuzaning dastlabki (texnologik) mikrorel'efi g'adir-budirlikning parametrlari o'zgarishi

bilan (masalan, profilning o'rtacha  $R_a$  arifmetik chetga chiqishi bilan) ekspluatastion mikrorel'efga aylanadi (5.7.1b-rasm).

Siyqalanish vaqtini kamaytirish uchun tajriba natijalaridan muvozanatlangan g'adir-budirlik parametrlarini aniqlash hamda ishqalanuvchi yuzalarga texnologik ishlov berishning shunday turini belgilash lozimki, u muvozanatlangan g'adir-budirlikka eng yaqin bo'lsin. Siyqalanish bosqichidagi  $R_a$  ning qiymatlari kichikroq bo'lgan ekspluatastion yuzaga (11.1b-rasmdagi shtrix chiziq) nisbatan silliqroq bo'lgan dastlabki yuzani qo'llash odatda tayyorlash xarajatining oshib kyetishi nuqtai nazaridan foydasizdir, chunki bunday yuzaning tannarxi qimmat bo'ladi; bunda siyqalanish vaqti ham cho'zilib kyetishi mumkin.

### 5.7.3. Yeyilishni miqdoriy baholash

Uzunlik, hajm yoki massa birligida yeyilish natijalari yeyilish dyeyiladi. Chekli va ruxsat etilgan yeyilishlar bo'ladi. Chekli yeyilish deb, eyilayotgan buyumning (yoki bir qismining) chekli holatiga mos keluvchi yeyilishga aytiladi. Ruxsat etilgan yeyilish deb, yeyilishning shunday qiymatiga aytiladiki, bunda buyum hali ishga yaroqli holatda bo'ladi.

Juftlik elementlarining chekli yeyilishi bir qancha mezonlar bilan aniqlanadi, ularning asosiylari quyidagilardir: a) yeyilish natijasida mexanizm ishga yaroqliligining buzilishi – detallarining sinishi, ya'ni mustahkamligining yo'qolishi, tiqilib qolishi, zarur aniqligining yo'qolishi; b) mashinaning ishlash xususiyatlarining yo'l qo'yib bo'lmaydigan darajada yomonlashuvi (buyumlar sifati pasayadi, kinematik juftliklarda tirqishlar paydo bo'lishi tufayli titrash va shovqin ortadi va hokazo).

Ishqalanuvchi yuzalarni ajratib turuvchi moylovchi materialning qalinligi ulardagi eng baland notekisliklar yig'indisidan ortiq bo'lsa, yuzalar juda kam yeyiladi.

Yeyilish qiymatlarining ishqalanuvchi yuza bo'yicha yoki uning ma'lum bir kesimi bo'yicha taqsimlanishining grafik tasviri yeyilish epyurasi deyiladi.

Yeyilish materialning emirilgan qismining qalinligi  $d$  ga ko'ra yoki uning massasiga ko'ra baholanadi.

*Yeyilish tezligi vaqt birligi ichida yeyilish kattaligi bilan aniqlanadi:*

$$\gamma = d\delta / dt = kp^m v_{cup}^n \quad (5.7.1)$$

bunda  $k$  – yeyilish koeffitsiyenti ( $r=v_{cup}=l$  bo‘lganda son jihatidan  $\gamma$  ga teng);  $r$  – ishqalanuvchi yuzaning o‘lchanayotgan nuqtasidagi nisbiy bosim;  $v_{cup}$  – ishqalanuvchi yuzaning tekshirilayotgan nuqtasidagi sirpanish tezligi (nisbiy tezligi);  $m$  – urinuvchi yuzalarning o‘zaro ta’siri turiga (elastik urinish, plastik urinish, mikroqirqilish) bog‘liq bo‘lgan daraja ko‘rsatkichi, uning qiymati  $l$  dan  $3$  gacha bo‘ladi;  $n$  – yeyilish turiga bog‘liq bo‘lgan daraja ko‘rsatkichi. Kinematik juftliklarning siyqalangan elementlari uchun  $m=1, n=1$  deb olinadi, u holda

$$\gamma = d\delta / dt = kp v_{cup} \quad (5.7.2)$$

(5.7.2) formulaning fizik ma’nosini quyidagi misolda tushuntirish mumkin. O‘lchamlari  $a \times b$  bo‘lgan polzun yo‘naltiruvchiga  $F_N$  kuch bilan qisib qo‘yilgan bo‘lib, sirpanib ishqalanish koeffitsiyenti  $f$ , ishqalanuvchi yuzaning istalgan nuqtasidagi nisbiy bosim  $p=F_N/ab=const$  bo‘lsin.  $F_N$  ishqalanish kuchining ishi materialni emirish va ajratishga hamda issiqlik ajratib chiqarishga sarflanadi, shu sababli yeyilish tezligi vaqt birligi ichida ishqalanish kuchi bajargan ishga, ya’ni ishqalanish quvvati  $P_u$  ga praporstional deb taqriban hisoblash mumkin:

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{k}{abf} F_N f v_{cup} = c F_u v_{cup} = c P_u \quad (5.7.3)$$

bunda  $c=k/(abf)$  – proporsionallik koeffitsiyenti.

Umumiy holda ishqalanuvchi yuzaning har xil nuqtalarida nisbiy bosim  $r$  turlicha bo‘ladi, biroq (11.2) tenglamaning bunday izohini markazi ishqalanuvchi yuzaning berilgan nuqtasida bo‘lgan istalgan elementlar maydoncha uchun tatbiq qilish mumkin.

*Yeyilish jadalligi*

Ishqalanish yo‘li birligiga to‘g‘ri keladigan yeyilishga yeyilish jadalligi deyiladi;  $\gamma_\sigma=d\delta/ds$ , bunda  $s$  – nisbiy siljish yoki ishqalanish yo‘li. Binobarin,

$$\gamma = \frac{d\delta}{ds} \frac{ds}{dt} = \gamma_s v_{cup} \quad (5.7.4)$$

$\gamma$  va  $\gamma_s$  ning qiymatlari odatda  $p$  va  $v_{cup}$  ning o‘rtacha, qiymatlariga ko‘ra tajriba yo‘li bilan aniqlanadi, so‘ngra (11.2)

formuladan yeyilish koeffitsiyenti hisoblab topiladi. Masalan, namunalar ishlatishning oʻrtacha tartiblarida ( $r_{o'r}=16 \cdot 10^5$  Pa,  $(v_{cup})_{o'r}=2m/s$ ) sinab koʻrilganda  $t_{ish}=100$  soat ish vaqti ichida oʻrtacha yeyilish  $\delta=2$  mkm ni tashkil qildi, binobarin, (11.2) formulaga koʻra

$$k = \gamma / (p v_{cup}) = 2 \cdot 10^2 / (16 \cdot 10^5 \cdot 2) = 6,25 \cdot 10^9 \text{ mkm} / (\text{coam Pa} \cdot \text{b} \cdot \text{c}^{-1}) \quad (5.7.5)$$

Manba'larda  $\gamma$  va  $\gamma_s$  lar boʻyicha tajriba natijalari keltirilgan. Yeyilish jadalligi  $\gamma_s$  juda katta oraliqda, taxminan  $\gamma_s = 10^{12}$  dan (1 km ishqalanish yoʻliga 0,001 mkm yeyilishi toʻgʻri keladi, bu esa juda kamdir)  $\gamma_s = 10^3$  gacha (1 m ishqalanish yoʻliga 1 mm yeyilish toʻgʻri keladi, bu esa juda koʻpdir) oʻzgarishi mumkin.

#### 5.7.4. Yeyilish chidamliligi.

Material ishqalanishning maʼlum sharoitida yeyilishga qarshilik koʻrsatish xossasiga ega. Materialning bu xossasi yeyilish tezligi yoki jadalligiga teskari boʻlgan kattalik bilan baholanadi va yeyilishga chidamliligi deyiladi. Materiallarning yeyilishga chidamliligiga ularning qattiqligi, elastik xossalari, ishlash tartibi (yuk, tezlik, temperatura), tashqi sharoit (moy, atrof-muhit), ishqalanuvchi uzelnig konstruktiv xususiyatlari taʼsir qiladi.  $\gamma_s$  ning qiymatiga koʻra materiallar yeyilishga chidamlilikning 10 ta sinfiga boʻlinadi; ishqalanuvchi yuzalarning oʻzaro urinish taʼsiri turiga koʻra ushbu sinflarni uchta asosiy turkumga ajratish mumkin: 0 – V sinflarga ( $\gamma_s = 10^{12} \dots 10^7$ ) elastik deformatsiyalanuvchanligi tufayli yeyilishga chidamliligi yuqori boʻlgan materiallar; VI – VII sinflarga ( $\gamma_s = 10^6 \dots 10^5$ ) qisman elastik, qisman plastik deformatsiyalanuvchanligi tufayli yeyilishga chidamliligi oʻrtacha boʻlgan materiallar; VIII – XI sinflarga ( $\gamma_s = 10^4 \dots 10^3$ ) mikroqir qilishdagi yeyilishga chidamliligi past boʻlgan materiallar kiradi.

Tajriba maʼlumotlariga koʻra avtomobil dvigatellaridagi poʻlatdan yasalgan tirsakli vallarning shatun boʻyinlari uchun  $\gamma_s = 5 \cdot 10^{12} \dots 4 \cdot 10^{11}$  (elastik urinishdagi yeyilishga chidamliligi juda yuqori), ekskavator kovshining tishi uchun (poʻlat 45)  $\gamma_s = 10^4 \dots 10^3$  (mikroqir qilishdagi yeyilishga chidamliligi juda past). Hozirda ishqalanuvchi qismlarda maxsus moylovchi muhitsiz ishlashga

mo'ljallangan mashinalar, mexanizmlar va asboblar detallarining materialiga katta ahamiyat berilmoqda: bularga polimer materiallar (podshipniklar, tishli g'ildiraklar, mushtlar va boshqalar), ko'mir-grafit materiallar (zichlovchi elementlar, gidronasoslar vkladishlari, aviatsiya va kimyo sanoatida ishlatiladigan ishqalanuvchi qismlarning detallari), metall-keramik materiallar (yuqori temperaturada ishlaydigan ishqalanuvchi qismlarning detallari) va boshqalar kiradi.

Yangi detallar ishqalanuvchi yuzalarining ishqalanishga chidamliligini oshirish uchun galvanik qoplamalar bilan bir qatorda, ularga termik ishlov berish keng qo'llaniladi. Bularga sirtini gaz alangasi bilan qizdirib toblash (po'latdan yasalgan tishli g'ildiraklar, chervyaklar, tirsakli vallar bo'yinlari), yuqori chastotali tokda toblash (mushtli vallar, shesternalar, vallar bo'yni, silindrlar gilzasi, dastgohlar staninasi va boshqalar) kiradi. Aynan shu maqsadda sirtiga plastik deformatsiyalash bilan ishlov berish ham qo'llaniladi, natijada sirtqi qatlamlarning qattiqligi oshadi va yuzaning g'adirbudirligi kerakli sinfda bo'lishiga erishiladi (silindrsimon va tekis yuzalarni ishlatib chiniqtirish, kalibrlash va boshqalar). Shuningdek, mashinani tuzatishda detallarni almashtirish mulohazasi ham e'tiborga olinadi: agar yeyilgan detal oddiy va oson almashinadigan bo'lsa (masalan, vtulka yoki vkladishlar), uni tuzatish osonlashadi va arzonga tushadi. Ba'zan detallarni almashtirish o'rniga ularning ishqalanib yeyilgan yuzalariga gaz alangasi yoki elektr yordamida metall suyuqlantirib qoplash, gaz yoki elektr yordamida metallash, plazmali purkash (qiyin eriydigan birikmalar qoplash uchun) va boshqa usullar bilan detallarni qayta tiklash hamda ularning ishlash muddatini oshirish foydaliroq bo'ladi.

Umumiy holda yeyilish ( $r$  va  $u_{cup}$  o'zgaruvchan bo'lganda) quyidagi formuladan aniqlanadi.

$$\delta = k \int_0^{t_{ish}} p v_{cup} dt \quad (5.7.6)$$

Bitta erkinlik darajasiga ega bo'lgan mexanizmlarda hisoblash qulay bo'lishi uchun umumlashgan koordinata  $\varphi$  ni va umumlashgan tezlik  $\omega = \dot{\varphi}$  ni kiritgan holda (11.6) formulani o'zgartirish maqsadga muvofiq bo'ladi. U holda  $\varphi = \varphi_{st}$  ishning bir sikli uchun yeyilish quyidagiga teng:

$$\delta_s = k \int_0^{\varphi_s} p(v_{cup} / \omega) d\varphi \quad (5.7.7)$$

bunda  $u_{cup}/\omega = u_{cup}(\varphi)/\omega$  – kinematik juftlik elementining ko‘rilayotgan nuqtasidagi sirpanish tezligining analogi (yoki  $ds/d\varphi$  uzatish funksiyasi).

Agar ish sikllari soni  $p_{st}$  bo‘lsa, u holda yeyilish

$$\delta = \delta_s n_s \quad (5.7.8)$$

Ushbu formula yordamida chekli yeyilishning berilgan qiymati bo‘yicha ish sikllari sonini aniqlash mumkin, bu esa mashinaning ish resursini aniqlash uchun zarurdir.

### 5.7.5. Quyi va oliy kinematik juftliklar elementlarining yeyilishini hisoblash

Konstruktion va moylovchi materiallarni, moylovchi material beriladigan joyni to‘g‘ri tanlash va kutiladigan yeyilishni hisoblash uchun ishqalanuvchi yuzaning rasmini va kattaligini hamda elementlarining rasmiga va juftlikning ishlash sharoitiga bog‘liq bo‘lgan yeyilishning unda taqsimlanishini ko‘rib chiqamiz.

Aylanma juftlik (11.2-rasm). Juftlikning ishlash sharoiti:  $\bar{F}^{n_{21}} = const, \omega_1 = const, \omega_2 = 0$ . U holda  $\delta_1 = const$  (val  $l$  tsapfasi bir tekis yeyiladi),  $\delta_2$  yeyilish esa ko‘rilayotgan nuqtaning burchak koordinatasi  $\psi$  ga bog‘liq bo‘ladi:  $\delta_2 = \delta_2(\psi)$  – podshipnik notekis yeyiladi. Bir necha ish siklidan so‘ng valning markazi  $O$  holatdan  $O^l$  holatga siljiydi, binobarin, podshipnik 2ning  $\bar{F}^{n_{21}}$  yo‘nalishi bo‘yicha yeyilishi ishchi yuzaning  $\psi_{tax} = \pm 90^\circ$  burchak doirasidagi hamma nuqtalarida bir xil va  $\delta_{2max} = 00'$  ga teng bo‘ladi, biroq ishqalanuvchi yuzaga o‘tkazilgan normallar bo‘yicha turlicha bo‘lib, kosinus qonuni  $\delta_2 = \delta_{2tax} \cos \psi$  bo‘yicha o‘zgaradi.

Urinuvchi yuzalarning jami yeyilishi:  $\delta_e = \delta_1 + \delta_2$ .

Hamma nuqtalar uchun  $u_{cup} = const$  bo‘lganligidan bosim kosinusoida qonuni bo‘yicha taqsimlanadi:  $p = p_{tox} \cos \psi$ .  $p_{tox}$  ni aniqlash uchun podshipnik vtulkasidagi eni  $rd\psi$  va uzunligi  $b$  ga teng bo‘lgan elementar maydonchani ko‘rib chiqamiz.

Ishqalanuvchi yuzaga o'tkazilgan normal yo'nalishi bo'yicha elementar kuch quyidagiga teng:

$$dF_{12}^n = pbrd\psi = p_{\max} br \cos d\psi \quad (5.7.9)$$

$\bar{F}_{12}^n$  kuch  $d\bar{F}_{12}^n$  kuchlarning vertikal proyeksiyalari bilan muvozanatlanadi, shu sababli

$$F = F_n^{21} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_{\max} br \cos^2 \psi d\psi \quad (5.7.10)$$

$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi$  integral quyidagicha hisoblanadi:

$$\cos 2\varphi = \cos^2 \psi - \sin^2 \psi = 2 \cos^2 \psi - 1;$$

$$\cos^2 \psi = (\cos 2\psi + 1) / 2$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi = \frac{1}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\cos 2\psi + 1) d\psi = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{2} \sin 2\psi + \psi \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{\pi}{4} \quad (5.7.11)$$

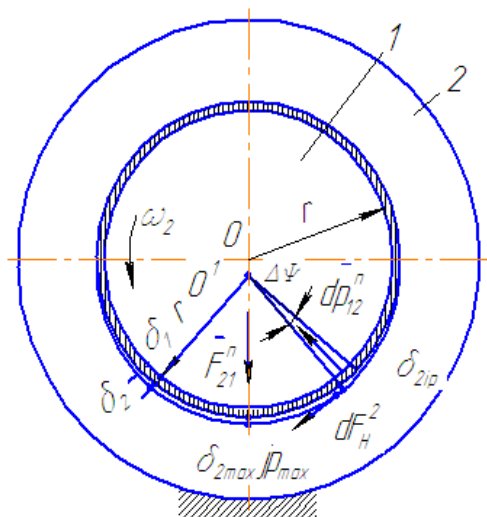
$$\text{Binobarin, } F = 2p_{\max} brp/4, \text{ bundan } p_{\max} = 2F/(\pi br) \quad (5.7.12)$$

Ish sikli davomidagi yeyilishni (5.7.57) formula yordamida hisoblash uchun kerak bo'ladigan bosimning taqsimlanish qonuni quyidagi ko'rinishga ega:

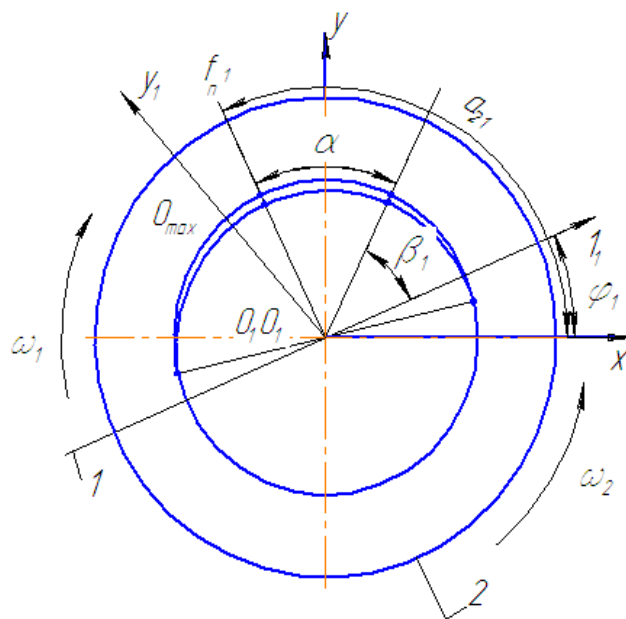
$$P = [2F/(Pvr) \cos \psi \quad (5.7.13)$$

bunda  $\psi$  — ko'rilayotgan nuqtaning burchak koordinatasi.

$\bar{F}$  kuch o'zgaruvchan bo'ladigan umumiy holda (5.7.13.) formula har bir oniy holat uchun alohida-alohida qo'llanilishi lozim. Shu sababli umumlashgan  $\varphi$  koordinatali mexanizm aylanma juftligining umumiy holda (5.7.13-rasm) juftlik elementlari 1-2 dan birining (masalan, bo'g'in 1 ning qandaydir  $\alpha_1$  nuqtasida) yeyilishini aniqlash uchun  $Oxy$  qo'zg'almas koordinata sistemasida bo'g'in 1 ning  $\varphi_1 = \varphi_1(\varphi)$  burchak koordinatasini hamda bo'g'in 2 ga qo'yilgan  $\bar{F} = \bar{F}_{21}^n$  kuch vektorining  $\alpha_{21} = \alpha_{21}(\varphi)$  burchak koordinatasini bilish, bo'g'in 1 bilan bog'langan  $O_1x_1y_1$  qo'zg'aluvchan sistemada esa izlanayotgan  $a_1$  nuqtaning  $\beta_1$  burchak koordinatasini bilish lozim.



5.7.2-rasm. Yeyilish sxemasi.



5.7.3-rasm. Hisob sxemasi

U holda (5.7.13) formula bo'yicha  $a_1$  nuqtadagi  $p$  bosim quyidagiga teng:

$$P = p_{\max} \cos \psi$$

bu yerda  $P_{\max} = 2F / (pbr)$ ,  $\psi = \alpha_{21} - (\varphi_1 + \beta_1)$ ; bunda agar  $|\psi| \geq \pi / 2$  bo'lsa,  $p = 0$  bo'ladi.

$a_1$  nuqtada sirpanish tezligi nisbiy burchak tezligining tsapfa radiusi ko'paytmasiga teng:

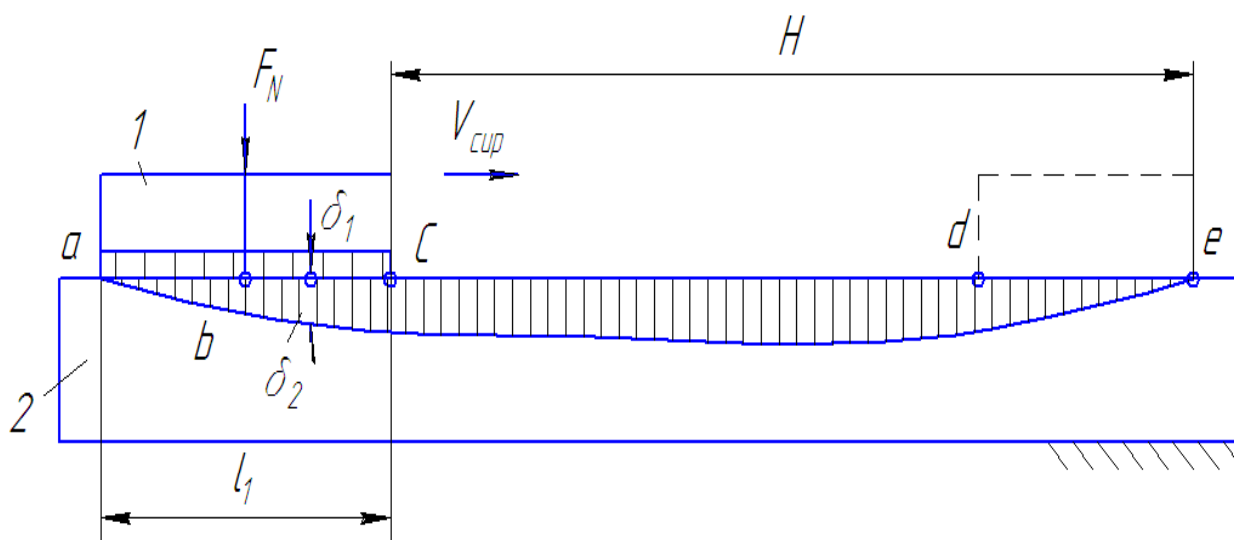
$$v_{\text{cup}} = \omega_{21} r \quad (5.7.14)$$

bunda  $\omega_{21} = \omega_1 / \pm \omega_2$  (plyus ishorasi bo'g'inlar turli tomonlarga aylangan hol uchun).

$p = p(\varphi)$  va  $v_{\text{cup}} / \omega = v_{\text{cup}}(\varphi) \omega$  lar aniqlangandan so'ng, berilgan  $a_1$  nuqtadagi  $d_1$  yeyilish kattaligi (5.7.7) va (5.7.8) formulalardan aniqlanadi; bir qancha tekshirilgan nuqtalarga juftlik elementlarining yeyilish epyurasi yasaladi.

Ilgarilanma juftlik (5.7.4-rasm.). Polzunning ishlash sharoiti: uzunligi  $l_1$  ga teng bo'lgan polzun  $l$  qo'zg'almas yo'naltiruvchi 2 bo'ylab ilgarilanma-qaytma harakat qiladi, polzunning yo'li  $H$  ga teng; kuch  $\bar{F}_N = \text{const}$  (polzunning o'rtasiga qo'yilgan);  $p$  bosim bir tekis taqsimlangan.





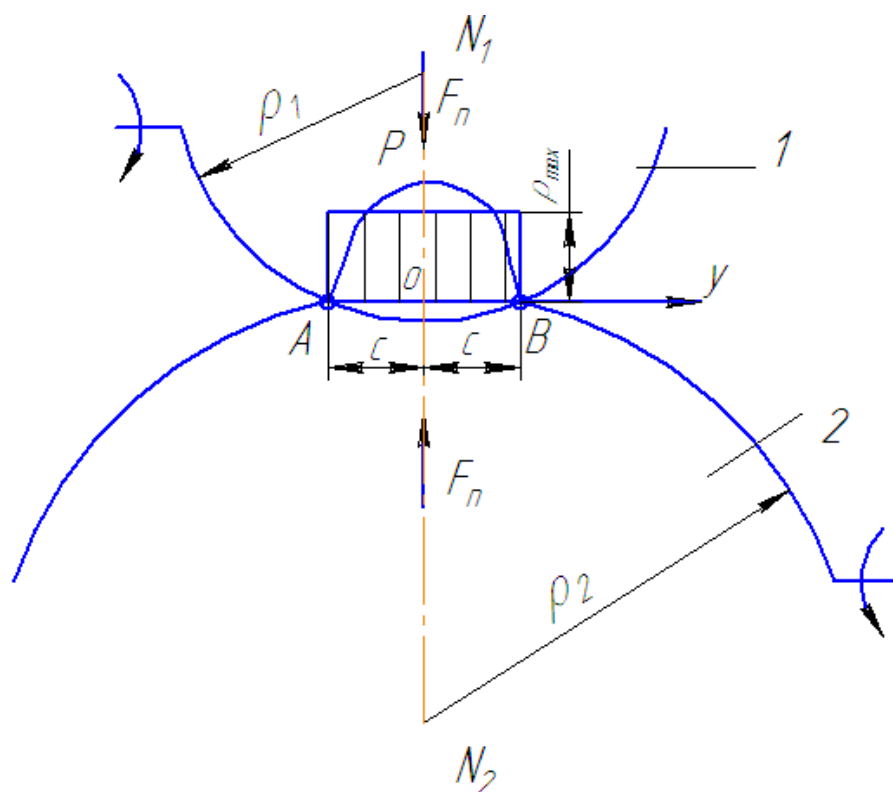
**5.7.4-rasm. Ilgarilanma harakatdagi yeyilish hisob sxemasi.**

Bu holda polzunning tekis yuzasi bir tekis yeyiladi ( $d_1$ ). Yo‘naltiruvchining chetlaridan ( $a, e$  nuqtalaridan) yeyilishi ( $d_2$ ) nolga teng,  $cd$  qismda eng ko‘p yeyiladi. Juftlik elementlarining yeyilish epyurasi 5.7.5-rasmda keltirilgan.  $P=const$  bo‘ltanda

$$\delta_2 = kp \int_0^{t_{ish}} v_{cup} dt = kps \quad (5.7.15)$$

bunda  $s$  – ishqalanish yo‘li;  $a, e$  nuqtalarda  $s=0$ ;  $b$  nuqtada  $s=2l_1/2=l_1$ ;  $c, d$  nuqtalarda  $s=2l_1$  (yeyilish eng ko‘p bo‘ladi).

Oliy juftlik. Juftlikning ishlash sharoiti: juftlik elementlari (5.7.5-rasm)  $N_1$  va  $N_2$  o‘qlari o‘zaro parallel joylashgan  $r_1$  va  $r_2$  radiusli ikkita qavariq silindr tarzida yasalgan: uzatiladigan (N/m) normal nisbiy yuk bir tekis taqsimlanadi. Bu yerda avvalo yuzalarning urinish yuzini va bosimning urinish yuzi bo‘yicha taqsimlanishini aniqlash lozim. Umumiy holda oliy juftlikda dastlabki urinish chiziq yoki nuqta bo‘yicha bo‘lib, so‘ngra yuklana borish natijasida urinish izi ellips rasmini egallaydi, favqulodda hollarda bu rasm doira yoki to‘rtburchak ko‘rinishini olishi ham mumkin. Elastik jismlarning urinish deformatsiyalari nazariyasida urinish izi o‘lchamlarini va bosimning taqsimlanishini aniqlash formulalari ishlab chiqilgan.



**5.7.5-rasm. Oliy knematik muhitda bosimni taqsimlash grafigi.**

Ko‘rilayotgan holda yuklanishdan keyin urinish izi to‘rtburchak ko‘rinishida bo‘ladi, ushbu to‘rtburchak enining yarmi quyidagiga teng:

$$c = 1,128 \sqrt{\theta_{\Sigma} \rho F_N} \quad (5.7.16)$$

bunda  $\rho = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$  – keltirilgan egrilik radiusi;  $\theta_{\Sigma} = \theta_1 + \theta_2$  – bo‘g‘inlar 1 va 2 materialining elastiklik doimiysi.

$\theta_1$  va  $\theta_2$  kattaliklar quyidagi formuladan aniqlanadi:

$\theta_{1,2} = (1 - \mu_{1,2}^2) / E_{1,2}$ , bunda,  $E_{1,2}$  – bo‘g‘inlar 1, 2 materialining bo‘ylama elastikligi moduli;  $\mu_{1,2}$  – bo‘g‘inlar 1 va 2 materialining Puasson koeffitsiyenti.

Urinish sohasidagi (zonasidagi) eng katta bosim

$$p_{\max} = 0,564 \sqrt{F_N / (\theta_{\Sigma} \rho)}; \quad p = p_{\max} \sqrt{1 - (y/c)^2} \quad (5.7.17)$$

bunda  $y$  – ko‘rilayotgan nuqtaning koordinatasi.

Uzunligi  $b$  ga teng bo‘lgan urinish chizig‘i bo‘shab istalgan joydagi kesimda (chizmaga perpendikular bo‘lgan) bosimning taqsimlanishi shunga o‘xshash bo‘ladi. Bu holda taqribiy hisoblashlar uchun bosimning o‘rtacha qiymati quyidagiga teng:

$$p_{o'r} \approx 0,77 p_{\max}$$

Umumiy hodda oliy juftlikning urinuvchi yuzalari nisbiy harakatda sirpanib yumalaydilar, shuning uchun ko‘rilayotgan  $O$  nuqta atrofidagi urinish izi tekshirilayotgan sirt bo‘ylab  $t_k$  vaqt ichida surilib o‘tadi;  $t_k$  vaqt bir ish sikli davomida  $AV$  qismning ilashishi uchun ketgan vaqt sifatida aniqlanadi (11.5-rasm). Bo‘g‘in 2 ning  $O$  nuqtasidan  $s$  masofachalik ilgarilovchi  $A$  nuqta ilashgan paytda tekshirilayotgan  $O$  nuqtadagi bosim eng kam:  $p=p_{min}=0$  bo‘ladi; so‘ngra u  $p=p_{max}$  ga qadar osha boradi, tekshirilayotgan nuqtadan  $s$  masofachalik orqadagi  $V$  nuqta ilashgan paytda esa bosim yana nolga qadar pasayadi. Shu sababli ish sikli davomidagi  $O$  nuqtada yeyilishni  $p_{o‘r}$  o‘rtacha bosimga,  $u_{cup}$  sirpanish tezligiga va sirt  $AV$  qismining  $t_k$  ilashish vaqtiga ko‘ra ushbu formula yordamida taqriban aniqlash mumkin:

$$\delta_s = k p_{o‘r} u_{cup} t_k \quad (5.7.18)$$

$p_s$  ish sikllari davomidagi yeyilish esa (5.7.18) formuladan aniqlanadi.

Kinematik juftlarda yeyilishni hisoblash bo‘yicha quyidagi muammoviy masalalarni ta’kidlash mumkin:

- o‘zgaruvchan tezlik bilan harakat qiluvchi bo‘g‘inlarni kinematik juftlardagi yeyilishni hisoblash;
- yeyilishni kamaytirish bo‘yicha tizimni to‘liq ishlab chiqish;
- qayishqoq elementi bo‘lgan kinematik juftlardagi yeyilishni hisoblash usuli;
- yeyilishni bo‘g‘in harakat qonuniga ta’sirini hisoblash usulini takomillashtirish kabilar kiradi.

## 5. MEXANIZM VA MASHINALARNING FOYDALI ISH KOEFFITSIYENTI

### 6.1. Mashinaning foydali ish koeffitsiyentini topish

Mashinaning mexanik foydali ish koeffitsiyenti mashina ishining bir me'yorda ishlashidagi effektini xarakterlovchi faktordir, u mashinaning harakatlantiruvchi kuchining qanchasi foydali qarshilikni yengish uchun ketganligini anglatadi: ko'p bo'lsa mashinada zararli qarshilik kam ekanligini, mashina tejam bilan ishlashini bildiradi.

Mashinaning foydali ish koeffitsiyenti hamma vaqt birdan kichik bo'ladi, chunki harakatlantiruvchi kuchning ishi ( $A_g$ ) mashinadagi foydali qarshilik kuchining ishi ( $A_{f,q}$ ) bilan zararli qarshilik kuchining ( $A_{z,q}$ ) ni yengish uchun sarflanadi.

Mashinaning barqaror harakati davrida uning bajargan ishi quyidagi tenglama bilan aniqlanadi:

$$A_g = A_{f,q} + A_{z,q} \quad \text{yoki,} \quad A_{f,q} = A_g - A_{z,q} \quad (6.1)$$

Bunda, istalgan mashina uchun hamma vaqt quyidagi tengsizlik kelib chiqadi:

$$A_{f,q} < A_g \quad (6.2)$$

Har qanday mashinada ham zararli qarshilik kuchi bo'ladi. Shuning uchun «abadiy dvigatel» (perpetuum mobile) qurish mumkin emas, chunki har qanday mashinada zararli qarshilikni yo'qotib bo'lmaydi. Mashinadagi foydali qarshilik kuchlari ishining harakatlantiruvchi kuchlar ishiga nisbati shu mashinaning foydali ish koeffitsiyenti deb ataladi va  $\eta$  bilan belgilanadi. Uning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$\eta = \frac{A_{f,q}}{A_g} < 1 \quad (6.3)$$

Mashinaning foydali ish koeffitsiyenti mashinaning qanchalik yaxshi ishlaganligini bildiradi. Foydali ish koeffitsiyentini quvvat orqali ifodalasa ham bo'ladi:

$$\eta = \frac{N_{f,q}}{N_g} \quad (6.4)$$

Foydali ish koeffitsiyenti ideal mashinalar uchun birga teng bo'lib, hech qanday foydali ish bajarmaydigan mashinalar uchun

nolga tengdir. Zararli qarshiliklar ishining harakatlantiruvchi kuchlar ishiga nisbati yo‘qotilish koeffitsiyenti deb ataladi. Yo‘qotilish koeffitsiyentini  $\psi$  bilan belgilab, uning uchun quyidagi matematik ifodani yozamiz:

$$\psi = \frac{A_{z,q}}{A_g} = \frac{N_{z,q}}{N_g} \quad (6.5)$$

$\eta$  bilan  $\psi$  orasidagi bog‘lanishni quyidagicha topamiz:

$$\eta = \frac{A_{f,q}}{A_g} = \frac{A_g - A_{z,q}}{A_g} = 1 - \psi \quad (6.6)$$

Mashinada bir necha kinematik juft bo‘lsa, u holda, har bir kinematik juftda yo‘qotilgan zararli ish yoki quvvat topilib, ular bir-biriga qo‘shiladi. Bunday hol uchun yo‘qotilish koeffitsiyenti quyidagicha bo‘ladi:

$$\psi = \frac{\sum_{i=1}^n A_{z,q}^i}{A_g} \quad (6.7)$$

Mashinaning foydali ish koeffitsiyenti esa quyidagicha bo‘ladi:

$$\eta = \frac{A_g - \sum_{i=1}^n A_{z,q}^i}{A_g} = 1 - \psi' \quad (6.8)$$

(6.5) formuladagi  $\psi$  (6.7) formuladan topilganiga qaraganda (bir xil sharoitda ishlaydigan mashina uchun, kichik), ya’ni  $\psi > \psi'$  bo‘ladi. Ko‘pincha, mashinalar ish organlarining to‘la harakatidan qanchasi foydali harakat va qanchasi foydasiz harakat ekanligini aniqlash juda katta ahamiyatga ega bo‘ladi. Agar mashina ish organining to‘la sikldagi harakatiga ketgan vaqtni  $T$  deb olsak va bevosita ish operatsiyasini bajarish uchun ketgan vaqt  $t$  bo‘lsa, u holda, mashinaning unumlilik koeffitsiyenti quyidagicha bo‘ladi:

$$Y = \frac{t}{T} \quad (6.9)$$

## 6.2 Ketma-ket, parallel ulashdagi mexanizmlarni F.I.K.]

Ketma-ket, parallel ulashdagi mexanikaviy foydali ish koeffitsiyenti. Berilgan mashina  $n$  mexanizmdan tarkib topgan, mexanizmlar esa ketma-ket ulangan bo‘lsa, bunday mashinaning foydali ish koeffitsiyenti shu mashina tarkibiga kiruvchi barcha

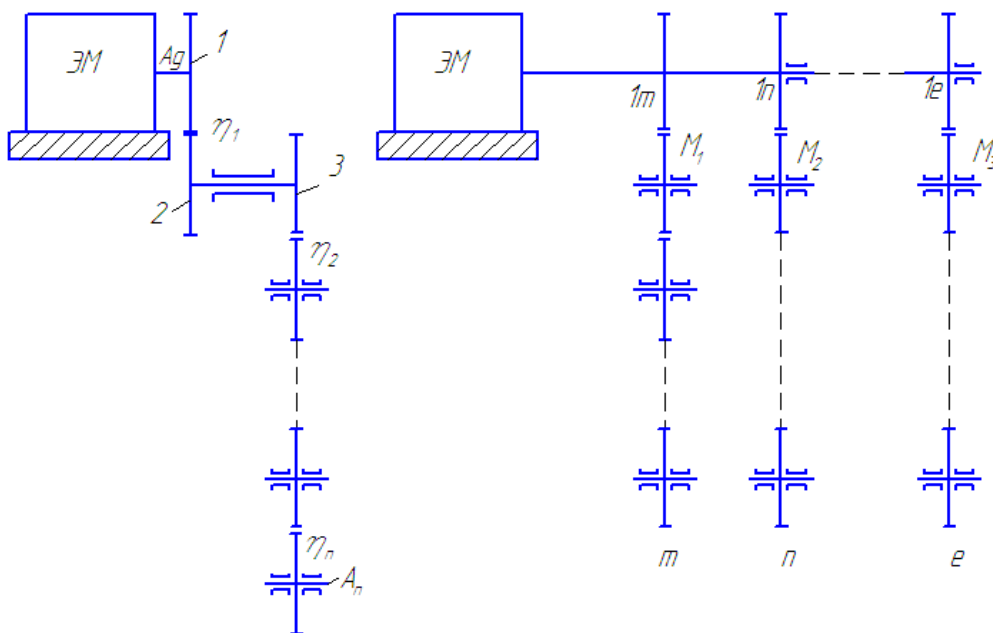
mexanizmlar foydali ish koeffitsiyentlarining ko‘paytmasiga teng bo‘ladi. Agar mashina tarkibidagi mexanizmlarning foydali ish koeffitsiyentlarini  $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$  desak, mashinaning umumiy foydali ish koeffitsiyenti ( $\eta_0$ ) ning matematik ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n = \frac{A_n}{A_g} \quad (6.10)$$

bu yerda  $A_n$  –  $n$ -mexanizmning foydali ishi (6.1a-rasm).

Shunday qilib, ketma-ket ulanishdagi umumiy foydali ish koeffitsiyenti ketma-ket ulangan alohida-alohida mexanizmlarning foydali ish koeffitsiyentlarining ko‘paytmasiga teng ekan.

Parallel ulash ikki xil bo‘lishi mumkin: bir quvvat manбайдan bir necha mexanizmlarga quvvat uzatish va bir necha quvvat manбайдan parallel uzatish vositasida birgina mexanizm harakatga keltirilishi mumkin. Biz quyida bitta quvvat manбайдan  $n$  ta mexanizmga quvvat uzatishdagi foydali ish koeffitsiyentini topish bilan tanishib chiqamiz (6.1 b-rasm).



a)

b)

**6.1-rasm. Ketma – ket (a) va parallel ulangan (b) uzatmalarni F.I.K larini aniqlash uchun sxemalar.**

Yetaklovchi bo‘g‘indagi ishni  $A_1$  deb olib, uni  $A_{1m}, A_{1n}$  va  $A_{1e}$  ishlardan iborat deb qaraymiz. Bu ishlar  $M_1, M_2, M_3$  mexanizmlar

orqali yetaklanuvchi  $m$ ,  $n$  va  $e$  bo'g'inlarga uzatiladi. 6.1-rasmga nazar tashlab, har bir mexanizmning ketma-ket ulanganligini ko'rish mumkin. Ketma-ket ulangan mexanizmlar uchun mexanikaviy foydali ish koeffitsiyentlari quyidagicha topiladi:

$$\eta_{1m} = \frac{A_m}{A_{1m}}; \quad \eta_{1n} = \frac{A_n}{A_{1n}}; \quad \dots \quad \eta_{1e} = \frac{A_e}{A_{1e}} \quad (6.11)$$

Shunday qilib, quyidagini olish mumkin:

$$A_1 = A_{1m} + A_{1n} + \dots + A_{1e} = \frac{A_m}{\eta_{1m}} + \frac{A_n}{\eta_{1n}} + \dots + \frac{A_e}{\eta_{1e}} \quad (6.12)$$

Foydali ish koeffitsiyentini topishning umumiy qoidasiga asosan, umumiy mexanikaviy foydali ish koeffitsiyenti quyidagicha topiladi:

$$\eta = \frac{\sum_{i=m}^e A_i}{A_1} = \frac{A_m + A_n + \dots + A_e}{\frac{A_m}{\eta_{1m}} + \frac{A_n}{\eta_{1n}} + \dots + \frac{A_e}{\eta_{1e}}} \quad (6.13)$$

Agar bir qancha  $m$ ,  $n$  ...  $e$  quvvat manbalaridan birgina mexanizmga harakat uzatilsa, u holda foydalanilgan  $A_{1m}$ ,  $A_{1n}$ , ...  $A_{1e}$  ishlarini tegishli foydali ish koeffitsiyentlariga bo'lib, quyidagi tengliklarni yozsa bo'ladi:

$$A_m = \frac{A_{1m}}{\eta_{ml}}; \quad A_n = \frac{A_{1n}}{\eta_{nl}}; \quad \dots, \quad A_e = \frac{A_{1e}}{\eta_{le}} \quad (6.14)$$

To'la foydali ish koeffitsiyenti quyidagicha topiladi:

$$\eta = \frac{A_m \cdot \eta_{ml} + A_n \cdot \eta_{nl} + \dots + A_e \cdot \eta_{le}}{\sum_{i=m}^e A_i} \quad (6.15)$$

Foydali ish koeffitsiyenti qancha kamaysa, absolut yo'qotilish shuncha ortadi. Absolut yo'qotilishning ortishi esa sarflanayotgan energiyaning bekorga ketayotganligidan darak beradi.

### 6.3. Tishli g'ildirakli mexanizmning F.I.K

Tishli g'ildirakli mexanizmning foydali ish koeffitsiyenti. Berilgan 6.2-rasmga bir juft tish profillarining ilashishi tasvirlangan:  $O_1O_2$  – markazlararo masofa;  $NN$  – normal;  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  – tegishli ikkala g'ildirakning aylanish burchak tezliklari;  $M_1$  va  $M_2$  –

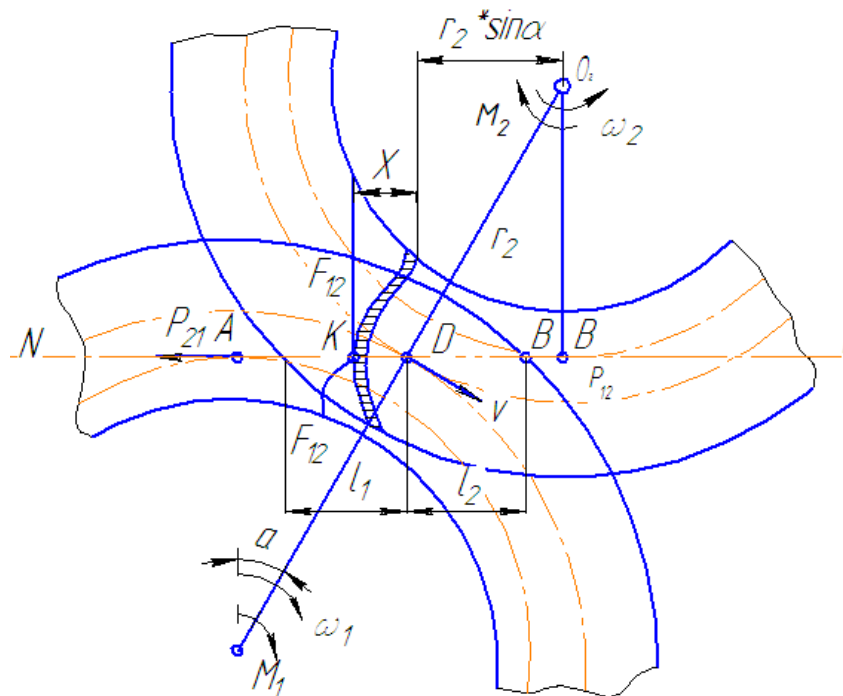
harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining momenti;  $P$  – ilashish qutbi;  $P_{12} < -P_{21}$  – bir tishning ikkinchisiga ta'siri. Rasmda quyidagilarni yoza olamiz:

$\omega_{21} = \omega_1 + \omega_2 - 2$  – g'ildirakning  $P$  atrofida aylanish burchak tezligi;

$\omega_{22} = \omega_1 + \omega_2 - 2$  – g'ildirakning  $P$  atrofida aylanish burchak tezligi.

$$v_{21} = x \cdot (\omega_1 + \omega_2) = x \cdot v \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) - \text{inversiya metodi bilan topamiz.}$$

Tishlar orasidagi normal kuchlarni topishda ilashishda faqat bir juft tishgina qatnashadi deb faraz qilamiz.



**6.2-rasm. Tishli uzatma uchun F.I.K ni toppish sxemasi.**

2- g'ildirakning muvozanat shartini topamiz:

$$\sum_{i=1}^n M_i(P_i) = P_{12} \cdot r_2 \cdot \cos \alpha - \mu P_{12}(r_2 \cdot \sin \alpha + x) - M_2 = 0$$

Bundan  $P_{12}$  ni topamiz:

$$P_{21} = \frac{M_2}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \cdot \sin \alpha + x)} \quad (6.16)$$

$O_1$  ga nisbatan moment olib,  $I$  – g'ildirakning muvozanat shartini tuzamiz:



$$\sum_{i=1}^n M_i(P_i) = P_{21} \cdot r_1 \cdot \cos \alpha - \mu P_{21} (r_1 \cdot \sin \alpha - x) - M_1 = 0$$

Bundan 
$$P_{21} = \frac{M_1}{r_1 \cos \alpha - \mu(r_1 \cdot \sin \alpha - x)} \quad (6.17)$$

$P_{12} = -P_{21}$  ekanligini e'tiborga olsak,

$$M_1 = -M_2 = \frac{r_1 \cos \alpha - \mu(r_1 \sin \alpha - x)}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \sin \alpha + x)} = M_1(x) \quad (6.18)$$

bo'ladi. Shunday qilib,  $M_1 - x$  holatga bog'liq funksiya ekan  $v_{21}$  nisbiy tezlik qutbdan o'tishda o'z yo'nalishini o'zgartiradi, shunda ishqalanish kuchlari ( $F_{12}$ ,  $F_{21}$ ) ham o'z yo'nalishlarini o'zgartiradi. Mana shu kuch va tezlik yo'nalishlarining o'zgarib turishi valning vibratsiyalanishiga sabab bo'ladi. Quvvatlar tengligidan foydalanib, quyidagini topamiz:

$$M_1 = -M_2 \cdot l_{21}$$

Ishqalanishdagi elementar ish quyidagicha topiladi:

$$dA_F = \eta P_{12} \cdot v_{21} \cdot dt$$

Bulardan,

$$dA_F = \mu \frac{M_2}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \sin \alpha + x)} \cdot x \cdot v_{21} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{dx}{r_{21} \cdot \cos \alpha} \quad (6.19)$$

yoki,

$$dA_F = \mu \frac{M_2}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \sin \alpha + x)} \cdot x \left( \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right) \cdot \frac{xdx}{\cos \alpha} \quad (6.20)$$

$\mu(\sin x + x)$  ni hisobga olmasak, quyidagi hosil bo'ladi:

$$dA_F = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos \alpha} \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} x \cdot dx \quad (6.21)$$

Bu tenglamani integrallab, bir juft tishning to'la ilashishidagi ishqalanishning ishini topamiz.

$$dA_F = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos^2 \alpha} \left( \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right) \cdot \int_{-l_2}^{+l_2} x dx = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos^2 \alpha} \left( \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right) \cdot \frac{l_2^2 + l_1^2}{2} \quad (6.22)$$

Bir juft tishning to'la ilashishidagi vaqtni quyidagicha topamiz:

$$t = \frac{l_1 + l_2}{v \cos \alpha} = \frac{l_1 + l_2}{r_2 \omega_2 \cos \alpha} \quad (6.23)$$

Quvvatni quyidagicha topamiz:

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{75} \quad (6.24)$$

$$r_1 = \frac{mz_1}{2}, \quad r_2 = \frac{mz_2}{2} \text{ ekanligi e'tiborga olinsa, o'rtacha quvvat}$$

$$N_F = \frac{A_F}{t} = \frac{75 \cdot \mu \cdot N_2}{m \cdot \cos \alpha} \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_2^2 + l_1^2}{l_1 + l_2} \quad (6.25)$$

foydali mexanik koeffitsiyent esa

$$\eta = \frac{N_2}{N_2 + N_F} = \frac{1}{1+k}$$

$$k = \frac{N_F}{N_2} = \frac{75\mu}{m \cos \alpha} \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_1^2 + l_2^2}{l_1 + l_2} \quad (6.26)$$

bo'ladi.

Ba'zi tishli ilashmalar uchun  $\eta$  ning qiymati quyidagichadir:

$\eta=0,99$  – silliqlangan tishlar uchun;

$h=0,985$  yo  $0,98$  – yuqori aniqlik bilan ishlangan tishlar uchun.

Ishlab chiqarishda qo'llaniladigan barcha mashina va mexanizmlarda ishqalanishni va u tufayli yuzaga keladigan yeyilishni (edirilishni) oldini olish usullarini qo'llab, yangilarini yaratish shu kunning dolzarb muammolaridan hisoblanadi. Ularning ba'zilarini tahlil qilib chiqaylik. Elastik, egiluvchan (qayishqoq) bo'g'inlarda ichki ishqalanish kuchlari ko'p hollarda tajribaviy usullarda aniqlanadi. Dinamikaning nazariy masalalarini tadqiq qilishda elastik bo'g'inlardagi ishqalanish kuchi tezlikka yoki uning darajalariga bog'lab inobatga olinadi. Natijalarni aniqligi yuqori emas. Bunda ishqalanish kuchini fizik mohiyatini chuqur o'rganib, materialning energiyani yutish qobiliyatini va boshqa xususiyatlarini kengroq tahlil qilish, ularni ishqalanish kuchini topishda inobatga olish maqsadga muvofiqdir.

Ishqalanish kuchini kamaytirish yo'llari juda ko'p. Ularning ichida asosiy bo'lib materialni tanlash, konstruktiv parametrlarni asoslash, dinamik xususiyatlarni inobatga olish kiradi. Jumladan, katta tezlikda harakatlanuvchi vallarning tayanchlaridagi podshipniklarga asosiy harakatga tik juda kichik tebranishlar berilsa, ishqalanish kuchi anchaga kamayadi.

Mashina va mexanizmlarning FIKlari asosiy ko'rsatkich bo'lib uni oshirish uchun yuqorida ta'kidlangan usullardan tashqari ortiqcha quvvat sarfini kamaytirishning effektiv usullarini topish kerak. Texnologik mashinalarda mashinani harakatga keltirish, to'xtatish va ishlash paytida o'tish jarayonlari yuzaga keladi.

To'qimachilik mashinalarida (ip uzilganda), paxta tozalash mashinalarida, ayniqsa, qishloq xo'jalik mashinalarida, ishlash vaqtida majburiy to'xtashlar bo'lib turadi. Shuningdek, texnologik vazifani bajarishda ham o'tish jarayonlari yuzaga kelib turadi. Ushbu o'tish jarayonlari tezlikni, yuklanishlarni o'zgarishiga, quvvat sarfini notekis sarfiga (ko'payishiga) olib keladi. FIKni oshirish uchun mashinani ishlash rejimi bir tekisda bo'lishi kerak. Ishchi organlarni, mexanizmlarni muvozanatlash, ishqalanish kuchlarini kamaytirish, bo'g'inlarni yengillashtirish hisobiga ham FIK oshirish mumkin. Hozirda FIK oshirishni yangi original yo'llarini topish maqsadga muvofiqdir.

5. Demak, texnologik mashina va mexanizmlarni F.I.K. larini hisoblash usullari o'rnatiladi tegishli mashina, mexanizm F.I.K.ni aniglanadi.

## 7. MASHINA HARAKAT TENGLAMALARI

### 7.1. Mashina harakati davrida

Mashina yurituvchi, uzatuvchi va ishchi mexanizmlarini o'z ichiga olgan sistema ekanligini yuqorida ta'kidlagan edik. Endi mashina agregatini harakat tenglamalarini ko'rib chiqamiz.

Biror vaqt ichida qo'zg'aluvchanlik darajasi  $W=1$  bo'lgan sistemaning kinetik energiyasining o'zgarishi qo'yilgan kuchlarning bajargan ishlari yig'indisiga teng.

Buning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} - \frac{m_1 v_0^2}{2} = \sum_{i=1}^k A_i \quad (7.1)$$

bu yerda  $m_1$  – sistemaning umumiy (keltirilgan) massasi;  $v_0$  – sistemaning boshlang'ich tezligi;  $v_1$  – sistemaning oxirgi tezligi.

$\sum_{i=1}^k A_i$  – sistemaga qo'yilgan kuchlar ishining yig'indisi yoki

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} \pm A_G \quad (7.2)$$

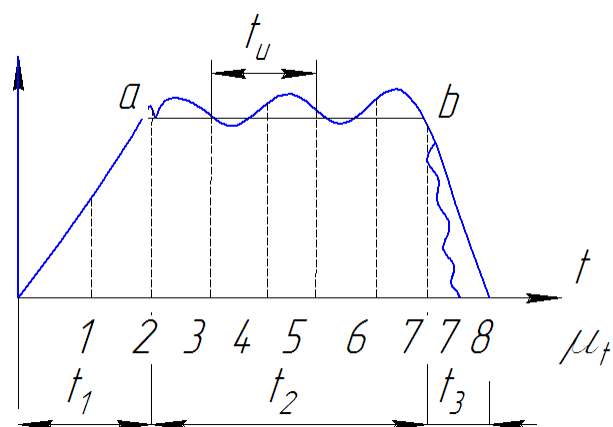
(7.2) tenglama mashinaning ish holatidagi harakat tenglamasi deb ataladi (energetik rasmi). Agar mashina qismlarining harakati davriy bo'lib, ularning og'irligi, bajargan ishi ham davriy bo'lsa, u holda  $A_G$ ni hisobga olmasa ham bo'ladi, chunki bo'g'in tushayotganda ish musbat bo'lib, yuqoriga ko'tarilishda manfiy bo'ladi. Bunday hol uchun (7.2) tenglamaning ko'rinishi quyidagicha bo'ladi:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} \quad (7.3)$$

Har qanday mashina harakatida uch asosiy davr bo'ladi (7.1-rasm):

- 1) mashinaning yurgazilish davri –  $t_1$ ;
- 2) mashinaning barqaror yurish davri –  $t_2$ ;
- 3) mashinaning to'xtash davri -  $t_3$ .

Biz mashina harakatining uchala davri bilan tanishib chiqamiz.



**7.1-rasm. Mashina harakatining davr grafigi.**

### *Mashinani yurgizish davri*

Mashinaning yurgazilish davrida uning boshlang'ich tezligi nol ( $v_0=0$ ); kinetik energiyasi ham nol bo'ladi:

$$\sum \frac{m_i v_0^2}{2} = 0 \quad (7.4)$$

(7.3) tenglama quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} = A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} \quad (7.5)$$

$$A_g = A_{f.q.} + A_{z.q.} + \sum \frac{m_i v_1^2}{2}$$

Demak, mashinani yurgazish davrida harakatlantiruvchi kuchlarning ishi foydali va zararli qarshiliklar ishidan katta bo'lishi shart, chunki ishning ma'lum qismi mashinaning harakatlantiruvchi qismlari normal tezlikka erishuvini ta'minlovchi tezlanishni berish uchun sarflanadi. Buni 7.1-rasmdagi Oa grafikdan ko'rish mumkin.

### *Mashinaning barqaror yurish davri.*

Mashinada ilgarilanma-qaytma harakat qiluvchi bo'g'inlar bo'lmaydi, faqat rotatsion (aylanma harakatlanuvchi) qismlar bo'lsa, u holda, tezlik o'zgarmas, ya'ni  $v_1=v_0=v$  bo'ladi), demak, kinetik energiyaning orttirmasi ham nol bo'ladi:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = 0 \quad (7.6)$$

(7.3) tenglama quyidagi ko'rinishni oladi:

$$A_g = A_{f.q.} + A_{z.q.} \quad (7.7)$$

Demak, mashinaning barqaror harakati davrida hamma vaqt harakatlantiruvchi kuchlarning ishi foydali va zararli qarshilik kuchlari ishlarining yig'indisiga teng bo'ladi. Buni 7.1-rasmdagi grafikning *ab* gorizontal to'g'ri chizig'idan ko'rish mumkin. Mashina harakatining barqaror davrida kinetik energiya orttirmasi istalgan vaqt ichida nolga teng bo'lmay, balki ma'lum bir davr ichida nol bo'lishi mumkin. Bunday hol uchun kinetik energiya orttirmasi quyidagicha yoziladi:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = 0 \quad (7.8)$$

Buni 7.1-rasmdagi kinetik energiyaning *ab* sinusoida grafigidan ko'rish mumkin.

Mashinaning to'xtash davrida oxirgi tezlik nol bo'ladi ( $v_1=0$ ), bunda (7.3) tenglama quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} = -\sum \frac{m_i v_0^2}{2} \quad (7.9)$$

bundan

$$A_g > A_{f.q.} + A_{z.q.}$$

ekanligini bilish qiyin emas. Mashinaning to'xtashi uchun  $A_g=0$  va  $A_{f.q.}=0$  bo'lishi kerak, ya'ni:

$$A_{z.q.} = \sum \frac{m_i v_0^2}{2} \quad (7.10)$$

Mashinani to'xtatishda harakat vaqtida to'plangan kinematik energiya zararli qarshiliklar ishini yengish uchun sarflanadi ( $A_{z.q.}$ ). Bundan, sun'iy ravishda zararli qarshilikni ko'paytirib, mashinaning bosh vallariga maxsus tormozlar o'rnatish yo'li bilan hal qilinadi: masalan, tez yurib kelayotgan avtomobilni to'xtashi uchun, avval, dvigatel friksioni ilashgichdan bo'shatilib, so'ng tormozlash kerak.

## 7.2 Keltirilgan kuch va moment

Dinamika masalalarini hal qilishda, ko'pincha, keltirilgan kuch va momentlar nazariyasidan foydalanishga to'g'ri keladi. Barcha tashqi kuchlar va momentlar keltirilgan nuqta va bo'g'in keltirish nuqtasi va bo'g'ini, deb ataladi. Keltirilgan kuchlarni topish uchun keltiruvchi kuchlar bajargan ish bilan keltirilgan kuch bajargan ishning tezligidan foydalaniladi. Ana shu shart bilan topilgan kuch

keltirilgan kuch deb ataladi va  $P_K$  bilan belgilanadi. Keltirilgan kuch vaqning o'tishi bilan o'zgaruvchan funksiya bo'lishi mumkin. Shuning uchun keltirilgan kuchni topishning umumiy qoidasi quyidagicha ta'riflanadi: mexanizmning biror bo'g'iniga keltirilgan kuchning elementar ishi keltiruvchi kuchlarning elementar ishlari yig'indisiga teng bo'ladi.

Umumiy holda keltirilgan kuchning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$P_k = dS_k \cos(\widehat{P_k, dS_k}) = \sum_{i=1}^n [P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i] \quad (7.11)$$

bundan:

$$P_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i]}{dS_k \cos(\widehat{P_k, dS_k})} \quad (7.12)$$

Agar kasrning surat va maxrajini  $dt$  vaqtga bo'lsak, quvvatlar tengligidan keltirilgan kuch topilgan bo'ladi.

$$P_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i v_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i \dot{\omega}_i]}{v_k \cos(\widehat{P_k, v_k})} \quad (7.13)$$

Ko'p hollarda keltirilgan kuch o'rniga keltirilgan momentni topish qulay bo'ladi, bunda tenglamalar quyidagi ko'rinishda yoziladi:

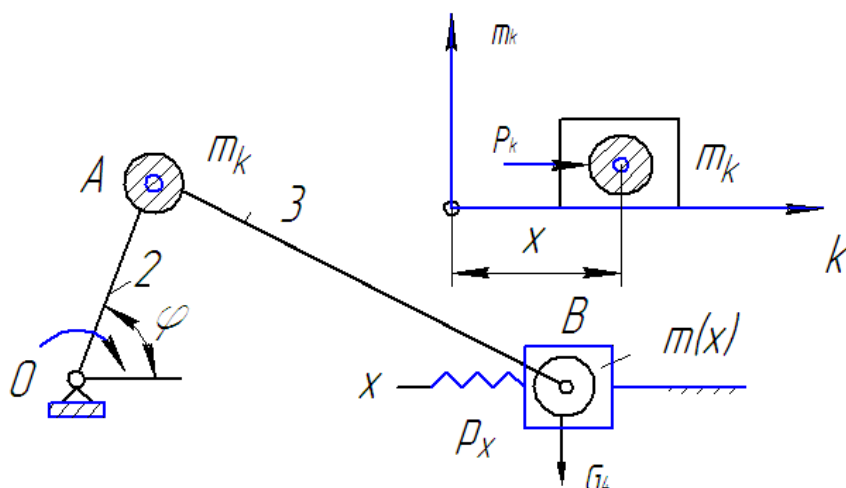
$$M_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i]}{d\varphi_k} \quad (7.14)$$

yoki quvvat ko'rinishida quyidagicha bo'ladi:

$$M_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i v_i \cos(\widehat{P_i, v_i}) + M_i \omega_i]}{\omega_k} \quad (7.15)$$

bu yerda  $M_K$  – keltirilgan moment;  $\omega_K$  – keltirish bo'g'inining burchak tezligi;  $M_i$  -keltiruvchi  $i$  bo'g'inining momenti;  $\omega_i$  – keltiriluvchi bo'g'inining burchak tezligi;  $v_i$  – keltiriluvchi  $i$  bo'g'inining og'irliq markazining chiziqli tezligi;  $P_i$  – keltiriluvchi  $i$  bo'g'inga qo'yilgan kuch.

$(\widehat{P_i, v_i})$  –  $P_i$  kuch bilan  $v_i$  tezlik orasidagi burchak.



7.2-rasm. a – aylangich-sudralgichli mexanizm; b – keltirilgan kuch  $P_K$  va keltirilgan massa ( $m_K$ ).

Keltirilgan kuch yoki massa metodidan foydalanilganda mexanizm harakatining o‘rniga keltirish bo‘g‘inning harakatini o‘rganish mumkin. 7.2a-rasmdagi aylangich-sudralgichli mexanizm bo‘g‘inlarining massasi,  $V$  sudralgichda keltirilgan, deb faraz qilaylik. Undagi keltirilgan massa o‘zgaruvchan bo‘lib, uning o‘zgarishi sudralgich yo‘liga bog‘liqdir. Agar massa grafigini  $x$  ga qarab tuzgan bo‘lsak, u holda, massa funksiya bo‘lib,  $x$  argumentdir; uning matematik ifodasi quyidagicha bo‘ladi (7.2-rasm, b):

$$M_{KB}=m(x) \quad (7.16)$$

bu yerda  $m(x)$  – keltirilgan massaning  $P_K$  kuch ta‘sirida o‘zgarishi; bu o‘zgarish  $x$  koordinata,  $v$  tezlik va  $t$  vaqtga bog‘liqdir.  $m(x)$  ni analitik va grafik ko‘rinishda tuzish mumkin. Xuddi shunday keltirilgan  $P_k$  kuchni ham analitik va grafik rasmda bersa bo‘ladi, ya‘ni:

$$R_k=R(x, v, t) \quad (7.17)$$

Keltirish bo‘g‘ini kinetik energiyasining orttirmasi bajarilgan ishga tengligidan foydalanib, quyidagi matematik ifodani yozamiz:

$$d\left[\frac{m(x) \cdot v^2}{2}\right] = P(x, v, t) \cdot dx$$

$$\frac{d}{dx}\left[\frac{m(x) \cdot v^2}{2}\right] = P(x, v, t)$$

Tenglamani differensiallab,  $v = \frac{dx}{dt}$  ekanligini e‘tiborga olsak, quyidagi kelib chiqadi:



$$m(x) \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d[m(x)]}{dx} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 = P(x, v, t) \quad (7.18)$$

Bu tenglama  $x$  ga nisbatan o'zgaruvchan massali jismning harakat tenglamasi, ya'ni massasi davriy o'zgaradigan bo'g'in uchun N'yutonning ikkinchi qonunidir. Agar  $m(x) = \text{sonst}$  bo'lsa, bu formula N'yutonning bizga ma'lum bo'lgan ikkinchi qonunini beradi.

Agar keltirish bo'g'ini sudralgich bo'lmay,  $\overline{OA}$  aylangich bo'lsa, u holda keltirilgan massa o'rniga keltirilgan inertsiya momenti va  $x$  argument o'rniga aylangichning  $\varphi$  burchagi qo'yiladi, xolos. Bunday hol uchun tenglamani differensial rasmi quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$I(\varphi) \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d[I(\varphi)]}{d\varphi} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = P(\varphi, v, t) \quad (7.19)$$

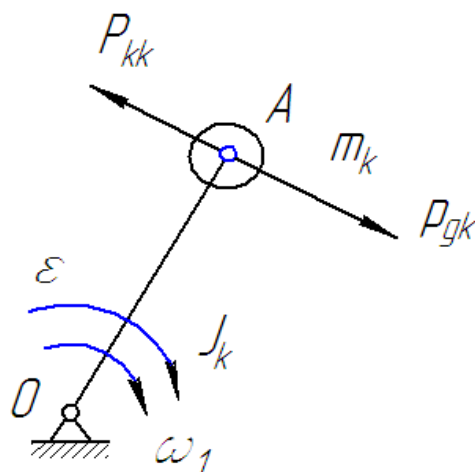
bu yerda  $I(\varphi)$  – keltirish bo'g'iniga keltirilgan inertsiya momenti, bu o'zgaruvchan kattaliqdir;  $\varphi$  – aylangichning (keltirish bo'g'inining) buralish burchagi;  $M(\varphi, \omega, \tau)$  – keltirish bo'g'iniga keltirilgan moment.

### 7.3 Keltirilgan massa va inersiya momenti

Mashina va mexanizmlar dinamikasini o'rganishda keltirilgan massa yoki inersiya momenti tushunchasidan foydalanishga to'g'ri keladi. Ko'pincha, massa yetaklovchi bo'g'inning biror nuqtasiga, inertsiya momenti esa yetaklovchi bo'g'inga keltiriladi. Massa keltirilgan nuqta keltirish nuqtasi deb, inersiya momenti keltirilgan bo'g'in esa keltirish bo'g'ini deb ataladi. Keltirilgan massa ( $m_k$ ) bilan keltirilgan inersiya momenti  $J_k$  o'zgaruvchan fiktiv kattaliklar bo'lib, ular keltirish massasining kinetik energiyasi bilan keltiriluvchi massalar kinetik energiyalarining tenglik shartidan topiladi. Aylangich-shatunli mexanizm bo'g'inlarining massalarini aylangichdagi  $A$  nuqtaga keltirishda (13.20) tenglikdan foydalanamiz (7.3-rasm).

Bundan  $v_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$ ;  $v_S = K_v \cdot r_s$ ;  $v_v = K_v \cdot \overline{pb}$  ekanligini e'tiborga olib, keltirilgan massa ( $m_k$ )ni topamiz:

$$m_k = \frac{I_O}{l_{OA}^2} + m_s \left( \frac{P_s}{P_a} \right)^2 + \frac{I_S}{l_{AB}^2} \left( \frac{ab}{P_a} \right) + m_u \left( \frac{pb}{P_a} \right)^2 \quad (7.20)$$



**7.3-rasm. Aylangichning  $A$  nuqtasiga keltirilgan massa  $m_k$ , keltirilgan qarshilik kuchi ( $R_{kk}$ ); keltirilgan harakatlantiruvchi kuch ( $R_{dk}$ ); massaning  $OA$  bo‘g‘iniga keltirilgan inertsiya momenti ( $J_k$ ).**

Keltirilgan inertsiya momenti quyidagicha topiladi:

$$\frac{I_k \omega_1^2}{2} = \frac{1}{2} I_0 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} (m_s \cdot v_s^2) + \frac{1}{2} m_u \cdot v_u^2$$

yoki,

$$I_k = I_0 + m_s l_{OA}^2 \left( \frac{ps}{pa} \right)^2 + I_s \cdot \left( \frac{\omega_s}{\omega_1} \right)^2 + m_u \cdot l_{OA}^2 \left( \frac{pb}{pa} \right)^2 \quad (7.21)$$

(7.20) va (7.21) tenglamalardan ma’lum bo‘lishicha, tegishli tezliklar davriy o‘zgaruvchan bo‘lganliklaridan, keltirilgan massa bilan keltirilgan inersiya momenti ham davriy o‘zgaruvchan kattaliklardir. Ularning matematik ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$m_k = m_k(\varphi + 2p); I_k = I_k(\varphi + 2p) \quad (7.22)$$

7.3-rasmda keltirish nuqtasiga qo‘yilgan massa bilan inersiya momentlarining keltirish bo‘g‘ini ko‘rsatilgan.

Mexanizmning keltirilgan massasi inersiya kuchining momenti quyidagicha yoziladi:

$$M_u = - \left( I_k \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \right) \quad (7.23)$$

Bu momentlarni quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$M_{ua} = - \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.24)$$

$$M_{uk} = - I_k \frac{d\omega}{dt} \quad (7.25)$$

Mexanizm harakatida ikkita inersiya kuchining momenti borligi ko‘rib o‘tildi. Bulardan birinchisi mexanizmning o‘zgarmas burchak tezligi bilan aylanishidagi hosil bo‘lgan inersiya momenti bo‘lib, mexanizmning asosiy yoki permanent harakati, deb ataladi. Ikkinchisi esa keltirish bo‘g‘ini burchak tezligining o‘zgarishidan hosil bo‘lgan inersiya momenti bo‘lib, mexanizmning qo‘shimcha yoki boshlang‘ich harakati deb ataladi. Agar mexanizm harakatida keltirilgan inersiya momentining maksimal va minimal qiymatlari orasidagi farq kichik bo‘lsa, u holda  $\frac{dJ}{d\varphi}$  ni hisobga olmasa bo‘ladi. Keltirilgan inersiya momenti hamma vaqt musbat son bo‘ladi. Mexanizm bo‘g‘inlaridagi nuqta tezliklarining nisbati faqat mexanizm holatiga ( $\varphi$ ) bog‘liq bo‘lgani uchun, keltirilgan inersiya momenti ham mexanizm tezligiga bog‘liq bo‘lmay, balki faqat uning holatiga bog‘liqdir.

#### 7.4. Mashina harakat tenglamalarini integrallash

Mashina agregatining momentlar ko‘rinishidagi differensial tenglamasida  $M_g$  va  $M_k$  ko‘rinishidagi keltirilgan momentlar bor bo‘lib, bularning qanday parametrlarga bog‘liqligi e‘tiborni o‘ziga tortadi. Bu momentlar texnologik jarayonning mohiyatiga qarab umumlashgan koordinataga, uning tezligiga yoki vaqtga bog‘liq bo‘lishi mumkin. Harakat differensial tenglamasining mumkin bo‘lgan variantlari quyidagicha bo‘lishi mumkin:

1) Har ikkala moment ham faqat umumlashgan koordinataga bog‘liq bo‘lgan hol. Bunda harakat tenglamasi quyidagi ko‘rinishni oladi:

$$M_g(\varphi) - M_k(\varphi) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.26)$$

2) Momentlar faqat agregatning umumlashgan koordinata tezligiga bog‘liq bo‘lishi mumkin, ya‘ni:

$$M_g(\omega) = M_k(\omega) = I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.27)$$

3) Keltirilgan momentlar faqat vaqtga bog‘liq bo‘lgan hol, ya‘ni:

$$M_g(t) - M_k(t) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.28)$$

4) Momentlar umumlashgan koordinataga va vaqtga bog‘liq bo‘lganda:

$$M_g(\varphi) - M_k(\varphi) = -I_H \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.29)$$

5) Umumlashgan koordinata va uning tezligiga bog‘liq bo‘lganda:

$$M_g(\varphi) - M_k(\omega) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.30)$$

6) Vaqt va burchak tezlikka bog‘liq bo‘lganda:

$$M_g(t) - M_k(\omega) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.31)$$

7) Umumlashgan koordinata, tezlik va vaqtga bog‘liq bo‘lganda:

$$M_g(\varphi, \varphi, t) - M_k(\varphi, \varphi, t) = I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (7.32)$$

Harakat tenglamasi umumlashgan koordinataga bog‘liq bo‘lgan hol:

$$[M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = d\left(\frac{I_k\omega^2}{2}\right)$$

Buni integrallaymiz:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_i} [M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = \frac{I_{ki}\omega_i^2}{2} - \frac{I_{ko}\omega_0^2}{2} \quad (7.33)$$

bu yerda  $I_{ki}$  – keltirish bo‘g‘inining  $I$  holatidagi keltirilgan inertsia momenti;  $\omega_i$  – keltirish bo‘g‘inining shu holatidagi burchak tezligi;  $I_{ko}$  – keltirish bo‘g‘inining boshlang‘ich holatidagi keltirilgan momenti;  $\omega_0$  – boshlang‘ich holatdagi burchak tezligi. Shunday qilib, keltirilgan momentlar umumlashgan koordinataga bog‘liq bo‘lsa, u holda differensial tenglama kvadratura yo‘li bilan yechilishi mumkin ekan.

Agar keltirilgan inertsia momenti o‘zgarmas bo‘lsa, u holda  $I_{ki}=I_{ko}=I_k$  bo‘ladi va (7.33) tenglama quyidagicha ko‘rinishiga ega bo‘ladi:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_i} [M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = \frac{I_k}{2}(\omega_i^2 - \omega_0^2) \quad (7.34)$$

Shunday qilib, (7.33), (7.34) tenglamalardan foydalanib  $\omega_i$  ning qator holatlarini topish mumkin, ya’ni  $\omega = \omega_i(J)$

$$\varepsilon_i \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\omega} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi}$$

Xulosa:  $\omega = \omega(t)$  yoki  $\omega = \omega(\varphi)$  ni differensiallab, keltirish bo'g'inining burchak tezlanishini topish mumkin ekan.

Harakat tenglamasi faqat umumlashgan koordinata tezligiga bog'liq bo'lgan hol;  $I_k = \text{const}$  bo'lgan holatni tekshiramiz:

Bunday hol ham kvadratura (ajratish) yo'li bilan yechiladi:

$$[M_g(\omega) - M_c(\omega)] = I_k \frac{d\omega}{dt} \quad (7.35)$$

yoki

$$t_i = t_0 + I_k \int_{\omega_0}^{\omega_i} -k \frac{d\omega}{M_g(\omega) - M_c(\omega)} \quad (7.36)$$

Agar keltirilgan momentlar faqat vaqtga bog'liq bo'lib,  $I_k = \text{const}$  bo'lsa, u holda ham tenglamani kvadraturaga ajratish mumkin, ya'ni:

$$\int_{t_0}^{t_i} \frac{1}{I_k} [M_g(t) - M_c(t)] dt = \int_{\omega_0}^{\omega_i} d\omega \quad \left[ \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_k}{d\varphi} \right]$$

$$\omega_i(t) = \omega_0 + \frac{1}{I_k} k \int_{t_0}^{t_i} [M_g(t) - M_c(t)] dt \quad (7.37)$$

Shunday qilib, tenglamaning chiziqsiz hadi nolga teng bo'lgan hollar uchun (ya'ni keltirilgan inertiya momenti o'zgarmas miqdor bo'lgan hol), harakat differensial tenglamasining kvadratura yo'li bilan yechish mumkinligi bilan tanishib chiqdik. Qolgan hollar uchun  $M_g$  va  $M_k$  lar juda sodda bo'lsagina tenglamani yechish mumkin, aks holda bunday tenglamalarni yechish mumkin bo'lmay, ularni taqribiy yechish yo'lidan foydalaniladi.

8. Mashina harakat tenglamalarini tuzishda quyidagi muammoviy holatlar vujudga keladi:

- yuritgichning dinamik mexanik xarakteristikasi tenglamalarini yetarlicha asoslanganligi;
- yopiq zanjirli, tarmoqlanuvchi sistemalar uchun harakat tenglamalarini keltirib chiqarishning usulini ishlab chiqish;
- o'zgaruvchan massali, bikrlilik xususiyatini va o'zgaruvchan rejimda harakat qiluvchi mashinalarning harakat tenglamalarini keltirib chiqarishning murakkabligi kabilar.

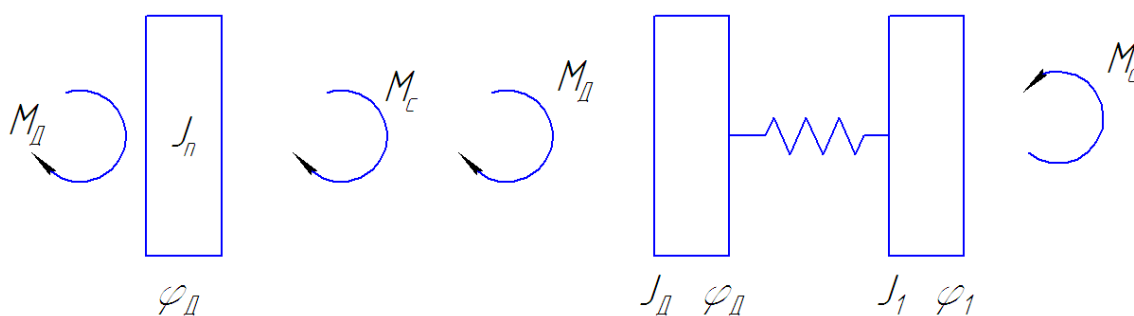
## 8. MASHINA AGREGATI HARAKATINI TAHLILI

### 8.1 Bir massali mashina harakati tahlili

Valikli jinni ishchi valikini, jinni arrali silindrini, shnekli tozalovchini, tokar stanogi shpindelini va h.k. larni bir massali rotatsion sistemaga keltirish mumkin. Bir massali mashina agregatini hisoblash sxemasi 8.1-rasmda keltirilgan.

Mashina agregatining matematik modeli differensial tenglamalar sistemasidan iborat:

$$\frac{1}{2\omega_0 M_K} \dot{M}_D + \frac{S_K}{2M_K} M_D = \frac{\varphi_0 - \varphi_D}{\omega_0}, J_P \ddot{\varphi}_D = M_D - M_K \quad (8.1)$$



8.1-rasm. Bir va ikki massali mashina agregati hisob sxemalari.

$$M_K = \frac{1}{i} (M_1 + M_0 \sin \omega t) \quad (8.2)$$

bu yerda  $M_K$  – elektr yurituvchini valiga keltirilgan qarshilik momentlarining yig‘indisi;  $M_1$  – qarshilikning doimiy tashkil etuvchisi;  $M_0$  – qarshilik momentini tebranish amplitudasi;  $i$  – biki kinematik uzatma sistemasining umumiy uzatish soni.

(8.2) ifoda doimiy koeffitsiyentli differensial tenglama sistemasini hisoblanadi. Uning ikkinchi differensial tenglamasini quyidagicha yozamiz:

$$J_P \dot{\omega}_D = \dot{M}_D - M_K \quad (8.3)$$

$M_D$  qiymatni (8.2) dan (8.1)ga qo‘yamiz

$$\frac{1}{2\omega_C M_K} M_D + \frac{J_P S_K}{2M_K} \omega_D + \frac{S_K}{2M_K} M_K = -\frac{\omega_0 - \omega_D}{\omega_0} \quad (8.4)$$

$M_D$  hosilasini (8.3) dan (8.4)ga qo‘yamiz

$$\frac{J_P \omega_0}{2\omega_C M_K} \ddot{\omega}_D + \frac{J_P S_K \omega_0}{2M_K} \dot{\omega}_D + \omega_D = \omega_0 - \frac{\omega_0}{2\omega_C} M_C - \frac{S_K \omega_0}{2M_K} M_0 \quad (8.5)$$

Qarshilik momentini vaqtga nisbatan hosilasini olamiz

$$\dot{M}_K \frac{\alpha M_0}{i} \cos \alpha t$$

$\dot{M}_K$  va  $M_K$  qiymatlarini (8.4) ga qo'yamiz.

$$\frac{J_P \omega_0}{2\omega_C M_K} \ddot{\omega}_D + \frac{J_P S_K \omega_0}{2M_K} \dot{\omega}_D + \omega_D = \omega_0 - \frac{\alpha M_0 \omega_0}{2i\omega_C M_K} \cos \alpha t - \frac{S_K \omega_0 M_1}{2M_K i} - \frac{S_K \omega_0 M_0}{2M_K i} \sin \alpha t \quad (8.6)$$

Doimiy koeffitsiyentlarni quyidagicha belgilaymiz:

$$A = \frac{J_P \omega_0}{2\omega_C M_K}, \quad B = \frac{J_P S_K \omega_0}{2M_K}, \quad C = 1, \quad D = \omega_0 \frac{S_K \omega_0 M_1}{2M_K i},$$

$$E = \frac{\alpha M_0 \omega_0}{2i\omega_C M_K}, \quad K = \frac{S_K \omega_0 M_0}{2M_K i} \sin \alpha t$$

(8.6) ifodani o'ng tomonini trigonometrik funksiya bilan yozamiz:

$$\sin \alpha t - \frac{E}{K} \cos \alpha t = \sqrt{1 + \left(\frac{E}{K}\right)^2} \sin\left(\alpha t + \arctg \frac{E}{K}\right)$$

Natijada (8.6) quyidagi ko'rinishda bo'ladi

$$\ddot{\omega}_D + \frac{B}{A} \dot{\omega}_D + \frac{C}{A} \omega_D = \omega_D = \frac{D}{A} - \frac{1}{A} \sqrt{1 + \left(\frac{E}{K}\right)^2} \sin(\alpha t + \beta) \quad (8.7)$$

bu yerda  $\beta = \arctg \frac{E}{K}$

(8.7) tenglama  $\omega_D = \omega_P, \dot{\omega}_D = \dot{\omega}_P$  boshlang'ich shartlarida quyidagicha bo'ladi:

$$\omega_D = e^{\frac{B}{2A}t} \left( \omega_P \cos \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} + \frac{\frac{B}{A} \omega_P + \dot{\omega}_P}{\sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}}} \sin \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} t \right) -$$

$$- H e^{\frac{B}{2A}t} \left[ \sin(\beta - \gamma) \cos \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} t + \frac{\alpha(\beta - \gamma) + \frac{B}{2A} \sin(\beta - \gamma)}{\sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}}} \cdot \sin \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} t \right] +$$

$$+ \frac{D}{A} - H \sin(\alpha t + \beta - \gamma) \quad (8.8)$$

$$\text{bu yerda } \operatorname{tg} \gamma = \frac{Bd}{C - A\alpha^2}, \quad H = \frac{\sqrt{1 - K^2} E^2}{A \sqrt{\left(\frac{C}{A} - \alpha^2\right)^2 + \frac{B^2}{A^2} \alpha^2}}$$

(8.7) differensial tenglama yechimini taxlil qilaylik. (8.8) ni birinchi hadi – sistemaga boshlang‘ich  $\omega_n$  tezlik va  $\omega_n$  tezlanish berish natijasida  $\omega_D$  burchak tezligini erkin tebranishi. Bu tebranish chastotasi sistemaning tebranish chastotasidan kichik. Odatda, asinxron dvigatelli mashina agregatlarida  $\omega_n=0$ ,  $\dot{\omega}_n=0$  sababli (8.8) ni birinchi hadi nolga teng bo‘ladi. Ikkinchi hadi – erkin tebranish chastotasiga o‘xshash qarshilik momenti yig‘indisi ta’siridan hosil bo‘ladigan so‘nuvchi tebranishdan iborat. Bu tebranish amplitudasi vaqtga bog‘liq emas.

Uchinchi hadni birinchi qismi-barqaror harakatda sistemani burchak tezligining o‘rtacha qiymati bilan ifodalanadi. Doimiy kattalik  $e^{\frac{B}{2A}t}$  sababli (8.8) ni dastlabki ikkita hadi so‘nib nolga intiladi. Shuning uchun asinxron dvigatelli mashina agregatini barqaror harakatini ko‘rganda (8.8)ni dastlabki ikki hadini ishonchli muhandislik hisoblarida nazarga olmasa ham bo‘ladi. Bunda barqaror harakat rejimi uchun quyidagini yozish mumkin:

$$\omega_D = \omega_{o'r} - D\omega_D$$

$$\text{bu yerda } \omega_y = \frac{D}{A}, \quad \Delta\omega_D = H \sin(\alpha t - \beta - \gamma)$$

Sistemaning burchak tezligini tebranishi  $(\beta - \gamma)$  fazasiga bir oz siljigan texnologik qarshilik momentlari yig‘indisi chastotasi bilan sodir bo‘ladi. Mashina agregatini barqaror rejimdagi burchak tezligini o‘rtacha qiymati quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\omega_{o'r} = \frac{2\omega_C M_K}{J_P} - \frac{S_K \omega_C M_1}{iJ_P}$$

Shunday qilib, kinematik uzatmalarini biki, keltirilgan sistemani bir massali deb, keltirib chiqarilgan formulalardan texnologik mashinalar ishchi mexanizmlarini ma’qul bo‘lgan harakat rejimini hisoblash mumkin. Mashina agregatlarini harakat dinamikasining o‘rganishda haqiqatga yaqinroq bo‘lgan, sistemaning asosiy faktorlarini o‘z ichiga olgan, matematik modeli hisoblanadi.

Odatda, tadqiqotchilar masalaning yechimini soddalashtirish uchun matematik modelini ikkinchi darajali tashkil etuvchilar



hisobiga qisqartiradilar. Bu esa (masalan, qayishqoq elementlar bikr deb hisoblanadi) noto‘g‘ri natijalarga olib kelishi mumkin.

## 8.2. Ikki massali mashina agregatining harakati tahlili

8.1 b-rasmda hisoblash sxemasi keltirilgan ikki massali mashina agregatini harakat qonuniga qayishqoq uzatma bikrligining ta‘sirini ko‘raylik. Bunday ikki massali sistemalarga paxtani qayta ishlashda qo‘llaniladigan ishchi mexanizmlar, masalan, valikli jinning o‘rab turuvchi organi mexanizmini, LX-2 paxta tozalovchi setkali baraban sekstiyasi, tola ajratuvchi arrali silindr mexanizmi va mashinasozlikda qo‘llanuvchi turli mexanizmlarni kiritish mumkin. Quyida yurituvchidan, pona rasmidagi tasmali uzatmadan, ishchi organ va texnologik qarshiliklardan iborat rotatsion sistemaning harakat qonunini aniqlash masalasi yechimi keltirilgan.

Yuritmani harakatlantiruvchi momentini mexanik statistik xarakteristika bilan ifodalaymiz, foydali texnologik qarshilik ishchi organga qo‘yilgan va quyidagi ko‘rinishda:

$$M_q = M_l + M_0 \sin \alpha \quad (8.9)$$

bo‘lsin. Yuritmani mexanik xarakteristikasini aniqlaymiz:

$$M_D = \frac{M_P \omega_0}{\omega_0 - \omega_H} - \frac{M_H}{\omega_0 - \omega_H} \varphi_D \quad (8.10)$$

Sistemaning harakatini differensial tenglama bilan ifodalaymiz:

$$\begin{aligned} J_D \ddot{\varphi}_D &= M_D - C(\varphi_D - \varphi_1) \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= C(\varphi_D - \varphi_1) - M_C \end{aligned} \quad (8.11)$$

bu yerda  $M_l$  va  $M_0$  – qarshilik momentini doimiy tashkil etuvchisi va o‘zgaruvchan tashkil etuvchisi amplitudasi;  $M_D$ ,  $M_H$  – yuritmani harakatlantiruvchi momenti va uning nominal miqdori;  $\varphi_D$ ,  $\varphi_1$  – yuritma rotorini va ishchi organi burchak siljishi;  $\omega_0$ ,  $\omega_H$  – bo‘sh va nominal yurishning burchak tezligi;  $C$  – qayishqoq uzatmaning bikrlilik koeffitsiyenti.

(8.11) sistemaning birinchi tenglamasiga (8.10)ni qo‘yamiz:

$$\varphi_1 = \frac{J_P}{C} \ddot{\varphi}_D + \frac{M}{C(\omega_0 - \omega_H)} \dot{\varphi}_D - \frac{M_H \omega_0}{C(\omega_0 - \omega_H)} + \varphi_D \quad (8.12)$$

ni vaqtga nisbatan birinchi va ikkinchi hosilasini hisoblab hosil bo'lgan  $\varphi_1, \dot{\varphi}_1$  va  $M_K$  larni (8.12)dagi qiymatlarini (8.11) sistemaning ikkinchi tenglamasiga qo'yamiz:

$$\begin{aligned}\varphi_D^{IV} &= \frac{J_n M_1}{J_1 J_D (\omega_0 - \omega_H)} \varphi_D^{III} + \frac{C(J_1 + J_D)}{J_1 J_D} \ddot{\varphi}_D + \frac{CM_1}{(\omega_0 - \omega_H) J_1 J_D} \dot{\varphi}_D = \\ &= \frac{CM_H \omega_0}{J_1 J_D (\omega_0 - \omega_H)} - \frac{CM_1}{J_1 J_D} - \frac{CM_0}{J_1 J_D} \sin \alpha t\end{aligned}\quad (8.13)$$

(8.5) ni yechish uchun dastlab bir toifali tenglamani o'ng tomonisiz topamiz. Uning xarakteristik tenglamasi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\lambda^4 + D_1 \lambda^3 + D_2 \lambda^2 + D_3 \lambda = 0 \quad (8.14)$$

$$\text{bu yerda } D_1 = \frac{J_1 M_H}{J_1 J_D (\omega_0 - \omega_H)}, \quad D_2 = \frac{C(J_1 + J_D)}{J_1 J_D}, \quad D_3 = \frac{CM_H}{J_1 J_D (\omega_0 - \omega_H)}$$

$$(8.14) \text{ dan } \lambda_0 = 0, \quad \lambda^3 + D_1 \lambda^2 + D_2 \lambda + D_3 = 0 \quad (8.15)$$

(8.15) tenglamani Kardano usulida yechamiz.  $\lambda = 1 - \frac{D_1}{3}$  qabul qilamiz va 1 ni qiymatini (8.15) qo'yamiz:

$$z^3 + pz + q = 0 \quad (8.16)$$

$$\text{bu yerda } p = D_2 - \frac{D_1}{3}, \quad q = \frac{2}{27} D_1^3 - \frac{D_1 D_2}{3} + D_3$$

$$(8.16) \text{ ni ildizi } z_1 = \alpha + \beta, \quad z_2 = \alpha \varepsilon + \beta \varepsilon^2, \quad z_3 = \alpha \varepsilon^3 + \beta \varepsilon \dots$$

$$\alpha = \sqrt{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}, \quad \beta = \sqrt{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}$$

$$\text{bu yerda, } \varepsilon = -\frac{1}{2} + i \frac{\sqrt{3}}{2}, \quad \varepsilon^2 = -\frac{1}{2} - i \frac{\sqrt{3}}{2}$$

$$(8.15) \text{ ni ildizi } \lambda_1 = z_1 - \frac{D_1}{3}, \quad \lambda_2 = z_2 - \frac{D_1}{3}, \quad \lambda_3 = z_3 - \frac{D_1}{3}$$

(8.15) ildizini (8.14) ga qo'yamiz, differensial tenglamani o'ng tomonisiz aniqlaymiz:  $\varphi_D = C_1 e^{\lambda_0 t} + C_2 e^{\lambda_1 t} + e^{kt} (C_3 \cos pt + C_4 \sin pt)$

$$\text{buyerde, } K = -\frac{1}{2}(\alpha + \beta) - \frac{D_1}{3}, \quad \rho = \frac{\sqrt{3}}{2}(\alpha - \beta) \text{ Bir jinsli bo'lmagan}$$

(8.13) tenglamani xususiy yechimini aniqlash uchun  $J_D = A_1 t + A_2 \sin \theta t + A_3 \cos \theta t$  qabul qilamiz,  $\dot{\varphi}_D, \ddot{\varphi}_D, \varphi_D^{III}, \varphi_D^{IV}$  hosilasini

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_D &= A_1 + A_2 \theta \cos \theta t - A_3 \theta \sin \theta t \\ \ddot{\varphi}_D &= -(A_2 \sin \theta t) \theta^2 - A_3 \theta^2 \cos \theta t \\ \varphi_D^{III} &= -A_2 \theta^3 \cos \theta t + A_3 \theta^3 \sin \theta t \\ \varphi_D^{IV} &= -A_2 \theta^4 \sin \theta t + A_3 \theta^4 \cos \theta t\end{aligned}$$

ko‘rinishda yozamiz.

Hosil bo‘lganlarni (8.13) ga qo‘yib  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  koeffitsiyentlarini aniqlaymiz. Bunda (8.13) differensial tenglamaning umumiy yechimi

$$\varphi_D = C_1 e^{\lambda_0 t} + C_2 e^{\lambda_1 t} + e^{kt} (C_3 \cos pt + C_4 \sin pt) + A_1 t + A_2 \sin \theta t + A_3 \cos \theta t$$

bu yerda ikkinchi va uchinchi hadlar ikki massali rotatsion sistemaning harakatida o‘tish jarayonini xarakterlaydi. Harakatni barqaror rejimi quyidagi tenglamada ifodalanadi:

$$\varphi_D = C + A_1 t + A_2 \sin \theta t + A_3 \cos \theta t \quad (8.17)$$

Boshlang‘ich  $t=0$ ,  $\varphi_D=0$  sharoitda (8.14) dan  $C_1=-A_3$  kelib chiqadi, bunda

$$\varphi_D = A_3 (t + \cos qt) + A_1 t + A_2 \sin qt$$

(8.12) ga  $\dot{\varphi}_D$ ,  $\ddot{\varphi}_D$  hosilasini qo‘yib,

$$\varphi_1 = \frac{l_D}{C} (A_1 + A_2 \theta \cos \theta t + A_3 \theta \sin \theta t) + A_1 t + A_2 \theta \sin \theta t + A_3 (1 + \cos \theta t) - \frac{M_H \omega_0}{C(\omega_0 - \omega_H)}$$

$\dot{\varphi}_D$ ,  $\ddot{\varphi}_D$ ,  $\dot{\varphi}_1$ ,  $\ddot{\varphi}_1$  hosilalari orqali sistemani aylanuvchi masalalarini burchak tezligi va tezlanishlarini almashtirib, rotatsion tipidagi texnologik mashinalar masalalarini burchak tezliklarining zarur bo‘lgan notekisliklarini ta‘minlovchi  $l_D$ ,  $l_1$  va  $C$  parametrlarini tanlash mumkin. Shunday qilib, uchta va ko‘p massali sistemalarni formulalar bilan ifodalanuvchi dinamika masalalarini analitik yechimini va yuritmalari xarakteristikasini keltirish mumkin. Tasodifiy qarshilikli ko‘p massali sistemalar dinamika masalalarini analitik yechimi amalda mumkin emas. Differensial tenglamani hadlarining kamaytirib, masalani xususiy yechimiga erishish mumkin.

Oxirgi vaqtlarda chiziqli bo‘lmagan ko‘p massali sistemalar harakatini ifodalovchi differensial tenglamalarni yechish uchun sonli usullar qo‘llanilmoqda.

### *Muammoviy masalalar.*

Har qanday mashinaning harakatini nazariy jihatdan tekshirishda dastlab hisob sxemasi tuziladi. Ushbu sxemaga mos

ravishda harakat tenglamalari keltirib chiqariladi. Ko'p hollarda, mashina agregatini dinamik va matematik modellarini tuzishda ikki xil yondashuvga yoki muammoga duch kelinadi:

- mashina agregatini dinamik va matematik modellari ixcham, sodda, masalani oson yechish imkoniyati bo'lishi kerak;

- hisob va matematik modellar mashina harakatini real tarzda, haqqoniy ravishda ifoda etishi lozim.

Demak, birinchidan, mashina harakati tenglamalari haqqoniy bo'lsa, ikkinchi tomondan, sodda, ixcham va yechimini olish qiyin bo'lmasligi bir-biriga qarama-qarshi talablardir. Chunki matematik model reallikni to'liq aks ettirishi uchun barcha faktorlarni inobatga olish kerak. Natijada matematik model' kattalashib, murakkablashib, uning yechimini olish og'irlashadi. Xuddi shuningdek, mashina harakatiga ta'sir qiluvchi ikkinchi darajali faktorlar olib tashlansa, harakat tenglamalari sodda, lekin mashina harakatini to'liq, real aks ettirilmaydi. Matematik model' taxminiy bo'ladi. Uni yechish natijasida olingan qiymatlar ham taxminiy bo'ladi. Keyingi paytlarda juda murakkab chiziqli bo'lmagan differensial tenglamalarni zamonaviy komp'yuterlarni qo'llab yechish usullari keng tarqalmoqda. Shuning uchun mashina agregati harakat tenglamalarini iloji boricha real, haqqoniy qilib, barcha faktorlarni inobatga olib tuzish darkor. Olingan natijalar haqiqiy mashina harakatini ifodalab, yuqori aniqlikni bajarishi maqsadga muvofiqdir.

Xuddi shuningdek, mashina agregatlarini tarkibiy qismi bo'lgan yuritmalarni matematik modellari ham turlichadir. Jumladan, asinxron elektr yuritgichlarni mexanik xarakteristikalari: mexanik statistik xarakteristika; barqaror harakat uchun dinamik mexanik xarakteristika; barcha rejimlarda o'tish jarayonlarini hisobga oluvchi dinamik mexanik xarakteristika. Yuqorida ta'kidlanganidek, yuqori aniqlik talab etiladigan, real harakatini aniqroq ifodalash zarur bo'lgan asinxron elektr yuritgichlarini barcha rejimlarda o'tish jarayonlarini hisobga oluvchi dinamik-mexanik xarakteristikasi bilan ifodalash maqsadga muvofiq bo'ladi. Bunda masalaning yechimi murakkablashgani bilan, uning natijalari yuqori aniqlikda bo'ladi. Hozirgi zamon mashinalarida yuqori unumdorlik bilan birga yuqori aniqlik ham juda zarur bo'lmoqda. Bu kunning talabi.

## 9. MASHINA VA MEXANIZM HARAKATINING NOTEKISLIGI

### 9.1. Harakatni notekisligi

Ba'zi mashinalarda, masalan, nasos va kompressorlarda tezlik o'zgartirilib, bu mashinalarning ish unumi oshiriladi. Ayni zamonda shu mashinalarga beriladigan havo yoki suyuqlikning bosimi o'zgarmay turishi uchun ham mashina tezligini o'zgartirib turishga to'g'ri keladi. Mashina harakati tezligining o'zgarib turishi sababi turlicha bo'lganligidan, ular harakatini rostlash (bir me'yorga keltirish) usullari ham turlicha bo'ladi. Tezlik ikki xil o'zgaradi, bulardan biri davriy o'zgarish, ikkinchisi esa davriy bo'lmagan o'zgarishdir. Mashinaning barqaror harakati vaqtida shu mexanizm yetaklovchi bo'g'ini tezligining ma'lum texnologik sikl ichidagi o'zarishini bir me'yorga keltirish mashinaning davriy harakatini bir me'yorga keltirish deb ataladi.

Mashina harakatining tezligi foydali yoki zararli qarshilikning to'satdan o'zgarishi yoki mashinaga biror massa qo'yilishi sababli o'zgarib qolishi mumkin (o'tish jarayoni). Mashina harakati tezligining bunday tasodifan o'zgarishi davriy bo'lmagan o'zgarish deb ataladi. Mashinadagi tezlikning davriy yoki davriy bo'lmagan o'zgarib turishi, asosan, undagi bosh val (yetaklovchi bo'g'in) tezligining o'zgarishi bilan bog'liqdir. Mashina harakatining barqarorlashgan davridagi tezligini bir me'yorda saqlash uchun shu mashina tarkibiga qo'shimcha massa kiritish, ya'ni mashina tarkibidagi bo'g'in massalarini maqsadga muvofiq joylashtirish kerak bo'ladi. Kiritilgan qo'shimcha massa mashina harakati tezlashganda ortiqcha kinetik energiyani chiqarib turuvchi akkumulator vazifasini o'tashi kerak. Mashinaning asosiy valiga (yetaklovchi bo'g'iniga) o'rnatilgan maxovik ana shunday massadir. Davriy bo'lmagan tezlikning o'zgarib turishini bir me'yorga keltirib turish masalasi mashinaga maxsus qo'shimcha – regulator o'rnatish yo'li bilan hal qilinadi. Bu regulatorning vazifasi harakatlantiruvchi kuchning yoki qarshilik kuchlarining o'zgarish qonunlarini tekislab turishdan iborat. Masalan, bug' mashinasidagi regulator bug' kuchini bir xil saqlab turadi. Qarshilikni bir me'yorda saqlab

turuvchi regulator moderator deb ataldi. Mashinalarda ishlatiladigan tormoz tezlik moderatoridir.

Har qanday notekis harakat o‘zgaruvchan tezlikdan, ya’ni tezlanishdan kelib chiqadi. Valga o‘rnatilgan maxovikning giroskopik momenti quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$M_u = -\varepsilon \cdot J_0 \quad (9.1)$$

bu yerda  $J_0$  – maxovikning inertiya momenti,  $\varepsilon$  – maxovikning burchak tezlanishi,  $M_u$  – burchak tezlanishiga teskari yo‘nalgan giroskopik moment, (9.1) formulani quyidagicha yozamiz:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = -\frac{M_M}{J_0}$$

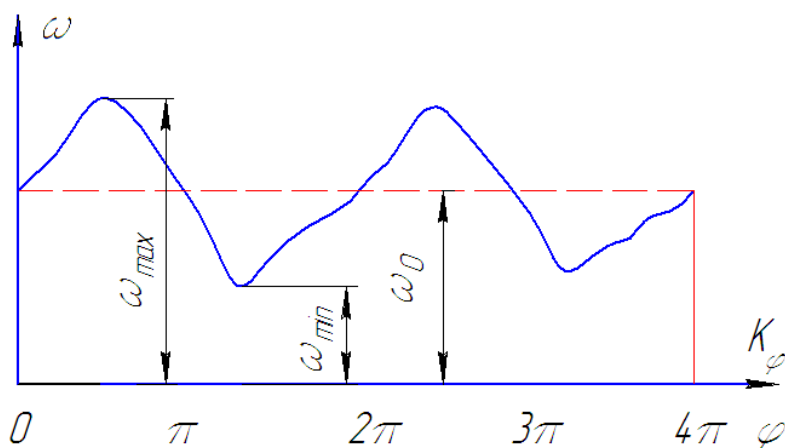
Bundan, burchak tezlanishi bo‘lmasligi uchun  $J_0 = \infty$  bo‘lishi kerak, degan xulosa chiqadi. Bu ideal hol bo‘lganligidan, uni bajarish qiyin. Ammo mashina harakat tezligini ma’lum darajada bir tekis qilish mumkin.

## 9.2. Mashinaning notekis aylanish koeffitsiyenti

Mashinaning asosiy vali notekis aylanadi, degan xulosaga keldik. Har qanday mashinaning o‘rtacha tezligi bo‘ladi. 9.1-rasmda asosiy val burchak tezligining  $4\pi$  ichida o‘zgarishi  $\omega = \omega(\varphi)$  grafigi tarzida berilgan. O‘rtacha burchak tezligi quyidagicha topiladi:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad (9.2)$$

bu yerda  $\omega$  – davr ichidagi o‘rtacha integral burchak tezligi, uni quyidagicha topsa maqsadga muvofiq bo‘ladi:  $\omega = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \omega d\varphi$



9.1-rasm. Burchak tezligini o‘zharish qonuni.

Shunday qilib, mashina keltirish valining o‘rtacha burchak tezligi  $\omega_0$  bo‘lsa, haqiqatda esa aylanish davrida haqiqiy burchak tezligi undan katta yoki kichik bo‘ladi. Bunday hollarda, shu notekis aylanishni qandaydir son orqali xarakterlash maqsadga muvofiq bo‘ladi. Mana shu son mashinaning notekis aylanish koeffitsiyenti, deb ataladi va u maksimal hamda minimal burchak tezligi ayirmasining o‘rtacha burchak tezligiga nisbati bilan xarakterlanadi.

Notekis aylanish koeffitsiyentini  $\delta$  bilan belgilab, uni quyidagicha topamiz:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0} \quad (9.3)$$

(9.2) va (9.3) tenglamalardan  $\omega_{\max}$  va  $\omega_{\min}$  ni topamiz:

$$\omega_{\max} = \omega_0 \left(1 + \frac{\delta}{2}\right); \quad \omega_{\min} = \omega_0 \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) \quad (9.4)$$

Mashinaning notekis aylanish koeffitsiyenti texnologik jarayonni bajarilish talabiga qarab turli mashinalar uchun turlicha bo‘ladi va oldindan beriladi. Endi, notekis koeffitsiyenti chegarasidagi aylanish tezligini ta’minlovchi maxovik massasining inertsia momentini (yoki maxovik massasini) topishga kirishamiz.

### 9.3. Maxovik inersiya momentini aniqlash

Mashina harakati vaqtidagi ortiqcha yoki yetishmaydigan ishni  $A_0$  bilan belgilasak, energiyaning o‘zgarish qonuniga ko‘ra quyidagi tenglikni yoza olamiz:

$$A_0 = \frac{1}{2} J_0 (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad (9.5)$$

Qavslar ichidagini quyidagicha o‘zgartiramiz:

$$\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{2} \quad (9.6)$$

Agar keltirish bo‘g‘inining inertsia momenti o‘zgaruvchan bo‘lsa, u holda (9.5) tenglikni quyidagicha yozamiz:

$$A_0 = E_{i+1} - E_i = \frac{J_{(i+1)k}(\varphi)\omega_{\max}^2}{2} - \frac{J_{ik}(\varphi)\omega_{\min}^2}{2}$$

$$J_{(i+1)k}(\varphi) = J_M + \Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi); \quad J_{ik}(\varphi) = J_M + \Delta J_{ik_3}(\varphi);$$

$$\omega_{\max} = \omega \left(1 + \frac{\delta}{2}\right); \quad \omega_{\min} = \omega \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) \quad (9.7)$$

Bularni (9.5) tenglamaga qo'yib, quyidagilarni olamiz:

$$A_0 = \frac{I}{2} \left\{ [J_M + \Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)] \omega^2 \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 - [J_M + \Delta J_{ik_3}(\varphi)] \omega^2 \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 \right\} =$$

$$= \frac{I}{2} \left\{ J_M \cdot \omega^2 + J_M \omega^2 \delta + J_M \omega^2 \frac{\delta^2}{4} + \Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) \omega^2 + \Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) \omega^2 \delta + \right.$$

$$+ \Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) \omega^2 \cdot \frac{\delta^2}{4} - J_M \omega^2 + J_M \omega^2 \cdot \delta - J_M \omega^2 \frac{\delta^2}{4} - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \omega^2 +$$

$$+ \Delta J_{ik_3}(\varphi) \omega^2 \cdot \delta - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \omega^2 \cdot \frac{\delta^2}{4} \left. \right\} =$$

$$= \frac{I}{2} \left\{ 2J_M \omega^2 \delta + [\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi)] \omega^2 + [\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) + \Delta J_{ik_3}(\varphi)] \omega^2 \cdot \delta + \right.$$

$$+ \left. [\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi)] \omega^2 \frac{\delta^2}{4} \right\} \quad (9.8)$$

Bunda  $J_M$  ni topamiz:

$$J_M = \frac{A_0 - \frac{\omega^2}{2} \left\{ [\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi)] \cdot \left[1 + \frac{\delta^2}{4}\right] + [\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi)] \delta \right\}}{\omega^2 \delta} \quad (9.9)$$

Suratdagi hadlar ichida katta qavs ichidagilar ba'zi hollar uchun maxovikning inersiya momenti  $J_M$  ga qaraganda kichik son bo'lganligidan tashlab yuborsak bo'ladi, u holda tenglik taqriban quyidagi ko'rinishni oladi:

$$J_M = \frac{\Delta_0}{\omega^2 \delta} \quad (9.10)$$

$\omega = \frac{\pi n}{30}$  ekanligini e'tiborga olib, (9.10) tenglikni quyidagicha yozamiz:

$$J_M = \frac{90 \cdot A_0}{n^2 \delta} \quad (9.11)$$

Yuqoridagi  $J(j)$  – mashina bo'g'inlaridan asosiy valga (yetaklovchi bo'g'inga) keltirilgan unerstiya momenti, u asosan quyidagilardan iborat:



1.  $J_3$  – mashina yoki mexanizm bo‘g‘inlaridan keltirilgan inertsia momenti.

2.  $J_1$  – keltirish bo‘g‘inining (asosiy valning) inersiya momenti.

3.  $J_M$  – asosiy valga o‘rnatiladigan maxovikning inersiya momenti.

$$J(\varphi) = J_3 + J_1 + J_M = \Delta J + J_M \quad (9.12)$$

Masala mashinaning bir davr ichida ortiqcha ishi ( $A_0$ ) ni topishdan iborat. Agar  $A_0$  topilsa, berilgan  $n$  va  $d$  orqali mashinaning  $d$  chegarasini ta’minlovchi maxovikning inersiya momentini topgan bo‘lamiz. Ortiqcha ishni topishning ikki xil usuli bilan tanishib o‘tamiz. Bulardan biri urinma kuchlar usuli bo‘lib, ikkinchisi energomassa usulidir. Biz avval urinma kuchlar usuli bilan tanishib chiqamiz.

#### 9.4. Urinma kuchlar usuli bilan ortiqcha ishni topish

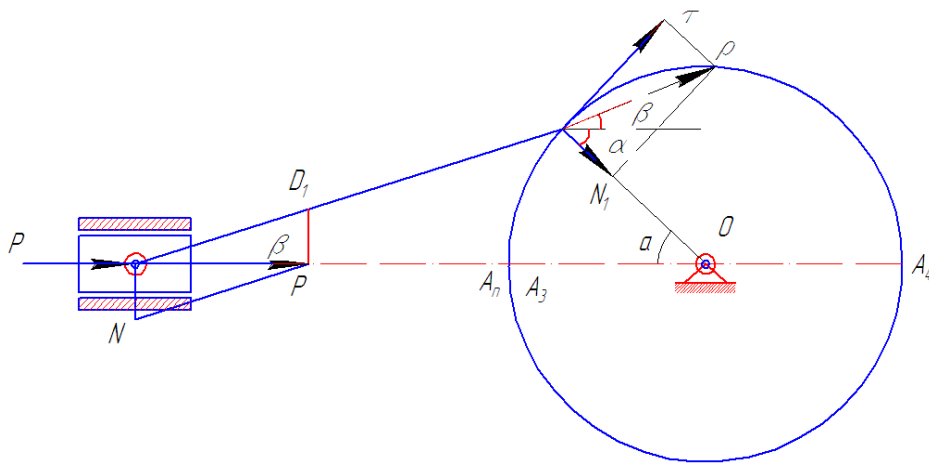
9.2-rasmda aksial (markaziy) aylangich-sudralgichli mexanizmning  $B$  nuqtasiga qo‘yilgan  $P$  kuch berilgan. Bu kuch harakatlantiruvchi kuch (agar ichki yonuv dvigateli bo‘lsa) yoki qarshilik kuchi bo‘lishi mumkin. Qarshilik kuchi bo‘lsa ham, harakatlantiruvchi kuch bo‘lsa ham bayon qilinayotgan usul o‘z kuchida qoladi. 9.2-rasmdan  $T$  kuchni topamiz:

$$P_1 = \frac{P}{\cos \beta}; \quad T = P_1 \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (9.13)$$

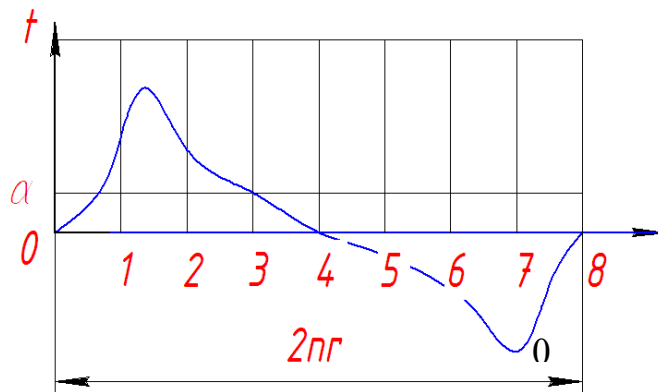
Bulardan  $T$  ni topamiz:

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (9.14)$$

Ikki taktli yuritgichning indikator diagrammasidan foydalanib, sudralgichga ( $B$  nuqtaga) ta’sir etuvchi harakatlantiruvchi kuchni ( $P$  ni) mexanizmning  $\delta$  vaziyati uchun topamiz, uni (9.14) formulaga qo‘yib, aylangichning  $A$  nuqtasiga qo‘yilgan tangensial kuchlarni aylangichning  $\delta$  vaziyati uchun topamiz-da,  $\mu_T$  masshtabda 9.2-rasmdagi diagrammani tuzamiz.



9.2-rasm. Aylangich-sudralgichli mexanizm



9.3-rasm. Tangensial kuch (T) ning o'zgarish qonuni.

Bu grafik tangensial kuchlar grafigi deb ataladi. Bu grafikning yuzi sudralgichning ikki taktida tangensial kuchning bajargan ishini beradi. Ikkala yuzani hisoblab chiqamiz va uni shu yuzaga teng va asosi  $2\pi r$  bo'lgan yuzga bilan almashtiramiz:

$$h \cdot 2\pi \cdot r = (F_1 + F_2) \quad (9.15)$$

bundan

$$h = \frac{F_1 + F_2}{2\pi r} [MM] \quad (9.16)$$

Bu  $h$  balandlik  $m_T$  masshtabga ko'paytirilsa, qarshilik kuchi chiqadi.  $ab$  gorizontaal chiziqdan yuqorigi yuzga ortiqcha ish bo'lsa, pastki yuzga yetishmagan ishga tengdir. Mashinaning barqaror harakati uchun ortiqcha yuzalar yig'indisi yetishmagan ishlar

yig'indisiga teng bo'lishi kerak, aytilganlarning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$\sum_{i=0}^n F_{i0} = \sum_{i=0}^n F_{ie}; \quad \text{yoki} \quad \sum_{i=0}^n A_{i0} = \sum_{i=0}^n A_{ie} \quad (9.17)$$

Maksimal ortiqcha ish beruvchi yuzani tanlab aylangichning bir aylanishida bajariladigan ortiqcha ishni quyidagicha topamiz:

$$A_0 = \mu_t \cdot \mu_x \cdot F_{max}$$

(9.17) tenglamaga  $A_0$  ni qo'yib, maxovikning inersiya momentini topamiz. Maxovikning butun og'irligi uning gardishidadir:

$$J_M = mR^2 = \frac{GD^2}{4g}; \quad GD^2 = 4J_M \cdot g = \frac{360 \cdot A_0 \cdot g}{n^2 \delta} \quad (9.18)$$

$CD^2$  maxovikning momenti deb ataladi va asosan, maxovikni xarakterlaydi. Cho'yandan qilingan maxoviklarning mustahkam ishlashini ta'minlash sharti  $v \leq 30$  m/s dir, shunga binoan:

$$v = \frac{\pi n}{30} R \leq 30 \left[ \frac{M}{c} \right]$$

bo'ladi. Maxovikning diametri bunday topiladi:

$$D = \frac{1800}{\pi \cdot n} [M]$$

Maxovik gardishining og'irligi ( $G_G$ ) maxovik og'irligining taxminan 0,9hissasiga teng. ( $G_G = 0,9$ ), deb olish mumkin. Maxovik gardishining ko'ndalang kesimini topamiz:

$$S = \frac{G_G}{2\pi R v} [M^2] \quad (9.19)$$

bu yerda  $v$  – maxovik materialining solishtirma og'irligi.

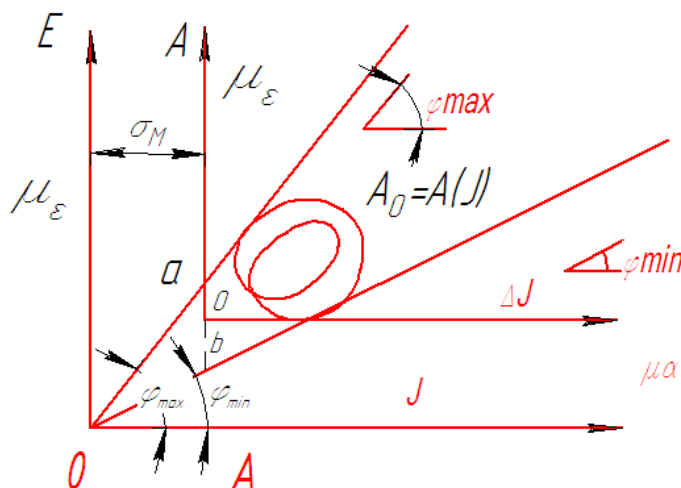
## 9.5. Maxovik inertsiya momentini energomassa usuli bilan topish

Maxovik massasining inersiya momentini energomassa (Vittenbauer) usuli deb ataluvchi usul bilan topishga kirishamiz. Bu usul bilan topishda, asosan  $E-J_k$  diagrammasi yoki  $E=m_k$  diagrammasidan foydalaniladi. Avvalo, harakatlantiruvchi kuchning keltirilgan momenti keltirish bo'g'inining aylanishiga bog'liq

bo‘lgan diagrammasi ( $M_{DK} - \varphi$ ) ni tuzamiz. So‘ngra  $Mf.q.-\varphi$  grafigi bilan mexanizmning (maxoviksiz) keltirilgan inersiya momenti grafigi ( $DJ-\varphi$ ) ni tuzamiz.  $M-\varphi$  grafigini integrallab,  $A_0-\varphi$  grafigini hosil qilamiz, chunki:

$$A_0 = \int_0^{\varphi} M_{DK} d\varphi - \int_0^{\varphi} M_{f.q.} d\varphi = \int_0^{\varphi} M d\varphi \quad (9.20)$$

bo‘ladi.  $A_0-j$  va  $DJ-j$  grafiklaridagi umumiy parametr ( $j$ ) ni grafik usulda chiqarib,  $A_0-\Delta J$  grafigini olamiz (9.4.-rasm). Agar mexanizmning keltirilgan inertsia momentiga maxovikning inersiya momentini qo‘shsak ( $J_M=const$ ), yangi koordinatlar boshi  $O_1$  nuqtadan biror  $O$  nuqtaga ko‘chadi. Mexanizmning maxovik qo‘shilgandan so‘nggi kinetik energiyasi quyidagicha bo‘ladi:



9.4-rasm. Energiya – keltirilgan inertsia momenti ( $E-I_k$ ) grafigi.

$$E = A_0 + A' \quad (9.21)$$

Mexanizmning maxovik qo‘shilgandan keyingi keltirilgan to‘la inertsia momenti quyidagicha bo‘ladi:

$$J_K = \Delta J + J_M \quad (9.22)$$

Bu yerda  $J_M$  – maxovikning topilishi lozim bo‘lgan inertsia momenti. Bizga quyidagilar (9.2), (9.3), (9.4), (9.5) ma‘lum:

$$\omega_{\max} + \omega_{\min} = 2 \cdot \omega; \quad \omega_{\max} - \omega_{\min} = \omega \cdot \delta \quad (9.23)$$

$$\omega_{\max} = \omega \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right); \quad \omega_{\min} = \omega \left( 1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad (9.24)$$

Kinetik energiyadan:

$$\omega^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \cdot \frac{Y_E}{X_J} = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg} \varphi \quad (9.25)$$

Agar burchakning ekstremal qiymatlarini topmoqchi bo'lsak, (9.25) tenglamani quyidagicha yozamiz:

$$\operatorname{tg} \varphi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{\min}^2; \quad \operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{\max}^2 \quad (9.26)$$

$\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  qiymatlarini (9.26) tenglamaga qo'yib, tegishli  $\varphi_{\max}$  va  $\varphi_{\min}$  burchaklarni topamiz. ( $A_0 - \Delta J$ ) grafigiga bu burchaklar ostida urinma o'tkazib, ularning kesishuv nuqtasi  $O$  ni topamiz (9.4-rasm). Bu rasmdagi  $ab$  kesma  $m_E$  masshtabda  $A_0$  ishni bildiradi, shuni isbot qilamiz. 9.4-rasmdan quyidagilarni topamiz:

$$\begin{aligned} \overline{ab} &= \overline{Aa} - \overline{Ab}; \quad \operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{\overline{Aa}}{OA}; \quad \operatorname{tg} \varphi_{\min} = \frac{\overline{Ab}}{OA} \\ \operatorname{tg} \varphi_{\max} - \operatorname{tg} \varphi_{\min} &= \frac{\overline{ab}}{OA} \end{aligned}$$

(9.26) tenglamadagi  $\operatorname{tg} \varphi_{\min}$  va  $\operatorname{tg} \varphi_{\max}$  qiymatlarini o'rniga qo'yib quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\frac{\mu_J}{2\mu_E} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = \frac{\overline{ab}}{OA}$$

yoki

$$\frac{\mu_J}{2\mu_E} 2\omega^2 \delta - \frac{\overline{ab}}{OA}$$

$$\mu_J \cdot OA = \frac{\mu_E \cdot \overline{ab}}{\omega^2 \cdot \delta} \quad (9.27)$$

(9.11) tenglama bilan (9.27) tenglamani bir-biriga taqqoslab qarasak,  $J_M = \mu_J \cdot OA$ ,  $A_0 = \mu_E \cdot \overline{ab}$  ekanligini ko'ramiz.

Shunday qilib, energomassa usulida ortiqcha ishni ( $A_0$ ) grafik tarzda topsa yaxshi bo'lar ekan. 9.4-rasmdagi  $OA$  kesma  $\mu_J$  masshtabda maxovikni inertsia momentini berar ekan.

Maxovikning inertsia momenti topilgach, uning og'irligi bilan o'lchamlarini topish qiyin bo'lmaydi. Biz yuqorida ma'lum geometrik va dinamik o'lchovlarga ega bo'lgan aylangich-chayqalgichli mexanizm uchun harakatlantiruvchi kuchi o'zgarmas, ammo foydali qarshilik kuchi aylangichning ma'lum holatidan

so‘ng qandaydir chiziqli  $p=p(x)$  qonuni bilan o‘zgaradigan yetaklovchi bo‘g‘inning bir xil aylanish soni uchun kinetik energiya orqali keltirilgan massaning o‘zgarishini topib, energomassa grafigining o‘zgarishini aniqladik.

## 9.6. Maxovik inersiya momentini topish usullari

Artobolevskiy mashina agregati harakat tenglamasining moment ko‘rinishidagi  $\frac{(d\Delta I_k)}{d\Delta}$  hadini topish usulini taklif etadi.

Umuman olganda, maxovik momentini topishning mavjud metodlarini asosan ikki guruhga bo‘lish mumkin. Bulardan biri, hisoblashning aniq metodi bo‘lib, bunga professor Vittenbauer metodi kiradi. Biz bu metod bilan tanishib o‘tgan edik, u asosan energiya – massa grafigini qurishga asoslangan edi. Ammo bu metod ham xatolardan xoli emas, chunki yetaklovchi bo‘g‘inning maksimal va minimal burchak tezliklariga mos keladigan energomassa grafigidagi nuqtalarga aniq urinmalar o‘tkazish juda qiyin. Bu holatni N.E. Jukovskiy ham o‘zining 1933 yilda chiqqan «Mashina harakatini me‘yorlash» to‘g‘risidagi asarida ko‘rsatib o‘tgan edi. Professor N.I. Merstalov tomonidan taklif etilgan va professor E.M. Gut‘yar tomonidan rivojlantirilgan metodda  $\Delta E=f(\Delta m_k)$  grafigini qurish shart emas, ammo bu metod ham katta xatolar beradi. Ammo ko‘pincha maxovikning momentini topishda Radinger tomonidan taklif qilingan tangensial kuchlar diafammassidan foydalaniladi. Bu metod ham taqribiydir, chunki avtor mashinaning yetaklovchi bo‘g‘ini ayni bir vaqtda berilgan notekis aylanish koeffitsiyenti  $\delta$  va o‘zgarmas burchak tezligi bilan aylanadi, deb taxmin qiladi va shu taxmin asosida masalani hal etadi.

Ammo mashina harakati moment ko‘rinishida quyidagicha berilishini biz yuqorida aytib o‘tgan edik:

$$M_g = -M_3 = \frac{d}{d\varphi} \left( J_k \frac{\omega^2}{2} \right) = J_k \cdot \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_k}{d\varphi} \quad (9.28)$$

bu yerdagi  $J_k$  ni asosan quyidagicha ko‘rsatish mumkin:

$$J_k = J_M + \Delta J \quad (9.29)$$

Buni o‘rniga qo‘yib, quyidagini olamiz:

$$M_d - M_3 = (J_M + \Delta J)\varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J)}{d\varphi} \quad (9.30)$$

Artobolevskiy  $\varepsilon=0$  bo‘lgan mexanizm holatini tekshiradi. Bunday holatlar  $\omega_{max}$  yoki  $\omega_{min}$  ga to‘g‘ri kelishini bilish qiyin emas:

$$M'_d - M'_3 = \Delta M' = \frac{\omega_{max}^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} \quad (9.31)$$

$$M''_d - M''_3 = \Delta M'' = \frac{\omega_{min}^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J_n)}{d\varphi} \quad (9.32)$$

Umuman olganda, mexanizmning maxoviksiz keltirilgan inersiya momenti quyidagicha bo‘ladi:

$$\Delta J_k = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{v_{Si}}{\omega} \right)^2 + J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right] \quad (9.33)$$

bunda  $v_{Si}$  – mexanizm  $i$ -bo‘g‘ini og‘irlik markazining ilgarilanma harakat tezligi;  $\omega_i$  – shu bo‘g‘inning burchak tezligi;  $J_i$  – shu bo‘g‘innig og‘irlik markazidan o‘tuvchi o‘qqa nisbatan inersiya momenti;  $m_i$  – shu bo‘g‘inning massasi.

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} \cdot \frac{dt}{dt} = \frac{1}{\omega} \frac{d(\Delta J_k)}{dt} \quad (9.34)$$

(9.33) dan vaqtga nisbatan hosila olib, quyidagi ko‘rinishga ega bo‘lamiz:

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega} \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{v_{Si}}{\omega} \right)^2 \cdot \left( \frac{a^{\tau}_{Si}}{v_{Si}} \right) + J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \cdot \left( \frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (9.35)$$

bunda,

$$m_i \left( \frac{v_{Si}}{\omega} \right)^2 = m_{K_i} \cdot l_{OA}^2, \quad J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 = J_{K_i}$$

Bularni o‘rniga qo‘yib quyidagini olamiz:

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega} \sum_{i=1}^n \left[ m_{K_i} l_{OA}^2 \left( \frac{a^{\tau}_{Si}}{v_{Si}} \right) + J_{K_i} \left( \frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (9.36)$$

Boshlang‘ich farazga binoan:

$$\omega = \omega = const; \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0$$

$$\frac{d(\Delta J_B)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega^*} \sum_{i=1}^n \left[ m_{K_i} l_{OA}^2 \left( \frac{a^{\tau}_{Si}}{v_{Si}} \right) + J_{K_i} \left( \frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (9.37)$$

Tezlik va tezlanishlar rejalaridagi tezlik va tezlanishlar kesmalaridan foydalanib, (9.37) ni quyidagi analoglar orqali yozamiz:

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = 2 \sum_{i=1}^n \left[ m_{K_i} l_{OA}^2 \left( \frac{a}{b} \right) + J_{K_i} \left( \frac{c}{d} \right) \right] \quad (9.38)$$

bunda,

$$\alpha_{Si}^\tau = \alpha \cdot \omega^2, \nu_{Si} = l\omega, \varepsilon_i = c \cdot \omega^2, \omega_i = d \cdot \omega$$

(agar  $\mu=1$  bo'lsa), (9.37) ni (9.32) larga qo'yib quyidagilarni olamiz:

$$\Delta M' = \omega_{\max} \sum_{i=1}^n \left[ m_{K_i} l_{OA}^2 \left( \frac{a^\tau_{Si}}{\nu_{Si}} \right) + J_{K_i} \left( \frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (9.39)$$

$$\Delta M'' = \omega_{\min} \sum_{i=1}^n \left[ m_{K_i} l_{OA}^2 \left( \frac{a^\tau_{Si}}{\nu_{Si}} \right) + J_{K_i} \left( \frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (9.40)$$

(9.39) va (9.40) lardagi summa ostidagi qiymatlar bir-biriga teng bo'lganligidan  $\Delta M' = f(j)$  va  $\Delta M'' = y(j)$  lar faqat o'zgarmas  $\omega_{\max}$  va  $\omega_{\min}$  koeffitsiyentlari bilan bir-biridan farq qiladi. Faqat har ikki grafik bir-biridan  $\mu_\omega = \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}}$  masshtabga farq qiladi, xolos. Shunday qilib, mexanizm me'yori harakatining bir davri uchun bir necha tezlik va tezlanishlar rejalarini tuzib, asosan  $\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi}$  ning tegishli qiymatlari topiladi va unga asosan  $-\varphi$  grafigi tuziladi.

*N.I. Merstalov usuli.*

Mashinaning kinematik energiyasini quyidagi ko'rinishda berish ham mumkin:

$$E(\varphi) = E_M + E_3(\varphi) \quad (9.41)$$

bunda  $E_M$  – maxovikning kinetik energiyasi;  $E_3(\varphi)$  – qolgan mexanizm bo'g'inlari kinetik energiyalarining yig'indisi.

Kinetik energiyaning  $\varphi_0$  va  $\varphi$  intervaldagi orttirmasi quyidagicha topiladi:

$$E(\varphi) - E(\varphi_0) = \Delta E(\varphi) \quad (9.42)$$

$\varphi$  grafigi ordinatalaridan turli holatlar uchun ayiriladi, xolos.

## 9.7. Mashina agregati bo'g'inlarining inersiya momentlarini tanlash.

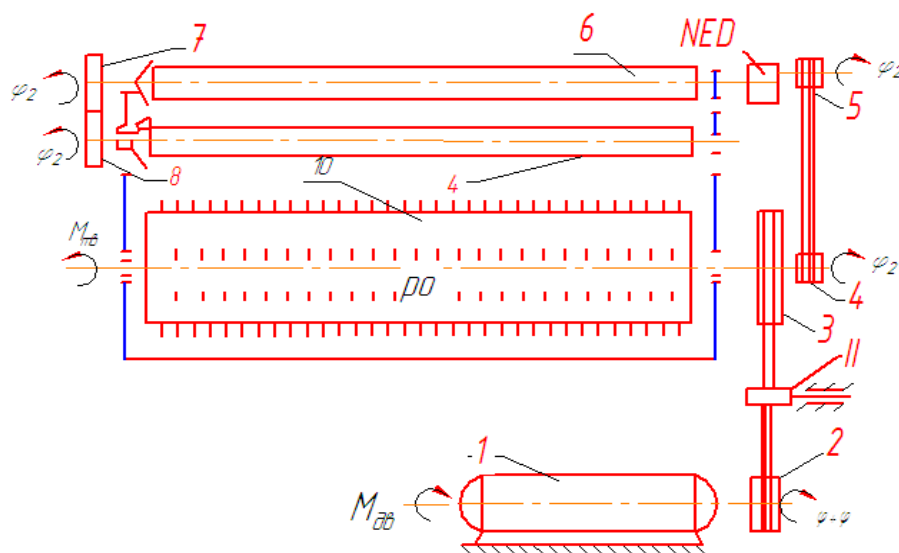
Paxta ta'minlagich mexanizmini o'z ichiga olgan mashina agregatini ko'rib chiqaylik (9.5-rasm.)



Mashina agregatini yuritgichi asinxron elektrodvigateli bo‘lib, u quyidagi dinamik-mexanik xarakteristikasi orqali hisobga olinadi:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} = \frac{S_k}{2M_k} \cdot M_g + \frac{1}{2\omega_c M_k} \dot{M}_g \quad (9.43)$$

bu yerda  $M_g, M_k$  – elektr yuritgichning momenti va uni kritik qiymati;  $S_k$  – kritik siljish;



9.5-rasm. Paxta ta'minlagichi sxemasi.

$$S_k = \lambda S_H \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2}} \right) \quad (9.44)$$

$\lambda$  – kritik va nominal momentlarning nisbatini ifodalovchi koeffitsiyent;  $S_H$  – nominal siljish;  $\omega_0, \omega_s$  – rotorning ideal erkin va manbaning burchak tezligi.

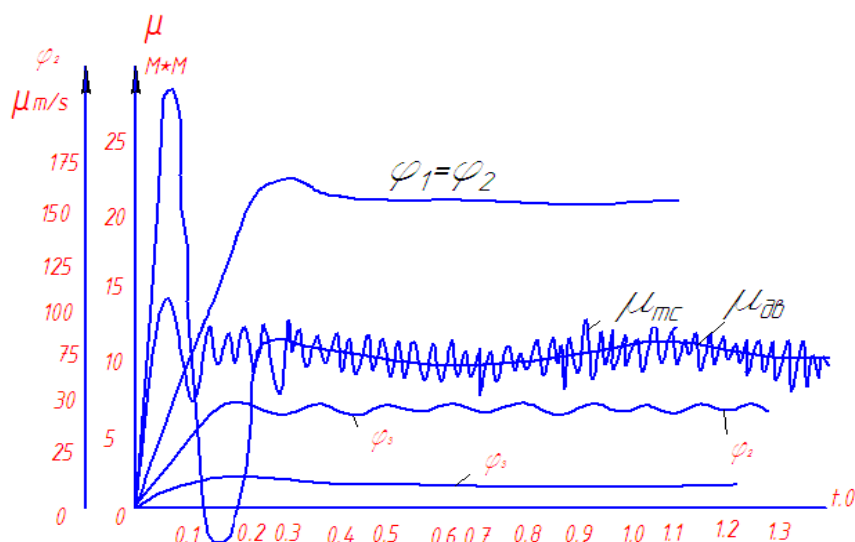
Mashina agregati 9.5-rasmdan ko‘rinib turibdiki, uchta umumlashgan ordinatalarga  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  (massalarning burchak siljishlari) ega. Mashina agregati harakati quyidagi differensial tenglamalar sistemasi bilan ifodalanadi:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} &= \frac{S_k}{2M_k} \cdot M_g + \frac{1}{2\omega_c M_k} \dot{M}_g \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_g - c_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) \left( 1 - \frac{\partial U_{12}}{\partial \varphi_1} \varphi_2 \right) \\ &- b_1 (\dot{\varphi}_1 - U_{12} \dot{\varphi}_2) \left( 1 - \frac{\partial U_{12}}{\partial \varphi_1} \dot{\varphi}_2 \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_2\ddot{\varphi}_2 &= U_{12}c_1(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) + U_{12}b_1(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) - \\
&- c_2(\varphi_2 - U_{23}\varphi_3) - b_2(\dot{\varphi}_2 - U_{23}\dot{\varphi}_3) - M_1 \\
J_3\ddot{\varphi}_3 &= U_{23}c_2(\varphi_2 - U_{23}\varphi_3) + U_{23}b_2(\dot{\varphi}_2 - U_{23}\dot{\varphi}_3) - M_2 \dots
\end{aligned}
\tag{9.45}$$

bu yerda  $J_1, J_2, J_3$  – aylanuvchi massalar inertsiya momentlari;  $U_{12}, U_{23}$  – tasmali uzatmalarni uzatish nisbatlari;  $S_1, C_2, b_1, b_2$  – tasmalarni bikrlilik va dissipatsiya koeffitsiyentlari;  $M_1, M_2$  – ishchi organlardagi texnologik qarshilik kuchlarining momentlari.

Ushbu (9.45) ifodani analitik usulda yechimini olishning amaliy imkoniyati deyarli yo‘q. Differensial tenglamalar sistemasi (9.45) ni yechimi shaxsiy komp’yuter IBM PC AT da «Beysik» tilida amalga oshirildi.



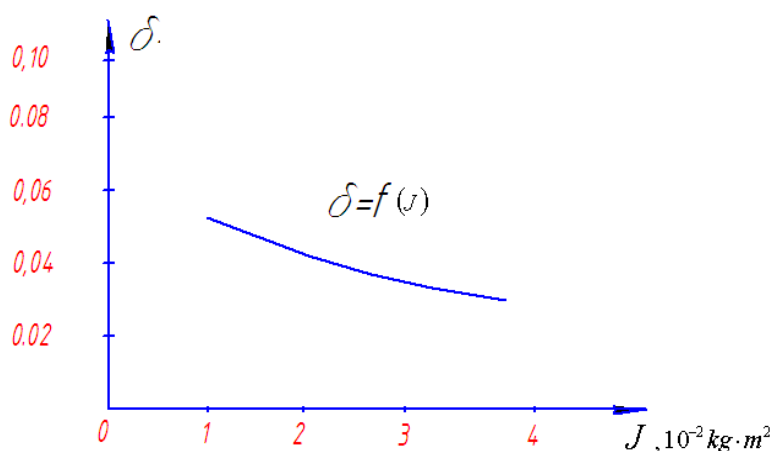
**9.6-rasm. Sistema harakat qonuni va yuklanishlari.**

Parametrlarni qiymatlari:  $N_H=2,2 \text{ kVt}$ ;  $p = 1420 \text{ ayl/min}$ ;  $l=2,2$ ;  $6D^2=0,2 \text{ kgm}^2$ ;  $f_c=50 \text{ Gst}$ ;  $\omega_c=314 \text{ s}^{-1}$ ;  $\omega_n=148 \text{ s}^{-1}$ ;  $\omega_0=157 \text{ s}^{-1}$ ;  $J_1=0,63 \text{ Nms}^2$ ;  $J_2=3,97 \text{ Nms}^2$ ;  $J_3=1,27 \text{ Nms}^2$ ;  $U_{23}=1,42$ ;  $C_1=C_2=100 \dots 1200 \text{ Nm/rad}$ ;  $b_1=b_2=1,0 \dots 24 \text{ Nms/rad}$ ;  $M_1=0 \dots 60 \text{ Nm}$ ;  $M_2=0 \dots 6 \text{ Nm}$ . Shu bilan birga texnologik qarshilik quyidagicha olinadi:

$$M=M_1+M_0\cos(\omega t+\varphi_0) \tag{9.46}$$

Yechimni grafiklar rasmida olib tahlil qilindi (9.6-rasm). 9.6-rasmda  $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, M_g, M_{T.C.}$  larni vaqt bo‘yicha o‘zgarishi keltirilgan. Ko‘rinib turibdiki, mashina agregati barqaror harakat rejimiga  $0,25 \text{ s}$

da chiqadi. Asosiy texnologik qarshilik ikkinchi massada bo‘lgani uchun  $\phi_2$  ni o‘zgarishida tebranishlar yaqqol ko‘rinib turibdi. Natijalarni qayta ishlab, 9.7-rasmdagi grafik olindi.



### 9.7-rasm. *Qoziqchali baraban notekislik koefitsiyentini o‘zgarishi.*

Unga ko‘ra  $J_2$  inertsia momentini ortishi ikkinchi valni (qoziqli baraban) burchak tezligini notekislik koefitsiyenti  $\delta_2$  ni kamayishini ko‘rish mumkin. Ushbu grafik orqali kerakli  $\delta_2$  ni ta‘minlash uchun  $J_2$  ni qiymatini tanlash kerak bo‘ladi.

*Mashina harakati notekisligi bo‘yicha dolzarb muammo va masalalar.*

Mashina agregati mexanizmlari bo‘g‘inlarini harakati tahlilida texnologik jarayon shartlarini amalga oshirish maqsadida, ularning inertsia momentlari qiymatlari, boshqa kinematik va dinamik parametrlar qatori tanlanadi.

So‘nggi paytlarda murakkab tuzilishli texnologik mashina agregatlarini asosan ularning burchak tezliklari notekislik koefitsiyenti kerakli chegaralarda saqlash shartidan foydalanib aniqlanmoqda. Bunda mashina agregati harakatini ifodalovchi chiziqli bo‘lmagan differensial tenglamalar sistemalari EHM yordamida turli usullarda yechilib amalga oshirilmoqda.

Lekin yuqorida keltirilganidek, qator saralagich, tozalagich va ta‘minlovchi texnologik mashinalarda aylanuvchi ishchi organi notekis aylanishi talab qilinadi. Bu mashinalarda texnologik jarayon shartidan kelib chiqib, burchak tezlikni notekislik koefitsiyenti

katta qiymatlarda bo‘lishi ham kerak bo‘ladi. Katta qiymatli talab qilingan o‘zgarish bilan o‘zgaradigan burchak tezliklarining oshishi uchun qator tasmali, tishli g‘ildirakli, episiklik, sevkali mexanizmlar turkumi yaratilgan. Bu mexanizmlar ishlatilganda ishchi organ ma’lum amplituda va chastotadagi o‘zgaruvchan burchak tezlik bilan harakatlanadi va tegishli texnologik jarayon amalga oshiriladi. Bunday mexanizmlarda qo‘shimcha dinamik masalalarni (muvozanatlash, titrashdan muhofazalanish, ishqalanishni kamaytirish) yechishga to‘g‘ri keladi. Hozirda bunday mexanizmlarni salbiy oqibatlari kam bo‘ladigan konstruktiv yechimlarini topish, tahlil va sintez qilishda yangi yondashuvlarni izlash maqsadga muvofiqdir.

Mashina va mexanizmlarning ishchi bo‘g‘inlaridagi notekis aylanishni eng avval texnologik (ham foydali, ham zararli) qarshiliklar keltirib chiqaradi. Mashina harakati tenglamalarida ushbu texnologik qarshiliklar tajribadan olingan natijalar asosida kiritiladi. Muammo shundan iboratki, mashina harakati tenglamalarida texnologik qarshilikni ifodalovchi hadlar kuch yoki moment ko‘rinishida (o‘rtacha arifmetik qiymat) bo‘lib, texnologik jarayonni, undagi o‘zgarishlarning fizik mohiyatini ifodalamaydi. Shuning uchun dinamika tenglamalarini yechilishi natijasida tegishli notekis aylanishlarni kamaytirish maqsadida qabul qilingan maxovik (chiquvchi bo‘g‘in) inertsiya momenti qiymatlari har doim ham to‘g‘ri kelavermaydi. Misol tariqasida, paxtani mayda iflosliklardan tozalash mashina agregatini ko‘rib chiqaylik. 9.8-rasmda mashina agregatini sxematik ko‘rinishi keltirilgan. Rasmda paxta bir chigiti qoziq bo‘ylab harakati  $X$  o‘qida amalga oshadi va quyidagi tenglama bilan ifodalanadi:

$$m\ddot{X} = -G \sin \varphi_n - F_{ishq} + F_M \quad (9.47)$$

bu yerda 
$$F_{ishq} = fmg \cos \varphi_n; \quad F_M = \frac{mV^2}{R + X}$$

$m$  – bir chigit massasi;  $g$  – erkin tushish tezlanishi;  $\varphi_n$  – qoziqli barabanning burchakli siljishi;  $V$  – bir chigit nisbiy tezligi;  $\phi$  – ishqalanish koeffitsiyenti;  $R$  – barabanni qoziqlar tagi radiusi.

(9.47) ifoda qator o‘zgartirishlardan so‘ng quyidagi ko‘rinishga keladi:

$$\ddot{X} - \omega^2 X = R\omega^2 - g(\sin \varphi_n + f \cos \varphi_n) \quad (9.48)$$

Bu (9.48) differensial tenglamani taqribiy yechimi:

$$X = 0,02 + \frac{t^2}{2}(0,18\omega_p^2 - 2,94) + \frac{t^2}{6}(0,36 \cdot \omega_p^2 \cdot \dot{\varphi} - 9,8\omega_p^3) + \frac{t^4}{24}(0,36 \cdot \omega_p^2 \cdot \dot{\varphi}_0^2 - 9,8\varphi_0^4 + 2,9\dot{\varphi}_p^4)$$

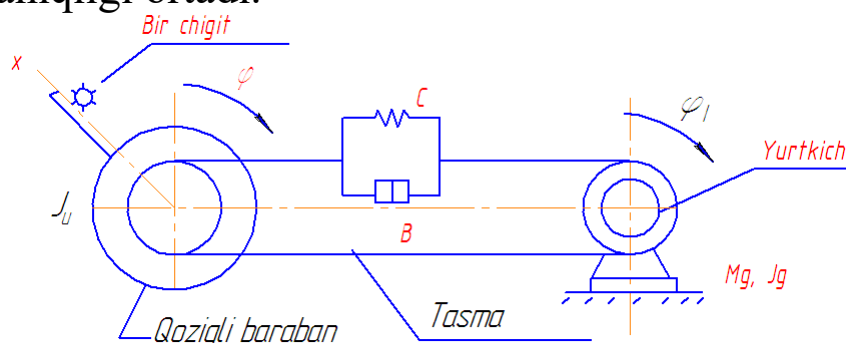
Ushbu yechim,  $h=0,7m$ ;  $R=0,16m$ ;  $g=9,81 \text{ m/s}^2$ ;  $m=0,25 \text{ g}$ ;  $f=0,3$  qiymatlarida olingan. 9.8-rasmdan, endi mashina agregatini harakat tenglamasini yozamiz:

$$M_g = f(\dot{\varphi}_g); \quad J_g \ddot{\varphi}_1 = M_g - C(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) - b(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) \quad (9.49)$$

$$J_i \ddot{\varphi}_i = C(\varphi_i - U_{21}\varphi_1) + b(\dot{\varphi}_i - U_{21}\dot{\varphi}_1) - (R + X)mg[\sin(\omega t - \alpha) + \cos(\omega t - \alpha)]$$

bu yerda  $M_g, J_l$  – elektr yuritgichning (dvigatelni) yurituvchi momenti va rotorning siljish burchagi;  $b, C$  – tasmali uzatmaning dissipatsiya va bikrlilik koeffitsiyentlari;  $U_{12}, U_{21}$  – tasmaning uzatish nisbatlari;  $J_g, J_i$  – rotorning va qoziqli barabanning inertsiya momentlari.

Mashina agregati (9.8.) ni qo‘yib birgalikda yechim olinsa natijaning aniqligi ortadi.



**9.8-rasm. Paxtani mayda iflosliklardan tozalovchi mashina agregati sxemasi.**

Chunki bir chigitning harakatida  $\dot{\varphi}_u$  ni har doim o‘zgarmas son deb qaralar edi. Endi, birgalikdagi yechimda  $\dot{\varphi}_u$  qiymati (o‘zgaruvchan) differensial tenglamalar sistemalaridan topiladi. Bunda  $X$  ni harakatiga mashina agregati harakatidan  $\dot{\varphi}_u$  qo‘ysak,  $X$  ni qiymatini o‘zgarishi o‘z navbatida  $M_g, \dot{\varphi}_u, \dot{\varphi}_1$  larni o‘zgarishiga olib keladi, ya’ni texnologik jarayon bilan mashina agregati harakati o‘zaro muvofiqlashadi, bog‘lanadi. EHM ni imkoniyatlaridan foydalanib, murakkab sxemali mashina agregatlari harakatlarini tahlil qilib, ishchi organlarni notekis aylanishlarini kamaytirish mumkin bo‘ladi.

## 10. MASHINALARDA TITRASH VA UN DAN MUHOFAZALANISH

### *Mashinalarda tebranish (titrash)*

Mashinalarda titrash texnologik jarayonlar va texnik sharoitlardan kelib chiqan holda foydali va zararli bo'lishi mumkin.

Keng qo'llaniladigan titrash transportyorlarida, elaklarda, qoziqlarni qoqish mexanizmlarida, saralashlarda titrash katta samara beradi. Lekin juda ko'p vazifalarda titrash salbiy oqibatlariga olib keladi.

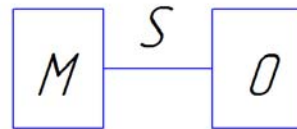
Qurilishda keng qo'llaniladigan titrash va titratib zarb berish jarayonlari asosida ishlaydigan yangi, yuqori darajada samarali mashinalar ham ana shunday oqibatlariga olib keladi. Zararli titrash konstruktor tomonidan planlashtirilgan mashinalar, boshqarish sistemalarining harakat qonunlarini buzadi, ish jarayonining nobarqarorligini vujudga keltiradi va butun sistemaning ishlamay qolishiga yoki butunlay ishdan chiqishiga sabab bo'ladi. Titrash natijasida konstruksiya elementlarida (mexanizmlarning kinematik juftliklarida, birikish joylarida va hokazo) dinamik zo'riqishlar kuchayadi, natijada, ko'tarib turish qobiliyati pasayadi, ularda darzlar paydo bo'ladi hamda toliqish oqibatida ular yemiriladi. Titrashning ta'siri mashinalarning ichki va tashqi strukturalarini va mashina detallarining urinish yuzalaridagi ishqalanish hamda yeyilish sharoitlarini o'zgartirib, konstruksiyaning qizishiga sabab bo'lishi mumkin.

Titrash inson yashayotgan muhitning muhim ekologik ko'rsatkichi bo'lgan shovqinni vujudga keltiradi. Titrash insonga to'g'ridan-to'g'ri ta'sir ko'rsatib, uning funkstional imkoniyatlari va ish qobiliyatini kamaytiradi. Shu sababli titrash aktivligini baholash va titrash darajasini kamaytirish usullari hamda vositalari alohida ahamiyat kasb etadi. Bunday usul hamda vositalarning birgalikda qo'llanilishi titrashdan muhofazalash, deb qabul qilingan.

### **10.1 Titrashni yuzaga keltiruvchi manbalar**

Tebranishni keltirib chiqaruvchi jarayonlar kechadigan *M* sistema tebranish manbai deyiladi. *O* sistema mexanik sistemaning

tebranishlari (16.1-rasm) kamaytirilishi lozim bo‘lgan qismi bo‘lib, titrashdan muhofazalash obyekt deb ataladi. Ushbu obyektning tebranish manbai bilan bog‘lovchi  $B$  bog‘lamalarda vujudga keladigan hamda obyektning tebranishiga sabab bo‘ladigan kuchlar dinamik ta’sirlar deyiladi.



**10.1-rasm. Mashina agraigati sxemasi.**

Misol ko‘rib chiqamiz:

- poydevorga o‘rnatilgan dvigatel’ (turbina, generator, ichki yonuv dvigateli, istalgan rotorli mexanizm) muvozanatlanmagan rotorga ega. Bunda rotor – tebranish manbai, dvigatel’ korpusi esa titrashdan muhofazalanmagan obyektidir; rotor tayanchining dinamik aks ta’siri dinamik ta’sirdan iborat. Titrashdan muhofazalanishning vazifasi rotorning muvozanatlanmaganligidan paydo bo‘ladigan dvigatel’ korpusining tebranishini kamaytirishdan iborat;

- inson-operatorni, masalan, avtomobilda yoki traktorda ishlaydigan operatorni muhofazalash masalasini hal etishda shassining va unga o‘rnatilgan hamma agregatlarning tebranishini kamaytirishga, haydovchi kabinasining yoki faqat o‘rindiqning tebranishini kamaytirishga intilish mumkin. Har bir holatda obyekt, manba va dinamik ta’sir turlicha aniqlanadi.

Ba’zan dinamik ta’sir emas, bog‘lamalarning manbaga mahkamlanish nuqtalarining siljishlari berilgan bo‘ladi. Bunday ta’sirlar kinematik ta’sirlar deyiladi. Kuch va kinematik ta’sirlar atamaları o‘rniga ko‘pincha mexanik ta’sir atamasi qo‘llaniladi.

Mexanik ta’sirlarni uch sinfga bo‘lish qabul qilingan: chnziqdi o‘ta yuklanishlar; titrash tarzida ta’siri; zarb tarzidagi ta’sirlar.

Chiziqli o‘ta yuklanish deb tebranish manbaining tezlanuvchan harakatida vujudga keladigan kinematik ta’sirga aytiladi. Chiziqli o‘ta yuklanish transport mashinalarida, ayniqsa, uchish apparatlarida

tezlik oshirilganda, tormozlash jarayonida, shuningdek, keskin burish, orqaga qaytarish paytida ancha kuchli bo‘ladi.

Titrash ta’sirlari (kuch va kinematik ta’sirlar) tebranish jarayonlaridir. Kuch ta’sirlari obyektga ta’sir etuvchi  $F(t)$  kuchlar yoki  $M(t)$  kuch momentlari tashkil etuvchilarning vaqt funksiyalari bilan ajralib turadi; kinematik ta’sirlar titrashdan muhofazalash obyekti bilan bog‘langan tebranish manbai nuqtalarining tezlanishlari  $a(t)$ , ularning tezliklari  $v(t)$  hamda siljishlari  $s(t)$  bilan ajralib turadi. Titrash ta’sirlari ko‘chmas (statsionar), ko‘chma (nosastionar) va tasodifiy turlarga bo‘linadi. Garmonik ta’sir ko‘chmas titrash ta’sirlarining oddiy turidir. Quyidagi vaqt funksiyasi orqali ifodalanishi mumkin bo‘lgan jarayon garmonik jarayon deyiladi:

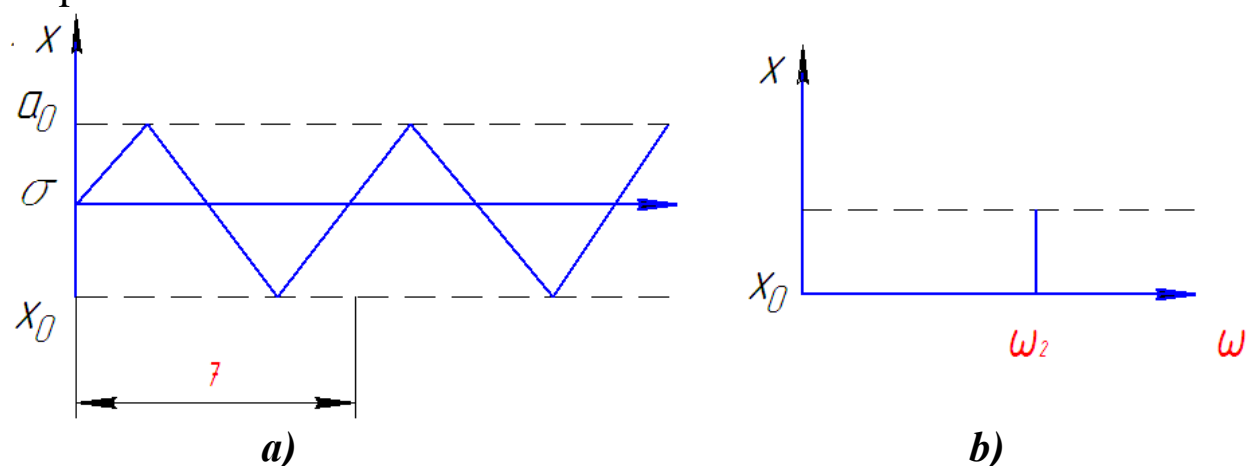
$$x(t) = X_0 \sin(\omega_0 t + \psi) \quad (10.1)$$

bunda  $X_0$  – amplituda;  $\omega_0$  – chastota;  $\psi$  – boshlang‘ich faza;  $t$  – vaqt.

Garmonik jarayon tadqiq qilinganda ko‘pincha boshlang‘ich faza hisobga olinmaydi va (10.1) tenglama quyidagi ko‘rinishda yoziladi:

$$x(t) = X_0 \sin \omega_0 t. \quad (10.2)$$

(10.2) ifoda fafik tarzda vaqt funksiyasida (10.2a)-rasm yoki amplituda-chastota xarakteristikasi – chastota spektri (10.2b)-rasm ko‘rinishida berilishi mumkin. Moddiy nuqtaning bir marta to‘la tebranishi sodir bo‘lishi uchun ketgan vaqt  $T$  davr deyiladi. Chastota va davr  $T = 2\pi/\omega_0$  munosabat orqali bog‘lanadi. Chastota spektri berilgan chastotadagi amplitudaning bitta tashkil etuvchisi orqali ko‘rsatiladi.



10.2-rasm. Tebranish sxemalari.



Bunday spektr diskret yoki chiziqli spektr deb ataladi. Garmonik kuchlar ta'sirida bo'lgan tebranma sistemalar misol qilib muvozanatlanmagan rotor, porshenli mashinalar, muvozanatlanmagan richagli mexanizmlar va shu kabilarni ko'rsatish mumkin. Davriy mexanizmlari bo'lgan mashinalarning barqaror harakatida davriy mexanik ta'sirlar vujudga keladi:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t). \quad (10.3)$$

Ko'pgina zamonaviy texnik obyektlarda uchrab turadigan titrash uyg'onishlari odatda poligarmonik tarzda bo'ladi, bunga ko'p sonli mustaqil titratish manbalari mavjudligi hamda ayrim jarayonlarning (masalan, reaktiv dvigatelda yonish jarayoni, jismga turbulent oqimning ta'siri, portlash va zarbli jarayonlar) nomuntazamligi sabab bo'ladi. Bunday titrash jarayonlari ushbu ko'rinishdagi cheksiz (yoki cheklangan) miqdordagi  $k$  sonli garmonik tashkil, etuvchilar yig'indisi tarzida namoyon bo'lishi mumkin:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_1 t + b_k \sin k\omega_1 t) \quad (10.4)$$

bu yerda

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos k\omega_1 t dt; \quad k = 0, 1, 2, \dots,$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin k\omega_1 t dt; \quad k = 0, 1, 2, \dots,$$

Poligarmonik jarayonni boshqa usulda ham yozish mumkin:

$$x(t) = X_0 + \sum_{k=1}^{\infty} X_k \sin(k\omega_1 t + \psi_k), \quad (10.5)$$

bu yerda

$$X_0 = \frac{a_0}{2}; \quad X_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \quad \psi_k = \arctg(a_k / b_k); \quad k = 1, 2, 3, \dots$$

(10.5) formula tahlilidan kelib chiqadiki, poligarmonik jarayon doimiy  $X_0$  qo'shiluvchidan hamda cheksiz (yoki cheklangan) miqdordagi sinusoidal tashkil etuvchilardan iborat bo'ladi. Sinusoidal tashkil etuvchilar garmoniklar deb ataladi va  $X_k$  amplitudalar va  $\psi_k$  boshlang'ich fazalarga ega bo'ladi. Hamma garmoniklar, chastotalari asosiy  $\omega_1$  chastotaga kiradi. Odatda titrashdan muhofazalanuvchi obyekt aynan poligarmonik

uygʻonishga duchor boʻladi va shu sababli haqiqiy jarayonlarni oddiy garmonika funksiyasi orqali ifodalash yetarli boʻlmaydi. U yoki bu jarayonni garmonika turlarining biriga kiritilganda amalda poligarmonik jarayon hisoblangan jarayonning taxminiy tasavvuri nazarda tutiladi. Masalan, mashinalarning titrash spektrlari asosiy ish chastotasi bilan bir qatorda karrali chastotalarning jadal garmonik tashkil etuvchilariga ham ega boʻladi. Koʻchma titratuvchi taʼsirlarni koʻpincha manbalarda sodir boʻluvchi oʻtish jarayonlari vujudga keltiradi. Masalan, shigʻov olish jarayonida muvozanatlanmagan rotorli dvigatel korpusiga boʻladigan kuch taʼsiri taxminan quyidagicha ifoda bilan tavsiflanishi mumkin:

$$x=a(\omega)\cos\omega(t)t \quad (10.6)$$

bunda  $\omega(t)$  – rotor burchak tezligining oʻzgarish qonuni.

Zamonaviy texnik obyektlarda vujudga keladigan poligarmonik taʼsirlar chastotasining chegaralari juda keng. Chegaralari bir necha oktavadan oshib ketadigan  $|\omega_{\max/\min} > 10|$  poligarmonik taʼsir keng doiradagi taʼsir deyiladi; agar taʼsirning chegaralari jarayonning oʻrtacha chastotasiga qaraganda kam boʻlsa, bunday taʼsir tor doiradagi taʼsir deyiladi. Tor doiradagi taʼsir tepish tarzida namoyon boʻladi. Titrashdan muhofazalash masalalarini hal qilishda mexanik taʼsir doirasining kengligini hisobga olish birinchi darajali ahamiyatga ega. Xususan, himoya qilinuvchi obyektning dinamik nusxasi (hisoblash sxemasi) taʼsir doirasining kengligiga qarab tanlanadi; uni tanlashda taʼsir spektri sohasida joylashuvchi obyektning xususiy chastotalari eʼtiborga olinishi lozim.

Garmonik yoki poligarmonik uygʻonish kabi tasodifiy titrash uygʻonishlarini ham koʻpincha oldindan toʻla ravishda bashorat qilib boʻlmaydi. Masalan, gaz oqimining aerodinamik shovqini, suyuqlikning truboprovodda toʻxtab-toʻxtab oqishi, ustiga bir qancha agregat oʻrnatilgan platformalarning titrashi, ishqalanuvchi juftliklarning gʻadir-budirligidan kelib chiqadigan titrash kabi jarayonlar oʻz tabiatiga koʻra stoxastikdir. Ushbu jarayonlarni muntazam funksiyalar orqali taxminiy ifodalab (approksimastiyalab) boʻlmaydi. Stoxastik signal oldindan grafik tarzda

berilishi mumkin emas, chunki u tasodifiylik elementlarini o'z ichiga oluvchi jarayon bilan bog'langandir. Qisqa muddatli mexanik ta'sirlar zarbli ta'sirlar deyiladi. Ularda kuchning eng yuqori qiymati juda katta bo'ladi. Zarb vaqtidagi kuchning, kuch momenti yoki tezlanishning vaqtga bog'liqligini ifodalovchi funksiya zarb ko'rinishi deyiladi. Zarbning davomliligi va amplitudasi, ya'ni zarb vaqtidagi mexanik ta'sirning eng katta qiymati zarb ko'rinishining asosiy xarakteristikalaridir.

Zarb ko'rinishidagi kinematik uyg'onishlar manbaining harakat tezligi keskin o'zgarganda (masalan, samolyot erga qo'ndirilganda, raketa uchirilganda, avtomobil g'ildiragi chuqurlikka tushib qolganda va hokazo) yuz beradi. Ko'pincha bu hodisalar manba konstruksiyalarining tebranishiga hamda titrash ta'sirining vujudga kelishiga olib keladi. Ba'zi hollarda zarbli ta'sirni manba harakat tezligining «oniy» o'zgarishidan yoki kuch va momentlarning «oniy» quyilishidan iborat bo'lgan klassik zarba deb qarash mumkin. Bunday hollarda

$$x(t) = \Delta q \delta t,$$

bunda  $\Delta q$  – zarb vaqtida tezlikning, kuch impulsining yoki kuch momentining ortishi. Zarbning davomliligi obyektning xususiy tebranishlari davrlarining eng kichigidan ancha kam bo'lgandagina shunday deb qarash mumkin. Qolgan hollarda zarb ko'rinishini hisobga olish zarur; u odatda tabiiy sharoitda to'g'ridan-to'g'ri o'lchash orqali aniqlanadi.

## 10.2 Titrashning salbiy oqibatlari

Turli texnik obyektlar (mashinalar, asboblari, apparatlar) va insonga mexanik ta'sirlarning oqibatini ko'rib chiqamiz.

Liniyadagi o'ta yuklanishlar ta'siri obyektning statik yuklanishiga ekvivalentdir. Ba'zi hollarda, ayniqsa, obyektga kuch orqali bog'lanadigan birikmalar mavjud bo'lganda liniyadagi o'ta yuklanish ta'siri sistemaning ishini izdan chiqarish (elektr kontaktlarning prujinalari ajralishi, releli qurilmalar noo'rin ishlab kyetishi va hokazo) mumkin.

Titrash ta'sirlari texnik obyektlar uchun eng xavfli bo'ladi. Titrashta'sirlaridan kelib chiqadigan har xil ishorali zo'riqishlar materialning toliqishi tufayli darz kyetishiga va yemirilishiga sabab bo'ladi. Mexanik sistemalarda toliqib zo'riqishdan tashqari, titrash tufayli vujudga keladigan boshqa hodisalar ham, masalan, qo'zgalmas birikmalarning asta-sekin bo'shashishi («liqillab qolishi») kuzatiladi. Titrashta'sirida mashina detallarining birikmalardagi tutash yuzalarning bir-biriga nisbatan siljib qolishiga (oz miqdorda) olib keladi, bunda urinuvchi detallar yuza qatlamlarining strukturasi o'zgaradi, ular yeyiladi, natijada birikmadagi ishqalanish kuchi kamayadi, bu esa obyektning dissipativ xususiyatlari, o'z chastotasi o'zgarishiga sabab bo'ladi va hokazo.

Agar mexanizm tirqishli (zazorli) qo'zg'aluvchan birikmalar mavjud bo'lsa (masalan, mexanizmlardagi kinematik juftliklar), titrashta'sirlari tutash yuzalarning o'zaro urilishiga olib kelishi, bu esa ularning yemirilishiga va shovqinning kuchayishiga sabab bo'lishi mumkin. Ko'p hollarda titrashta'sirida obyektning yemirilishi rezonans hodisalar vujudga kelishi bilan bog'liq bo'ladi. Shu sababli obyektta rezonansni vujudga keltiruvchi garmonika poligarmonik ta'sirlarning eng xavflisidir.

Zarbli ta'sirlar ham obyektning yemirilishiga sabab bo'lishi mumkin. Zarb tufayli shikastlanish ko'pincha mo'rt yemirilish tarzida bo'ladi. Biroq ko'p marta takrorlanuvchi zarblar toliqish natijasidagi yemirilishga ham olib kelishi mumkinki, bu hol ayniqsa, davriy zarbli ta'sir obyektning rezonans tebranishlarini vujudga keltirishga qodir bo'lganda sodir bo'ladi.

Titrashta'sirlar obyektning yemirilishini vujudga keltirmagan holda ularning ishini izdan chiqarishi mumkin. Masalan, metall qirquvchi dastgohlar va boshqa texnologik uskunalarning turli manbalar ta'sirida titrashi ishlov berish aniqligi va tozaligining pasayuviga, shuningdek, texnologik jarayonlarning boshqa buzilishlariga olib keladi.

Mexanik ta'sirlar harakati boshqarish sistemalariga o'rnatiladigan hamda harakat parametrlarini o'lchash uchun xizmat qiladigan asboblarning aniqligini anchagina o'zgartiradi. Titrashta'sirida gifoskopik asboblarning bilan o'lchashda xatolar keskin

oshadi, mayatnik tipidagi o'lchash qurilmalari bo'lgan asboblarda nol holatga qaytishga moyillik paydo bo'ladi.

Yemirilish yoki tuzatib bo'lmaydigan boshqa o'zgarishlar bilan bog'liq bo'lmagan obyekt ishining buzilishi – ishlamay qolish deyiladi. Ob'ektning mexanik ta'sirlar natijasida emirilmaslik xususiyati titrashga chidamlilik deb uning me'yorida ishlash xususiyati esa titrashga turg'unlik deb ataladi.

Turli tiplardagi mashinalar va qurilmalar ishlayotganda vujudga keladigan titrash manbai yaqinida turgan yoki u bilan bevosita aloqada bo'lgan odamlarga zararli ta'sir ko'rsatadi. Titrash inson-operatorning fiziologik va funkstional holati izdan chiqishiga sabab bo'ladi. Buning natijasida yuz bergan turg'un fiziologik o'zgarishlar titrash kasalligi, deb ataladi. Funkstional o'zgarishlar ko'rish qobiliyatining pasayuvda, vestibulyar apparat reaksiyasining o'zgarishida (harakatlar muvofiqligi buziladi, gavdaning holatiga bog'liq bo'lgan gallustinatsiyalar vujudga keladi va hokazo) hamda tez charchashda namoyon bo'ladi.

Titrash, birinchi navbatda, qo'lda boshqariladigan mexanizatsiyalashtirilgan uskunalardan foydalanuvchi ishchilarga titrash mashinalarda (qoziq, truba va shu kabilarni titratib qoqadigan, titratib bog'laydigan, titratib shtamplaydigan mashinalar, titrama konveyerlar, titrama g'altaklar, titratib zichlagichlar, titratib ajratkichlar, suyuq metallni titratkichlar, titratib tozalash vositalari va hokazo), shuningdek, ko'pgina qurilish, yo'l va qishloq xo'jaligi mashinalarida (buldozerlar, greyderlar, skreperlar, traktorlar, kombaynlar va hokazo) ishlaydigan xodimlarga zararli ta'sir ko'rsatadi. Tarkibida muvozanatlanmagan harakatlanuvchi elementlari bo'lgan mashina va mexanizmlarni, shuningdek, hamma turdagi transport vositalarini ishlatuvchi xodimlarga titrash kamroq ta'sir ko'rsatadi. Ko'rsatib o'tilgan hollarda titrashning insonga zararli ta'sirini cheklash zaruriyati tug'iladi.

Kishilar uchun mumkin bo'lgan dinamik ta'sirlar sanitariya me'yorlari va qoidalarida belgilangan. Inson-operatorni titrashdan yakka tartibda va kompleks tarzda himoyalashning samarali usullari va vositalarini yaratish zamonaviy texnikaning eng muhim texnik-iqtisodiy va sotsial vazifalaridan biridir.

### **10.3 Titrashdan muhofazalashning asosiy usullari.**

Obyektning tebranish jadalligini quyidagi usullar yordamida kamaytirish mumkin: Manbaning titrash aktivligini pasaytirish. Uyg'otish manbalari tomonidan tebranishlarning vujudga keltirilish sabablari turlicha bo'lishi mumkin. Uyg'otuvchi omillarni ikki guruhga bo'lish qulay. Birinchi guruhga kinematik juftliklardagi ishqalanish bilan bog'liq bo'lgan hodisalar kiradi. Ushbu guruh omillarining titrash aktivligini kamaytirish ishqalanuvchi yuzalar materiallarining xususiyatlarini o'zgartirish bilan «bog'langan bo'lib, bunga har bir xususiy hol uchun xos bo'lgan usullar yordamida, masalan, maxsus moylovchi materiallarni qo'llash bilan erishish mumkin.

Uyg'otuvchi omillarning ikkinchi gruppasi jismlarning harakati (rotorlarning aylanishi, mexanizm bo'g'inlarining surilishi) bilan bog'langandir.

Bu holda manbaning titrash aktivligini kamaytirishga harakatlanuvchi massalarni muvozanatlash orqali dinamik reaksiya kuchlarini kamaytirish yo'li bilan erishiladi.

Obyekt konstruksiyasini o'zgartirish. Tebranishni kamaytirishning barcha mexanik sistemalar uchun umumiy bo'lgan ikki usulini ko'rsatish mumkin. Birinchi usul, rezonans hodisalarini bartaraf etishdan iborat. Agar obyekt chiziqli xususiyatlarga ega bo'lsa, u holda vazifa uning xususiy chastotalarini keragicha o'zgartirishdan iborat bo'ladi. Chiziqsiz xususiyatli obyektlar uchun rezonans hodisalarining bo'lmasligi sharti bajarilishi lozim. Ikkinchi usul, obyektida mexanik energiyaning yutilishini kuchaytirishga asoslangan. Titrashdan muhofazalashning so'ndirish (dempferlash) deb ataluvchi ushbu usuli keyinroq ko'rib chiqiladi.

Tebranishlarni dinamik so'ndirish. Dinamik tebranishlarni so'ndirgich (qisqacha – so'ndirgich) obyektning so'ndirgich ulanadigan nuqtalariga qo'yiladigan qo'shimcha dinamik ta'sirlarni vujudga keltiradi. Dinamik so'ndirish so'ndirgichning shunday parametrlarini tanlab amalga oshiradiki, bunda ushbu qo'shimcha ta'sirlar manba vujudga keltiruvchi dinamik ta'sirlarni qisman muvozanatlaydi.

Titrashdan izolatsiyalash. Tshrashdan izolatsiyalashda manba va obyekt orasidagi bog‘lamalar bo‘shashtiriladi, natijada obyektga uzatiluvchi dinamik ta’sirlar kamayadi. Bog‘lamalarning bo‘shashtirilishi, odatda, bir qancha nomaqbul hodisalar paydo bo‘lishiga olib keladi: obyektning statik siljishlari ko‘payadi, past chastotali ta’sirlarda hamda zarblarda nisbiy tebranishlar amplitudalari ortadi, sistemaning tashqi o‘lchamlari kattalashadi. Shu sababli titrashdan izolatsiyalashni titrashda muhofazalash usuli sifatida qo‘llash ko‘p hollarda qo‘yiladigan talablarni qanoatlantiradigan hamma yechimni topish bilan bog‘liqdir.

### **10.3.1. Titrashdan muhofazalash qurilmalari samaradorligi**

Dempferlar, dinamik so‘ndirgichlar va titrash izolatorlari birgalikda titrashdan muhofazalash qurilmalarini tashkil qiladi. Inertsion, elastik va dissipativ elementlardan tashkil topuvchi qurilmalar passiv qurilmalardir. Aktiv qurilmalar, ko‘rsatib o‘tilganlaridan tashqari, mexanik bo‘lmagan elementlarni o‘z ichiga oladi va odatda mustaqil energiya manbaiga ega bo‘ladi. Titrashdan muhofazalash sistemaning samaradorligini titrashdan muhofazalovchi qurilma obyektning birorta o‘ziga xos parametri qiymatini bunday qurilmasi bo‘lmagan obyektning ayni shu parametri qiymatiga bo‘lish bilan baholash qabul qilingan. Bunday nisbat titrashdan muhofazalashning samaradorligi koeffitsiyenti deb ataladi.

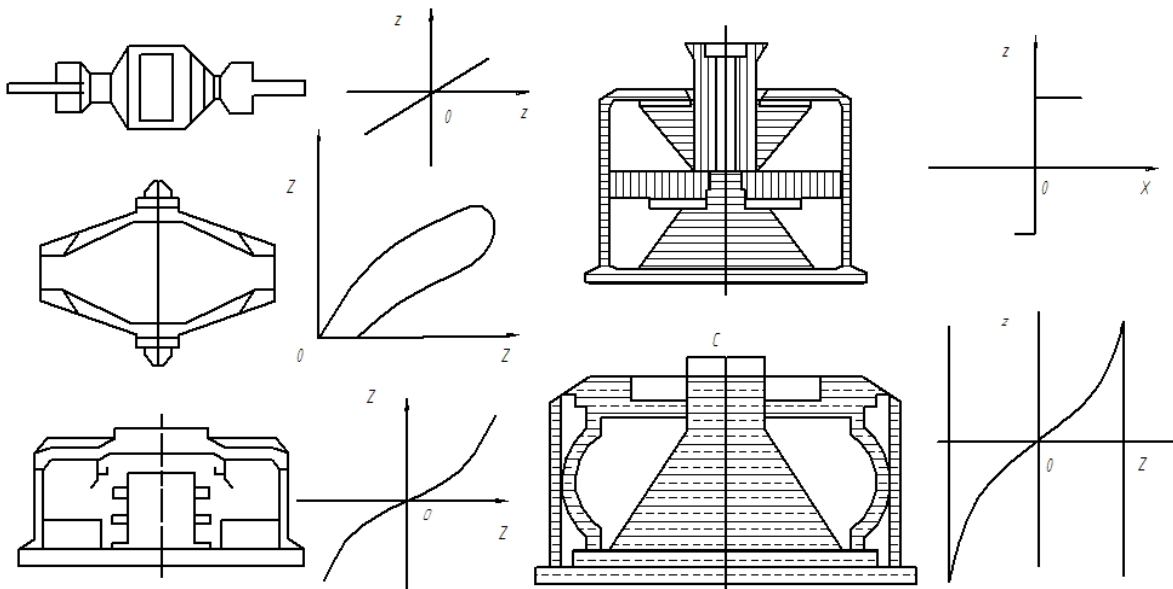
Titrashdan muhofazalovchi sistemaning elementi bo‘lmish vibroizolator yoki amortizatorning eng muhim qismi elastik elementdir. Ichki ishqalanish natijasida elastik elementda tebranishlarning so‘nishi (dempferlanishi) sodir bo‘ladi. Bundan tashqari, amortizatorlarning qator konstruksiyalarida tebranishlar energiyasini so‘ndirish uchun maxsus so‘ndiruvchi (dempferlovchi) qurilmalar qo‘llaniladi. Amortizatorning dinamik xususiyatlari uning statik xususiyatlariga ko‘p jihatdan bog‘liq, lekin ularning har ikkisi ham chiziqsizdir. Amortizator xususiyatlarining chiziqsizligi qator sabablar: elastik element (masalan, rezina) xususiyatlarining chiziqsizligi, elastik elementdagi ichki ishqalanish, amortizatorida cheklovchi tiraklar, quruqlayin ishqalanish dempferlari, chiziqsiz

prujinalar va shu kabi konstruktiv elementlarning mavjudligi bilan tushuntiriladi. 10.3-rasmda turli amortizatorlar hamda ularning kuch xususiyatlari tasvirlangan (absissalar o‘qi siljishni, ordinatalar o‘qi reaksiya kuchini bildiradi): *a* – rezina-metall amortizator; *b* – to‘rli amortizator; *v* – yurishni cheklovchi elastik elementlari bo‘lgan amortizator; *g* – dempferli amortizator; *d* – konussimon prujinali amortizator.

Har qanday amortizatorida shunday uchta o‘zaro perpendikular *x*, *y*, *z* yo‘nalishlarni belgilash mumkinki, amortizatorni mahkamlash nuqtasi ana shu yo‘nalishlardan biri bo‘yicha siljiganda unga qarama-qarshi yo‘nalishda amortizatorning reaksiya kuchi vujudga keladi. Bunday yo‘nalishlar bosh yo‘nalishlar deyiladi. Agar amortizator reaksiyasining bosh yo‘nalishlariga proyeksiyalarini *X*, *Y*, *Z* lar orqali belgilasak va mavjud amortizatorning elastiklik va so‘ndirish xususiyatlarini hisobga olsak, u holda quyidagilarni faraz qilish mumkin: bosh yo‘nalishlar bo‘yicha reaksiya kuchlari faqat mos tarzdagi siljishlarga hamda ularning vaqt bo‘yicha birinchi hosilalariga bog‘liq bo‘ladi. U holda,

$$X = X(x, \dot{x}), Y = Y(y, \dot{y}), Z = Z(z, \dot{z}) \quad (10.7)$$

funksiyalar amortizatorlarning dinamik xususiyatlari deyiladi.



**10.3-rasm. Amortizatorlar turlari va xarakteristikalari.**



Amortizatsiyalanadigan obyektning muvozanat holatiga yaqin kichik tebranishlarini tahlil qilishda  $x$ ,  $y$ , va  $z$  siljishlarni kam, deb hisoblash hamda (10.7) dinamik xususiyatlarni Makloren qatoriga yoyilgan va birinchi tartibdan yuqori bo'lgan hadlarni tashlab yuborgan holda ularni chiziqli ko'rinishga keltirish mumkin:

$$X(x, \dot{x}) \approx c_x x + k_x \dot{x}, \quad Y(y, \dot{y}) \approx c_y y + k_y \dot{y},$$

bu yerda,

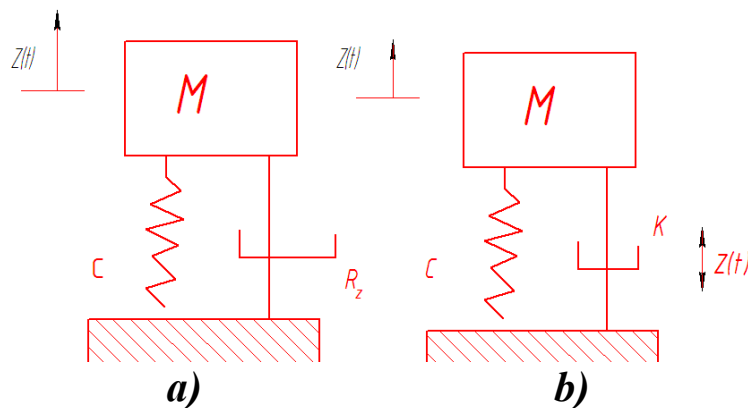
$$Z(z, \dot{z}) \approx c_z z + k_z \dot{z}, \quad (10.8)$$

$$C_x = \frac{dX}{dx}(0,0); \quad C_y = \frac{dY}{dy}(0,0); \quad C_z = \frac{dZ}{dz}(0,0)$$

lar amortizatorning bosh yo'nalishlaridagi bikrlilik koeffitsiyentlaridir,

$$k_x = \frac{dX}{d\dot{x}}(0,0); \quad k_y = \frac{dY}{d\dot{y}}(0,0); \quad k_z = \frac{dZ}{d\dot{z}}(0,0)$$

esa so'ndirish koeffitsiyentlaridir.



10.4.-rasm. Tebranuvchi massa sxemalari.

$m$  massali amortizatsiyalanuvchi obyektning (10.4a-rasm) kichik tebranishlarini ko'rib chiqamiz. Amortizatsiyalanuvchi sistemaning harakat tenglamasini keltirib chiqarish uchun Dalamber prinsipidan foydalanish mumkin.  $t$  vaqtning istalgan vaqtida kuzatilayotgan koordinataning  $z$  qiymatida  $m$  massaga amortizatorning  $Z(z, \dot{z})$  reaksiyasi ta'sir qiladi. (10.8) tenglamaga asosan,  $m$  massaga qo'yilgan kuchlar va  $m\ddot{z}$  inertsiya kuchining yig'indisini nolga tenglashtirib  $m$  massa harakatini hosil qilamiz:

$$m\ddot{z} + k_z \dot{z} + c_z z = 0 \quad (10.9)$$

Mos ravishdagi xarakteristik tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$ms^2 + k_z s + c_z = 0 \quad (10.10)$$

Uning ildizlari

$$S_{1,2} = \frac{1}{2m} \left( -k_z \pm \sqrt{k_z^2 - 4mc_2} \right)$$

(10.9) tenglamaning umumiy yechimi quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$z = A_1 e^{S_1 t} + A_2 e^{S_2 t},$$

bunda  $A_1$  va  $A_2$  – boshlangich shartlarga bog‘liq bo‘lgan ixtiyoriy o‘zgarmas miqdor;  $S_{1,2}$  – (10.10.) karakteristik tenglamasining ildizlari; qulaylik uchun ularni quyidagi ko‘rinishda yozish mumkin:

$$S_{1,2} = -\xi \omega_0 \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \omega_0,$$

bunda

$$c_z / m = \omega_0^2; \quad k_z / 2\sqrt{c_z m} = \xi;$$

$\omega_0$  – amortizatsiyalangan sistemaning xususiy chastotasi;  $K$  – o‘lchamsiz so‘nish koeffitsiyenti.

10.4 b-rasmda poydevorni  $z_n = Z_0 \sin \omega t$  tebranishlardan muhofaza qilish uchun amortizatsiya sistemasining sxemasi berilgan.

*Titrashni kamaytirish bo‘yicha va undan foydalanish yo‘nalishdagi muammoviy masalalar quyidagilardan iborat.*

- barcha aylanuvchi vallarni albatta dinamik muvozanatlash zarur, buning uchun maxsus umumlashgan mexatronik uslub ishlab chiqish;

- kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini kamaytirish metodlari va sxemalarini ishlab chiqish;

- titrashdan qator texnologik jarayonlarni jadallashtirish va boshqarish usullarini yaratish va boshqalar.

*Xulosa.* Talabalarda titrash va undan muhofazalash usullarini bilish bo‘yicha nazariy va amaliy ko‘nikmalar rasmlanadi.

## **10.4 Mashina va mexanizmlarda titrash so‘ndirish uslublari va uskunalari.**

### **10.4.1 titrashda dissipativ kuchlar.**

Elastik sistema tebranganda energiya atrof-muhitga, shuningdek, elastik element materialining o‘zida va konstruksiya

detallarining birikish joylarida tarqalib isrof bo‘ladi. Bunday isroflarga elastik bo‘lmagan qarshilik kuchlari – dissipativ kuchlar sabab bo‘ladi; ularni yengish uchun tebranuvchi sistemaning yoki tebranishni vujudga keltiruvchi manbaning energiyasi uzluksiz va qaytmas tarzda sarflanadi. Dissipativ kuchlarni tavsiflash uchun dissipativ kuchlarning tebranuvchi sistema massalarining harakat tezligiga yoki elastik elementning deformatsiyalash tezligiga bog‘liqligini bildiruvchi xususiyatlaridan foydalaniladi. Kuchning xususiyati turli qarshilik kuchlarining tabiatiga ko‘ra aniqlanadi. Dissipativ kuchlarning eng keng tarqalgan xususiyatlari 10.4.5-rasmda ko‘rsatilgan.

Qovushqoq qarshilik (10.4.5-rasm, a) qarshilik koeffitsiyenti  $b_1^*$  bilan ifodalanadi va quyidagi ifoda orqali tavsiflanadi:

$$F_D(x) = b_1 x \quad (10.4.11)$$

Bunday xususiyatga dissipativ kuchlar ega bo‘ladi. Ular qovushqoq muhit (gaz yoki suyuqlik)dagi, shuningdek, ba’zi gidravlik dempferlardagi kichik tebranishlarda yuzaga keladi.

Titrash tezligi katta bo‘lganda dissipativ kuch bilan tezlik orasida kvadratik bog‘liqlik mavjud bo‘ladi:

$$F_D(\dot{x}) = b_2 \dot{x}^2 \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (10.4.12)$$

Ko‘pincha dempferlar konstruksiyalarida quruqlayin ishqalanish elementidan foydalaniladi, uning xususiyati (10.4.5-rasm) b) quyidagi ko‘rinishdadir:

$$F_D(\dot{x}) = b_0 \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (10.4.13)$$

bunda  $b_0 = \text{const}$  – quruqlayin ishqalanish kuchi.

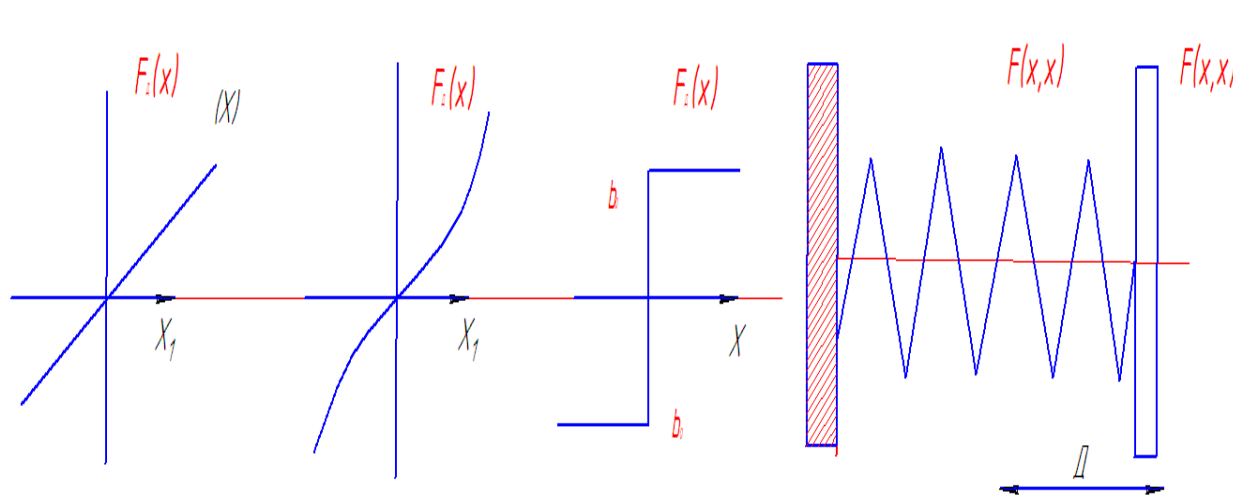
Keltirilgan hamma bog‘liqliklarni chiziqsiz yagona xususiyat orqali ko‘rsatish mumkin:

$$F_D(\dot{x}) = b_m |\dot{x}|^m \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (10.4.14)$$

bunda  $m, b_m$  – o‘zgarmas miqdorlar,  $m$  ning qiymati 1,2 va 0 ga teng bo‘lganida mos ravishda (10.4.11) - (10.4.13) xususiyatlarga ega bo‘lamiz.

## 10.4.2 Gisterezis holati

Ko‘p hollarada yaxlit kuchni elastik va dissipativ kuchlarga ajratish shartli bo‘ladi. Boshqa hollarada esa mutlaqo bunday qilib bo‘lmaydi. Bu gap dastavval elastik element materialidagi ichki ishqalanish kuchlariga va qo‘zg‘almas (parchin mixli, rezbali, presslangan va hokazo) birikmalar deformatsiyalanganda energiyaning kamayishi bilan bog‘liq bo‘lgan konstruksiyani so‘ndirish kuchlariga taalluqlidir.



10.4.1-rasm. Bikrlikni o‘zgarish grafiklari. 10.4.2-rasm. Tebranuvchi massa sxemasi.

Agar elastik, dissipativ elementni (10.4.6-rasm) davriy tarzda deformatsiyalanishini. aytaylik,

$$x = a \cos \omega t \quad (10.4.15)$$

qonuniyat bo‘yicha amalga oshirsak, u holda kuch – siljish diagrammasida (10.4.7-rasm) turli yuklanish va yuksizlanish chiziqlarini ko‘ramiz. Bu hodisa gisterezis deb ataladi. Gisterezis halqasi bilan chegaralangan yuza deformatsiyalanishning bir davrida yo‘qolgan energiyaning ifodalaydi va dissipativ kuchlar bajargan ishni aniqlaydi:

$$\psi = \int F(x, \dot{x}) dx = \int_0^T F_D(\dot{x}) \dot{x} dt \quad (10.4.16)$$

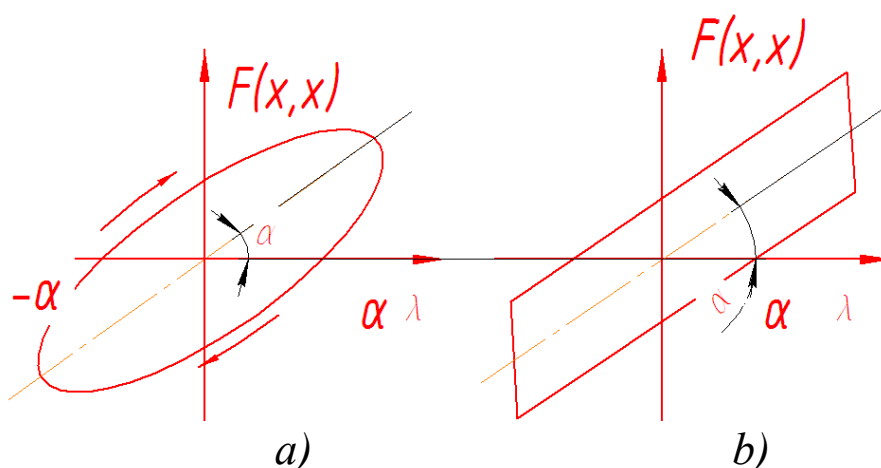
bunda,  $T=2\pi/\omega$  - deformatsiyalanish davri.

Masalan, elastik dissipativ elementning dinamik xususiyati quyidagi ko‘rinishga ega bo‘lsin:

$$F(x, \dot{x}) = F_y(x) + F_D(\dot{x})$$

bunda  $F_y(x) = cx$  – chiziqli elastik tashkil etuvchi. Chiziqli dissipativ kuchga ega bo‘lgan (10.4.1) bunday elementning gisterezis halqasi (10.4.5) qonuniyat bo‘yicha deformatsiyalanganda ellips rasmini oladi (10.4.3-rasm, a). Ellips katta o‘qining  $a$  og‘ish burchagi elementning bikrligini ifodalaydi:  $c = tga$ . Bir davrda (10.4.5) isrof bo‘lgan energiya

$$\psi = \int_0^T b_1 x^2(t) dt = b_1 (a\omega^2) \int_0^T \sin^2 \omega t dt = \pi a^2 \omega b_1$$



10.4.3-rasm. Deformatsiyalanish grafiklari.

10.4.3b-rasmda quruqlayin ishqalanish (17.3) elementining gisterezis halqasi ko‘rsatilgan. Uning uchun yo‘qotilgan energiya quyidagicha topiladi:

$$\psi = 4ab_0 \quad (10.4.7)$$

Dissipativ xususiyati (17.14) formula ko‘rinishida bo‘lgan element uchun bir davrda yo‘qotilgan energiya quyidagiga teng:

$$\psi = k_\mu a^{\mu+1} \omega^\mu b_\mu \quad (10.4.8)$$

bu yerda

$$k_\mu = \int_0^\pi |\sin \tau|^\mu d\tau$$

Elastik dissipativ sistema tebranganda energiyaning isrofi yutilish koeffitsiyenti orqali baholanadi. Xususiyati chiziqli elastik bo‘lgan elastik elementning P potentsial energiyasi

$$P = ca^2 / 2 \quad \text{yutilish koeffitsiyenti}$$

$$\psi = 2\psi / (sa^2)$$

(10.4.7) — (10.4.8) formulalarga asosan va dnissipativ kuchlar xususiyatining turiga ko‘ra yutilish koeffitsiyenti qovushqoq so‘ndirishda (10.4.1) chastota funksiyasi bo‘ladi:

$$\psi = 2\pi b_1 \omega / c$$

quruqlayin ishqalanishda (10.4.13.) amplituda funksiyasi bo‘ladi:

$$\psi = 8b_0 / (ca)$$

umumiy holda esa amplituda va chastota funksiyasi bo‘ladi:

$$\psi = 2k_\mu a^{\mu-1} \omega^\mu b_\mu / c$$

Dissipativ xususiyatlari yuqorida bayon etilgan usullardan biri bo‘yicha berilgan sistemaning (10.4.3) formula ko‘rinishidagi davriy tebranishlarini aniqlashda berilgan  $F(x, \dot{x})$  dinamik xususiyat unga ekvivalent bo‘lgan elastik qovushqoq nusxa bilan almashtiriladi:

$$F(x, \dot{x}) \approx cx + bx \quad (10.4.9)$$

Ekvivalent so‘ndirish koeffitsiyenti  $b$  shunday tanlanadiki, bunda dastlabki hamda almashtiruvchi sxemalar bir xil yutish qobiliyatiga ega bo‘ladi. Chiziqli ekvivalent dempfer yo‘qotgan energiya (10.4.6)

$$\psi = \pi a^2 \omega b.$$

Erkinlik darajasi bitta bo‘lgan sistemaning majburiy tebranishi.  $m$  massaning harakat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$m\ddot{x} + cx + F(\dot{x}) = Q_0 \cos(\omega t - \varphi) \quad (10.4.20)$$

(10.4.5) tenglama yechimini topib hamda (17.9) formuladagi  $F(\dot{x})$  chiziqsiz funksiyani chiziqli holga keltirib. (10.4.10) tenglama o‘rniga ushbuni hosil qilamiz:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = a_0 \cos(\omega t - \varphi) \quad (10.4.11)$$

Chiziqli ko‘rinishga keltirilgan (10.4.10) tenglamani yechib amplituda topiladi:

$$a = \frac{Q_0}{c \sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{b\omega}{c}\right)^2}}$$

bunda  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$  – sistemaning xususiy chastotasi.

$b$  kattalik amplituda va chastota funksiyasidir, ya’ni  $b=b(a, \omega)$ . Shu sababli ushbu munosabat umumiy holda yechimi izlanayotgan amplitudani aniqlaydigan tenglama bo‘ladi.  $\omega \gg \omega_0$  chastotali kichik so‘ndirishda erishiladigan rezonans amplitudasi uchun

$$a_{rez} = Q_0 / (b\omega_0) \quad (10.4.12)$$

Chiziqli sistema uchun (10.4.12.) munosabatni quyidagi ko‘rinishda yozish mumkin:

$$a_{rez} = \pi Q_0 / (sv)$$

bunda,  $d=2\pi n/\omega_0$  – tebranishlarning logarifmik dekrementi;  $n=b/(2m)$  – so‘ndirish koeffitsiyenti.

*Materiillardagi ichki ishqalanishini hisobga olish.*

Ko‘pgina materiallarning yutish xususiyatlari deformatsiyalanish chastotasiga bog‘liq emasligi tajribalar o‘tkazib aniqlangan. Shu sababli materialning yutish (dissipativ) xususiyatlarini yutish koeffitsiyenti  $\nu$  orqali yoki  $u$  bilan  $y=2d$  tenglik vositasida bog‘langan tebranishlarning logarifmik dekrementi  $d$  orqali ifodalash qulay. Odatda, tajriba yo‘li bilan aniqlanadigan mazkur kattaliklar nisbiy deformatsiyalar, normal yoki urinma zo‘riqishlar amplitudalari ko‘rinishida beriladi.

### 10.4.3. Qo‘zg‘almas birikmalardagi konstruksion so‘ndirish.

Mexanik sistemaning tebranishlariga tashqi so‘ndiruvchi omillar bilan bir qatorda konstruksioning o‘z ichida sodir bo‘ladigan energetik isroflar (kostruksion so‘ndirish) ham sezilarli

ta'sir ko'rsatishi mumkin. Bunday isroflar ishqalanish natijasida kinematik juftliklarda, shuningdek, presslangan, shlistli, rezbali, parchin mixli va shu kabi birikmalarda yuz beradi. Bunday birikmalarni qo'zg'almas deb atash qabul qilingan bo'lsa-da, amalda esa ular yuklanganda urinish yuzalari bo'yicha kichik sirpanishlar muqarrar ravishda yuz beradi; mos ravishdagi nisbiy siljishlar chog'ida ishqalanish kuchlari ish bajaradi.

Birikmalarning faqat ayrim oddiy sxemalarida bir davr ichida yutiladigan energiyani nazariy hisoblashlar yordamida hisoblab chiqish mumkin. Qancha energiya yutilishini tajriba yo'li bilan yo ko'p garmonikali majburiy tebranishlar tartibida rezonans cho'qqisi parametrlariga ko'ra yoki erkin so'nuvchi tebranishlarga o'tkazilgan umumiy urinma egri chiziqqa ko'ra ancha aniq aniqlash mumkin.

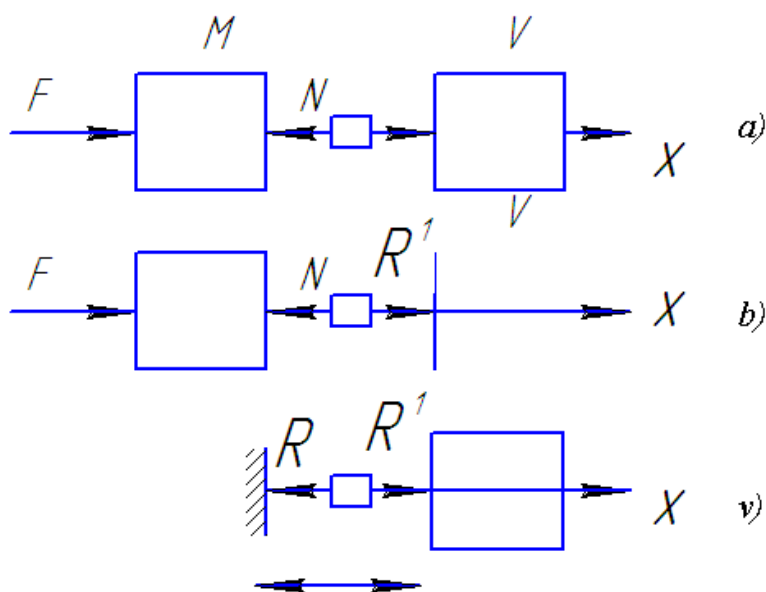
#### **10.4.4. Titrashdan muhofazalash sistemalarining xususiyatlari**

Titrashdan muhofazalash sistemasining hisoblash nusxasida uchta asosiy qismni ajratib ko'rsatish mumkin: ta'sir hosil qilish manbai ( $M$ ). himoyalalanuvchi obyekt ( $O$ ) va titrashdan izolatsiyalash qurilmasi ( $TIQ$ ). Eng oddiy holda manba va obyekt qandaydir  $x$  o'qi bo'yicha ilgariylanma harakatlanuvchi qattiq jismlar, deb hisoblanadi. 17.4-rasmda titrashdan muhofazalash sistemasining prinsipial sxemasi berilgan:  $a$  – umumiy holatdagisi;  $b$  –  $F=F(t)$  kuch yo'qotiladigan;  $v$  –  $x=x(t)$  kinematik yo'qotiladigani. Sistemaga qo'yilgan tashqi  $F$  kuchlar (majburiy kuchlar), shuningdek, manba va obyekt oralig'ida joylashgan titrashdan izolatsiyalovchi ajratuvchi qurilmaning manba va obyektga ta'sir o'tkazuvchi  $R$  va  $R'$  ichki kuchlari  $x$  o'qi bo'ylab yo'nalgan hisoblanadi; shu bilan birga  $x$  o'qi titrashdan izolatsiyalovchi qurilmaning o'qi bo'lib ham xizmat qiladi.

Ko'p hollarda sistema jismlaridan bittasining – manba yoki obyektning massasi boshqa jismning – mos ravishda obyekt yoki manbaning massasidan ancha ortiq bo'ladi. Bu holda «katta» massali jismning harakati «kichik» massali jismning harakatiga bog'liq bo'lmaydi deb hisoblanishi mumkin. Xususan, agar obyekt «katta» massaga ega bo'lsa, odatda, u qo'zg'almas deb hisoblanadi; bu holda sistemani manbaga tashqi tomondan qo'yilgan  $F=F(t)$



tarzidagi g‘alayonlantiruvchi (majburiy) kuch harakatga keltiriladi (10.4.4-rasm, b). Agar manba katta massaga ega bo‘lsa, u holda  $x=x(t)$  harakat qonunini berilgan deb hisoblash mumkin; uning harakati obyektning kinematik g‘alayonlantiruvchisi rolini o‘ynaydi (10.4.4-rasm, v). Ikkala holda ham «katta» massaga ega bo‘lgan jismni ko‘tarib (tutib) turuvchi jism yoki asos deb, «kichik» massali jismni qo‘yiluvchi jism, deb atash mumkin.



10.4.4-rasm. So‘ndirish sxemalari.

10.4.4b-rasmda tasvirlangan sxemadan, odatda, bino, inshoot, to‘siq yoki poydevorlarni ularga o‘rnatilgan harakatlantiruvchi qismlari muvozanatlanmagan mashina va mexanizmlar yoki boshqa bir titrash aktivligiga ega bo‘lgan qurilmalar hosil qiluvchi dinamik ta’sirlardan himoyalash uchun foydalanish mumkin. 10.4.4v-rasmda tasvirlangan sxemadan asboblar, apparatlar, aniq mexanizmlar yoki dastgohlarni, ya’ni titrashga sezgir bo‘lgan hamda titrovchi asoslarga yoki harakatlanuvchi obyektlarga o‘rnatiluvchi jihozlarni titrashdan muhofazalashda foydalaniladi.

Titrashdan izolatsiyalovchi qurilma titrashdan muhofazalash sistemasining muhim qismidir; uning vazifasi berilgan g‘alayonlanish asosida shunday harakat tartibini yaratishdan iboratki, oqibatda obyektning himoyalash maqsadi amalga oshadigan bo‘lsin. Ko‘p hollarda titrashdan izolatsiyalovchi inertsiyalovchi

inersiyasiz qurilmani ishlatish natijasida bunga erishish mumkin; bu qurilma 10.4.4-rasmda tasvirlangan sxemalar uchun u bir o'qli titrash izolyatsiya toridan iboratdir. Bunday titrashdan izolatsiyalovchi qurilmada  $R$  va  $R'$  reaksiyalar qiymati bo'yicha o'zaro teng bo'ladi ( $R=R'$ ); quyida ko'riladigan oddiy hol uchun  $R$  reaksiyani titrashdan izolatsiyalanish tezligi  $\delta$  ga proporsional deb hisoblash mumkin:

$$R=c\delta+b\delta \quad (10.4.13)$$

(10.4.13) munosabat titrashda izolyatsiyalovchi inersiyasiz oddiy qurilmaning chiziqli xususiyatini ifodalaydi;  $c$  va  $b$  koeffitsiyentlar mos ravishda so'ndirish bikrligi hamda so'ndirish koeffitsiyenti, deb ataladi.  $b=0$  bo'lganda (10.4.13) tenglama ideal elastik elementning (prujinaning) xususiyatini,  $c=0$  bo'lganda esa chiziqli qovushqoq dempfer xususiyatini ifodalaydi. Shunday qilib, (17.13) xususiyatli titrashdan izolyatsiyalovchi qurilmaning nusxasi sistemaning xususiy chasto-

tasini belgilaydi. belgilaydi:  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$

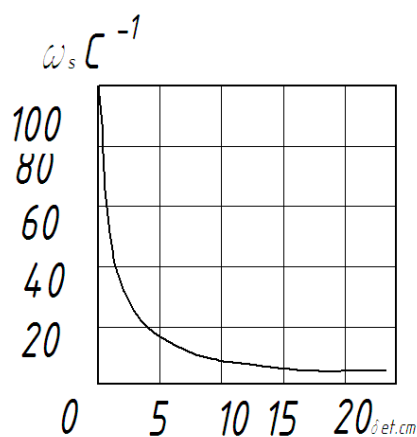
$c$  ning qiymati  $\omega_0$  bilan quyidagi formula orqali bog'langan titrashdan izolatsiyalovchi qurilmaning statik deformatsiyalanishi  $d_{cm}$  ni (chiqishini) aniqlaydi:

$$\omega_0 = \sqrt{g \sin \alpha / \delta_{cm}}$$

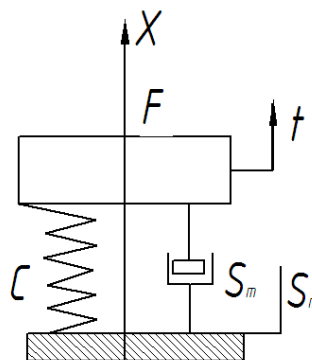
bunda,  $d_{cm}$  – o'q bo'yicha yo'nalgan statik  $mgsina$  yuklanish natijasida deformatsiyalanish;  $m$  – qo'yiluvchi jismning massasi;  $a$  – titrash izolyatori o'qining ufqqa nisbatan og'ish burchagi  $\omega_0 = \omega_0(d_{cm})$  munosabat 10.4.5-rasmda keltirilgan.

Erkinlik darajasi bitta bo'lgan eng oddiy titrashdan muhofazalovchi sistemaning hisoblash nusxasi 10.4.6-rasmda keltirilgan; bu yerda,  $m, x$  – mos ravishda qo'yiluvchi jismning massasi va koordinatasi;  $F$  – qo'yiluvchi jismga ta'sir etuvchi kuch;  $s, b$  – mos ravishda titrashdan izolyatsiyalovchi qurilmaning so'ndirish bikrligi va so'ndirish koeffitsiyenti. Bunday sistemaning so'ndirish xossalari so'ndirish koeffitsiyenti

$$n = b / (2m)$$



10.4.5-rasm. So‘ndirish grafiqi.



10.4.6-rasm. Tebranuvchi sxema

hamda nisbiyi so‘ndirish bilan ifodalanadi.

$$v = n/\omega_0 = b/(2\sqrt{cm})$$

$v=1$  bo‘lganda sistemada kritik so‘ndirish amalga oshadi.

### 10.4.5 Titrashdan muhofazalash samaradorligi.

Garmonik uyg‘otishdagi samaradorlik koeffitsiyentlari. Titrashdan muhofazalash samaradorligi deganda titrashdan muhofazalash maqsadining titrashdan muhofazalovchi qurilma tomonidan qay darajada amalga oshirilganligi tushuniladi. Kuch bilan garmonik uyg‘onishda

$$F(t) = F_0 \sin \omega t; \quad \xi(t) = 0$$

bo‘ladi. Bu yerda,  $F_0$  va  $\omega$  – mos ravishda majburlovchi kuchning amplitudasi va chastotasi; muhofazalash maqsadi qo‘zg‘almas obyektga uzatiluvchi kuchning  $R_0$  amplitudasini:

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{\omega_0^4 + 4n^2 \omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}$$

yoki manbaning barqarorlashgan majburiy tebranishlar amplitudasi  $X_0$  ni kamaytirishdan iborat bo‘lishi mumkin:

$$X_0 = \frac{F_0}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}$$

Kinematik

$$F(t) = 0; \quad \xi(t) = \xi_0 \sin \omega t$$

garmonik uyg‘otishda muhofazalash maqsadi obyektning absolut tezlanish (o‘ta yuklanish) amplitudasini:

$$W = \frac{\xi_0 \omega^2 \sqrt{\omega_0^4 + 4n^2 \omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}$$

hamda obyektning asosga nisbatan tebranishlar amplitudasini kamaytirishdan iborat bo‘lishi mumkin.

Titrashdan muhofazalash maqsadini amalga oshirish darajasini miqdoriy jihatdan samaradorlikning o‘lchamsiz koeffitsiyentlari qiymatlari orqali ifodalash mumkin. 10.4.6-rasmda tasvirlangan hisoblash nusxasi uchun kuch bilan uyg‘otishda quyidagi koeffitsiyentlar kiritiladi:

$$k_k = R_0/F_0; \quad k_x = sX_0/F_0$$

Kinematik uyg‘otishda esa koeffitsiyentlardan foydalaniladi:

$$k_k = W/(\omega^2 \xi_0); \quad k_x = X'_0/\xi_0$$

$k_R$  va  $k_X$  kattaliklar mos ravishda titrashdan izolyatsiyalash koeffitsiyenti hamda dinamiklik koeffitsiyenti, deb ataladi.

$k_R$ ,  $k_X$  va  $k_{X'}$  larning o‘lchamsiz  $v$  va  $z = w/w_0$  parametrlarga bog‘liqligi quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi:

$$k_R = \sqrt{\frac{1 + 4v^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4v^2 z^2}}; \quad k_X = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4v^2 z^2}}; \quad k_{X'} = \frac{z^2}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4v^2 z^2}}$$

### 10.4.6 Bikrlikning va so‘ndirishning ekvivalent koeffitsiyentlari

Titrashdan izolyatsiyalovchi qurilma, odatda, murakkab titrash izolyatorini hosil qiluvchi bir qancha titrash izolyatorlarining birikmasi tarzida yasaladi. Ma’lum sharoitlarda bunday birikmaning  $R$  reaksiyasi (10.4.13) munosabat orqali taxminiy ifodalanishi mumkin, bu yerda,  $\delta$  – birikmaning umumiy deformatsiyalanishi. U holda ko‘rilayotgan murakkab titrash izolyatori manba va obyektga ta’sir qilish ma’nosida oddiy izolatorga ekvivalent bo‘ladi;  $s_e$  va  $b_e$  koeffitsiyentlar bikrlikning hamda so‘ndirishning ekvivalent koeffitsiyentlari deyiladi.

Poligarmonik ta’sirlarda titrashdan muhofazalash sistemalarining samaradorligi. Tugal trigonometrik yig‘indi ko‘rinishida

keltiriladigan jarayon poligarmonik jarayon deyiladi. Masalan, kinematik tarzda poligarmonik uyg‘onish quyidagi yig‘indi orqali beriladi:

$$\xi(t) = \sum_{j=1}^n \xi_{j0} \sin(\omega_j t + \alpha_j)$$

bu yerda  $x_{j0}$ ,  $\omega_j$ ,  $\alpha_j$  – mos ravishda  $j$  – garmonikaning amplitudasi, chastotasi va boshlang‘ich fazasi.  $x_{j0}(j=1,2,\dots, n)$  raqamlar birgalikda ta’sir amplitudasi spektrini tashkil qiladi. Bunda titrashdan muhofazalashning samaradorligi sharti ta’sirning har bir garmonikasi samaradorligi shartlarini hammasi bilan bir xil deb qaraladi. Masalan, agar titrashdan muhofazalash maqsadi obyektning  $\max |x(t)|$  o‘ta yuklanishini kamaytirish bo‘lsa, samaradorlikning sharti  $n$  ta tengsizlikning bajarilishiga ekvivalent bo‘ladi:  $k_{Rj}(v, z_j) \leq 1$ , ( $j=1,2, \dots, n$ ), bu esa sistemaning berilgan  $z=z_j(j=1,2, \dots, p)$  nuqtalaridagi amplituda-chastota xususiyatlarining ordinatalari cheklangan bo‘lishi shart, demakdir.

### **Tebranishlarni dinamik so‘ndirish**

Tebranishlarni dinamik so‘ndirish usuli titrashdan muhofazalanuvchi obyektning titrashdagi holatini o‘zgartirish maqsadida unga qo‘shimcha qurilmalar o‘rnatishdan iborat. Dinamik so‘ndirgichlarning ishlashi obyektga uzatiluvchi kuch ta’sirlarini hosil qilishga asoslangan. Dinamik so‘ndirish titrashni kamaytirishning boshqa usulidan, masalan, obyektning biror nuqtasini mahkamlash yo‘li bilan unga qo‘shimcha kinematik bog‘lamalar kiritish usulidan shunisi bilan farq qiladi.

Birinchi usul. Dinamik so‘ndirgich o‘rnatib obyektning titrashdagi holatini o‘zgartirish tebranish energiyasini obyektдан so‘ndirgichga qayta taqsimlash yo‘li bilan ham, tebranish energiyasining yutilishini kuchaytirish yo‘li bilan ham amalga oshirilishi mumkin. Birinchi usul sistemaning elastik-inertsion xususiyatiga tuzatish kiritish yo‘li bilan obyekt – so‘ndirgich sistemasining ta’sir etayotgan titrashdan g‘alayonlanishlar chastotasiga nisbatan sozlanishi o‘zgartirish orqali amalga oshiriladi. Bu holda obyektga o‘rnatiladigan qurilmalar inertsion dinamik so‘ndirgichlar, deyiladi. Inertsion so‘ndirgichlar

monogarmonik yoki tor doiradagi tasodifiy tebranishlarni soʻndirish uchun qoʻllaniladi.

Keng doiradagi chastotali titrash yuklanishlari taʼsir etganda esa ikkinchi usuldan foydalangan maʼqul. U obyektga soʻndiruvchi qoʻshimcha maxsus elementlar oʻrnatib, sistemaning dissipativ xususiyatlarini oshirishga asoslangan. Dissipativ dinamik soʻndirgichlar tebranishli yuritqichlar, deyiladi. Agar ular bir vaqtning oʻzida sistemaning elastik-inertsion va dissipativ xususiyatlarini oʻzgartiradigan boʻlsa, u holda ular ishqalanuvchi dinamik soʻndirgichlar deyiladi.

Dinamik soʻndirgichlar konstruktiv jihatdan passiv elementlar (masalan, prujinalar, dempferlar) hamda oʻz energiya manbaiga ega boʻlgan aktiv elementlar asosida tayyorlanishi mumkin. Keyingi holda soʻz elektr, gidravlik va pnevmatik usulda boshqariluvchi elementlar qoʻllanilgan avtomatik rostlash sistemalarini tatbiq etish ustida boradi.

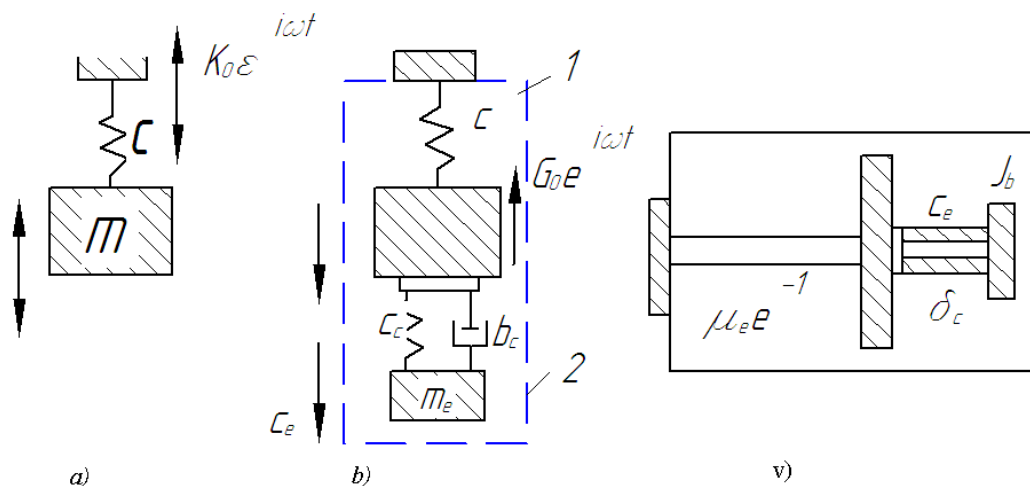
Dinamik soʻndirish usulini hamma turdagi: boʻylama, egilma, buralma va boshqa tebranishlar uchun qoʻllash mumkin, bunda oʻrnatilgan qurilma hosil qiladigan tebranish turi, odatda, soʻndirilishi lozim boʻlgan tebranishlar turiga oʻxshash boʻladi.

Ikkinchi usul. Prujinali, bir massali inertsion dinamik soʻndirgich (10.4.7-rasm). Eng oddiy dinamik soʻndirgich 2 (10.4.7-rasm, b) tebranishlari soʻndiriladigan obyekt  $I$  ga tebranishlarni soʻndirish talab qilinuvchi nuqtada elastik tarzda biriktiriladigan qattiq jism koʻrinishida yasaladi. Obyektning soʻndirgich bilan birga harakatlanishining natijalovchi xususiyatlariga soʻndirgichdagi dissipativ yoʻqotishlar anchagina taʼsir koʻrsatadi. 10.4.7 a-rasmda tebranishlari soʻndiriladigan obyekt asosiga  $c$  bikrlikka ega boʻlgan chiziqli prujina yordamida mahkamlangan  $m$  massa bilan modellashtiriladigan eng sodda hol koʻrsatilgan.

Soʻndirgichli sistema boʻylama tebranishlarining differensial tenglamasi quyidagi koʻrinishga ega:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + b_c(\dot{x} + \dot{x}_c) + cx + c_c(x - x_c) &= G_0 e^{i\omega t}; \\ m_c \ddot{x}_c + b_c(\dot{x}_c - \dot{x}) + c_c(x_c - x) &= 0 \end{aligned} \quad (10.4.14)$$

bu yerda  $x, x_s$  – massalar surilishining absolut koordinatalari.



10.4.7-rasm. So'ndirish sxemasi.

Buralma tebranishlarni 10.4.7v-rasmda ko'rsatilgan sxema bo'yicha dinamik so'ndirishda so'ndiriluvchi obyekt va so'ndirgich diskrlarining absolut burilish burchaklari  $\varphi$ ,  $\varphi_c$  ga ko'ra yozilgan tenglamalar ham yuqoridagiga o'xshash ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\begin{aligned} J\ddot{\varphi} + b_c(\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_c) + c\varphi + c_c(\varphi - \varphi_c) &= M_0 e^{i\omega t}; \\ J_c\ddot{\varphi}_c + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}) + c_c(\varphi_c - \varphi) &= 0 \end{aligned} \quad (10.4.15)$$

bu yerda  $J$ ,  $J_c$  – so'ndiriluvchi obyekt va so'ndiruvchining inersiya momentlari;  $c$ ,  $c_s$  – vallarning buralishdagi bikrliliklari;  $b_c$  – so'ndirgichning parstial tebranishlaridagi qovushqoqlikka isroflar koeffitsiyenti;  $M_0$  – so'ndiriluvchi sistema diskiga tushuvchi burovchi moment amplitudasi.

10.4.8-rasmda ko'rilayotgan so'ndirgichli sistemaning (10.4.7-rasm, b ga qarang) amplituda-chastota xususiyatlari keltirilgan ( $a$  – so'ndiriluvchi obyekt uchun,  $b$  – so'ndirgich uchun). Solishtirib ko'rish maqsadida 10.4.8a-rasmda shtrixli chiziq bilan obyektning amplituda-chastota xususiyati (10.4.7-rasm, a ga qarang) chizilgan. Tanlab olingan sozlanishda so'ndirgichning o'rnatilishi natijasida erkinlik darajasi ikkita bo'lgan shunday natijalovchi sistema hosil bo'ladi, uning uyg'onish chastotasi antirezonsangga to'g'ri keladi. Bunda antirezons chastotasi dastlabki sistemaning rezonans chastotasiga ham mos keladi. Agarda (10.4.14) da  $b_c=0$  deb va  $F=F_0 \cos \omega t$  bo'lsa,

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + cX + C_c(X - X_c) &= F_0 \cos \omega t \\ m_c\ddot{X}_c - C_c(X_c - X) &= 0 \end{aligned} \quad (10.4.16)$$

Ushbu (10.16) sistemani faqat majburiy tebranishlar bo'yicha yechimini ko'rsak. Sistemaning dissipativligi yo'qligi sababali massa  $m$  va  $m_c$  ni tebranish chastotapari tashqi  $F$  kuchi o'zgarish chastotasi bilan mos tushishi yoki qarama-qarshi fazalarda bo'ladi. Yechimni

$$X = A \cos \omega t, \quad X_c = k A \cos \omega t \quad (10.4.17)$$

ko'rinishida olamiz. Bu yerda,  $k$  – amplitudani taqsimlanish koeffitsiyenti.

$$k = \frac{C_c}{C_c - m_c \omega^2} \quad \text{yoki} \quad X_c = kX \quad (10.4.18)$$

Olingan (10.4.18) ni (10.4.15) ning birinchi tenglamasiga qo'yamiz

$$m\ddot{X} + [C + C_c(1 - k)]X = F_0 \cos \omega t \quad (10.4.19)$$

Hosil qilingan (10.19) dan quyidagini olish qiyinlik tug'dirmaydi:

$$A = \frac{F_0}{C + C_c(1 - k) - m\omega^2} = \frac{F_0(C_c - m_c\omega^2)}{(C + C_c - m\omega^2)(C_c - m_c\omega^2) - C_c^2}$$

Olingan amplituda ifodasini tahlil qilaylik. Tenglama o'ng qismining maxraji ifodasi sistema parametrlarini o'zgartirib nolga keltirish mumkin, ya'ni:

$$(C + C_c - m\omega^2)(C_c - m_c\omega^2) - C_c^2 = 0 \quad (10.4.20)$$

Olingan (10.4.20) tenglama chastotalar tenglamasi bo'lib,  $\omega$  ning 4ta qiymati mavjud. Ulardan  $\omega_1$  va  $\omega_2$  sistema masalalarini xususiy tebranishlar chastotalari.  $A$  ifodasidagi kasrning surati ham nolga teng bo'lishi mumkin:

$$C_c - m_c\omega^2 = 0 \quad (10.4.21)$$

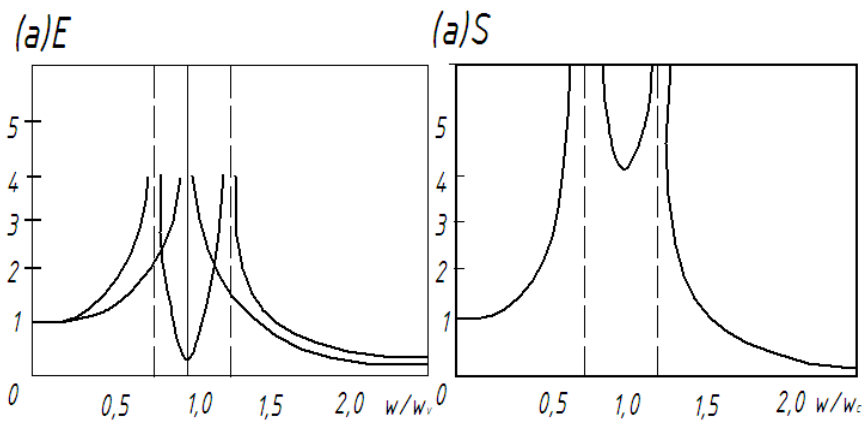
yoki



$$\omega^2_A = \frac{C_c}{m_c}$$

(10.4.21) sharti bajarilsa  $m$  massaning  $A$  amplitudasi nolga teng bo‘ladi yoki  $m$  massasi qo‘zg‘almaydi. Bu hodisani antirezonans holati deyiladi,  $\omega_A$  ni esa antirezonans chastotasi deyiladi. Bunda  $\omega < \omega_A < \omega_C$ .

G‘altakli inertsiya so‘ndirgichlar. So‘ndirgichda muvozanatlovchi reaksiya kuchlari vujudga kelishini ta‘minlash orqali inertsiya dinamik so‘ndirgichlardan foydalanish kengaytirilishi mumkin. Xususan, so‘ndirgich sifatida o‘z chastotasini uyg‘otish chastotasiga moslashtirish imkoniyatiga ega bo‘lgan noizoxron elementlarni qo‘llash orqali bunga erishish mumkin.



**10.4.8-rasm. Titrash xarakteristikalarini.**

Masalan, silindrsimon bo‘shliqdagi silindr, silindrsimon yoki sferik bo‘shliqdagi shar, sterjenga kiygizilgan xalqa kabi yopiq ichki yuzada g‘ildirab harakatlana oladigan elementlar noizoxronlik xususiyatiga ega. Bunday elementlar titrovchi obyektga mahkam-lansa, ular amalga oshiradigan g‘ildiratma harakat tashqi uyg‘otish bilan uyg‘unlashadi. Bunda aylanuvchi element yuzaga keltirayotgan davriy reaksiya titrashdagi yuklanishga qarshilik ko‘rsatadi.

Misol tariqasida erkinlik darajasi bitta bo‘lgan, garmonik

$$G(t) = G_0 \cos(\omega t + j)$$

kuch vositasida uyg‘otiladigan hamda gradusli silindrsimon bo‘shliqda joylashuvchi sharli yoki rolikli,  $m_c$  massali va  $r_c$  radiusli

so'ndirgich bilan jihozlangan so'ndiriluvchi obyektни ko'rib chiqamiz (10.4.8-rasm). Ko'rilayotgan sistema quyidagi differensial tenglamalar orqali tavsiflanadi:

$$\begin{aligned} (m + m_c)\ddot{x} + cx &= G_0 \cos(\omega t + \psi) + (\rho + \rho_c)m_c(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi + \ddot{\varphi} \sin \varphi); \\ m_c(\rho - \rho_c)^2 \ddot{\varphi} &= m_c(\rho - \rho_c)\ddot{x} \sin \varphi \end{aligned} \quad (10.4.22)$$

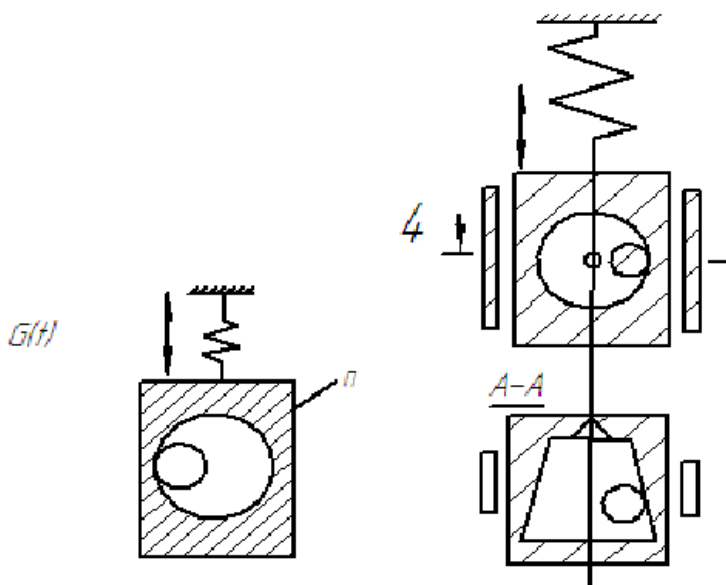
bu yerda,  $x$  – obyektning bo'ylama koordinatasi;  $j$  – vertikal o'qdan boshlab o'lchanadigan so'ndirgich holatining nisbiy burchak koordinatasi.

$$x = x = x = 0$$

deb faraz qilgan holda obyektning barqarorlashishi shartini aniqlaymiz. (10.4.22) ga ko'ra,

$$\varphi = \omega_c t + \varphi_0$$

ya'ni so'ndirgich ravon aylanadi. Ravon aylanuvchi jism so'ndiriluvchi obyektga uzatilayotgan markazdan qochma reaksiya uyg'otishni to'la muvozanatlaydi va obyektning barqarorlashuvini ta'minlaydi. Ko'rilayotgan turdagi g'altakli so'ndirgichlar uyg'otish chastotasini kuzatar ekan, sozlash chastotasida uyg'otish amplitudasining o'zgarishiga sezgir bo'ladi. Ba'zan chastota oshishi bilan debalans eksentriteti ham ortadi.



10.4.9-rasm. Bir massali titrashni qo'zg'atuvchi sxema.

10.4.10-rasm. Ikki massali titrashni qo'zg'atuvchi sxema

Bu holda barqarorlikni tiklash uchun bo'shliqning  $r(w)$  radiusini kattalashtirishni so'ndirgich konstruksiyasini 10.4.10-rasmda ko'rsatilgandek bajarish bilan amalga oshirish mumkin. Yumalash sodir bo'ladigan sirtning rasmi shunday tarzda yasalganki, chastota, binobarin, markazdan qochma reaksiya kuchi oshib borishi bilan sharcha yasovchining aylanish o'qi  $y$  yo'nalishida siljiydi. Prujinaning xususiyati sharchani talab qilinuvchi radiusda ushlanib turishi ta'minlanadigan qilib tanlanadi.

Bitta g'altakli so'ndirgichdan foydalanish uchun so'ndiriluvchi obyektida yo'naltiruvchilar bo'lishi kerak. U so'ndirgichning yon tomondan bo'ladigan reakiiyasi ta'sirini bartaraf etadi. Uyg'otuvchi kuchning ta'sir chizig'iga nisbatan simmetrik joylashgan yarim massali ikkita bir xil so'ndirgichlardan foydalanilsa, yo'naltiruvchilarga zarurat qolmaydi. Rezonans chastotasidan bo'lganidan so'ng so'ndirgichlar sistemasi yon tomondan bo'ladigan yuklanishlarni muvozanatlagan holda o'zining qarama-qarshi yo'nalishlarida aylanishlarini muvofiqlashtiradi. Shunday qilib, bunday so'ndirgichlarning samaradorligi doirasi rezonansdan tashqaridagi chastotalar sohasi bo'ladi.

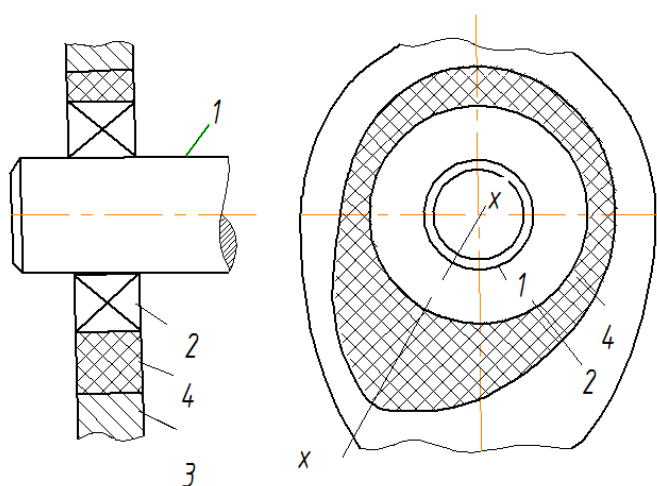
Dinamik so'ndirgich vujudga keltiradigan parstial chastotaning uyg'otish chastotasi bilan keng doirada teng bo'lib turishi ta'minlanishi uchun mayatnikli tebranishli so'ndirgichlar qo'llanilishi zarur. Ular tebranishning sababchisi bo'lmish aylanish natijasida vujudga keluvchi markazdan qochirma kuchlar maydonida joylashtiriladi. Tebranishlarning dinamik so'ndirish sistemalarida xususiy energiya manbaiga ega bo'lgan elementlarning ishlatilishi ularning funkstional xususiyatlarini kengaytiradi. Ta'sir etuvchi kuchlarning o'zgarib turishi sababli so'ndirgich parametrlarini oddiy tarzda va keng doirada sozlashga, taqlid tartibida ularni uzluksiz bo'ladigan qilib sozlashga, kompensatsiyalovchi reaksiyalar uchun eng to'g'ri qonuniyatlarni tanlab amalga oshirishga imkoniyat tug'iladi.

Ko'pgina zamonaviy kemalarda chayqalishni so'ndirish uchun boshqariluvchi yoki qo'zg'almas qanotlardan foydalanishga asoslangan qurilmalar qo'llaniladi. Kemalar og'gan paytda qanotlarning ta'sir burchagi shunday o'zgaradiki, ularning atrofidan oqib o'tayotgan suv ko'tarish kuchini vujudga keltirib, kemanding

chayqalishiga to'sqinlik qiladi. Giroskopik tinchlantirgichlardan farqli o'laroq, bunday qurilmalar faqat suzish vaqtida kemalarning chayqalishini so'ndiradi.

*9. Titrashdan aktiv muhofazalash sistemalarining asosiy sxemalari.*

Tebranishlarni kamaytirishda keng ma'noda elastik, qayishqoq elementlardan foydalanish katta samara berishi yuqoridagilardan ma'lumdir. 17.11-rasmda mashina va mexanizmlarning asosi bo'lgan aylanuvchi valni yo'naltiruvchi uslubdagi qayishqoq element bilan tebranishlarni kamaytiruvchi konstruktiv sxema keltirilgan.



**10.4.11-rasm. Yo'naltiruvchi qayishqoq elementli vallarning yangi sxemasi: (1 – val; 2 – podshipnik; 3 – korpus; 4 – o'zgaruvchan kesim yuzali yo'naltirgichli qayishqoq element).**

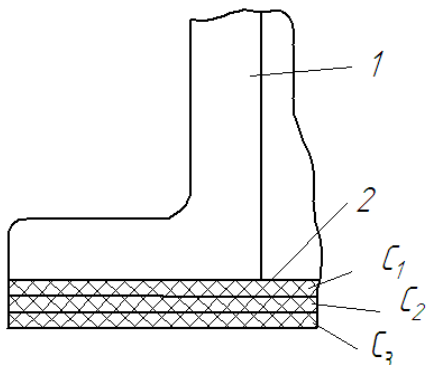
Rasmdan ko'rinib turibdiki, X-X o'qi bo'ylab tashqi texnologik kuchning yo'nalishiga mos ravishda qayishqoq element moslash-tirilgan. Ushbu yo'nalishda tebranishlar amplitudasini kamaytirish, so'ndirish imkoniyati ko'payadi. Shuningdek, katta korpus detallarining poydevorga ta'sirini (titrashini) kamaytirish uchun elastik materialdan tayyorlangan tekis yostiqchalar qo'yiladi. Katta diapazondagi chastota bilan poydevorga ta'sir qiluvchi sistemalarda qatlamli yostiqchalar ishlatish maqsadga muvofiqdir (10.4.12-rasm).

Hozirga qadar titrashdan aktiv muhofazalash sistemalarining ko'plab sxemalari ishlab chiqilgan. 10.4.13-rasmda boshqariluvchi elektrodinamik titrashni so'ndirgich sxemasi ko'rsatilgan bo'lib, undagi tebranuvchi sistema parametrlarining o'zgarishi elektron

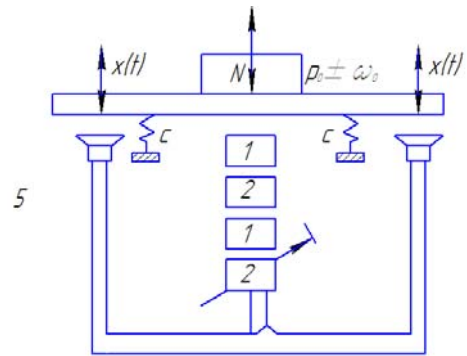
elementlarni boshqarish natijasida amalga oshadi. Bu esa mazkur sxemani o'tish tartiblarida ishlaydigan sistemaning tebranishini so'ndirish uchun qo'llashga imkon tug'diradi.

Bunda  $M$  massali tebranuvchi agregat elastik bikrlilik bog'lamalariga hamda magnitoelektr o'zgartgichlarga (dinamiklar 5 va 6 ga) tayanadi. Tebranuvchi massa bilan bog'langan siljishlar datchigi 1 kuchaytirgich 2ga, keyin differensiallovchi qurilma 3 ga va magnitoelektr o'zgartkichlarni ta'minlovchi kuchaytirgich 4 ga  $x(t)$  signal uzatadi.

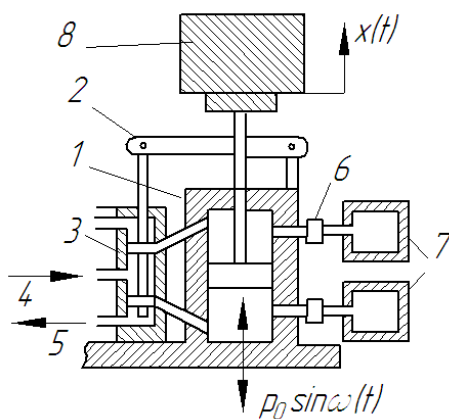
Sxemadan ko'rinib turibdiki, ushbu elementlar elektromexanik teskari bog'lanish halqasini hosil qiladi. Halqa parametrini o'zgartirish orqali sxema parametrini o'zgartirish, binobarin, uning rezonans xossalarini keng doirada o'zgartirish mumkin.



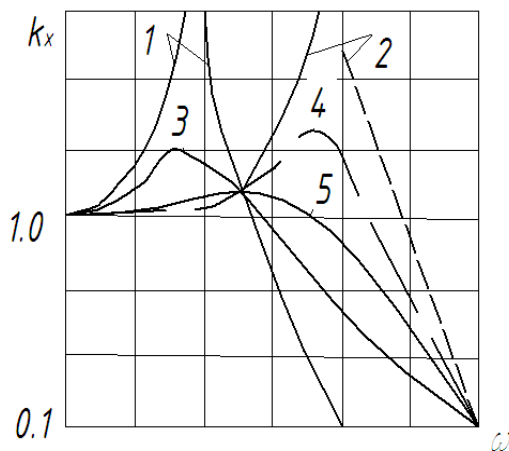
**10.4.12-rasm. Mashinani poydevorga qayishqoq element orqali o'rnatish (1 – korpus; 2 – qatlamli yostiqcha)**



**10.4.13-rasm. Titrashni so'ndirish sxemasi.**



**10.4.14-rasm. So'ndirish sxemasi.**



**10.4.15-rasm. Titrash xarakteristikallari**

10.4.14-rasmda pnevmatik uyg'otkichi (kuch silindri) bo'lgan ikki tomonlama ishlovchi pnevmomexanik titrashdan muhofazalash sistemasining sxemasi tasvirlangan (1 – pnevmomexanik uyg'otkich; 2 – siljish bo'yicha mexanik teskari bog'lanish; 3 – servoklapan; 4 – kirish kanali; 5 – chiqish kanali; 6 – drossel; 7 – idish; 8 – izolyatsiyalanuvchi obyekt). Siljish bo'yicha mexanik teskari bog'lanish zolotnikli qurilma orqali tashqi energiya manбайдan beriladigan gazning sarflanishini boshqarib turadi. Zolotnikni suradigan siljish bo'yicha teskari bog'lanish mavjudligi tufayli uyg'otkichning chiqish kuchi nisbiy siljish integralining funksiyasi bo'ladi. Siljish intefaliga ko'ra boshqarish faqat past chastotalardagina samarali bo'lishi mumkin. Shu sababli siljish bo'yicha teskari bog'lanishdan faqat himoyalanuvchi obyektни ma'lum holatga keltirishdagina foydalaniladi. Titrashdan va zarbalardan himoyalanishning sifati esa passiv pnevmatik sistemaning bikrligi va so'ndirishiga bog'likdir. Sistemaning izolyatsiyalanuvchi massa kattaligining o'zgarishiga nisbatan sezgirligi past.

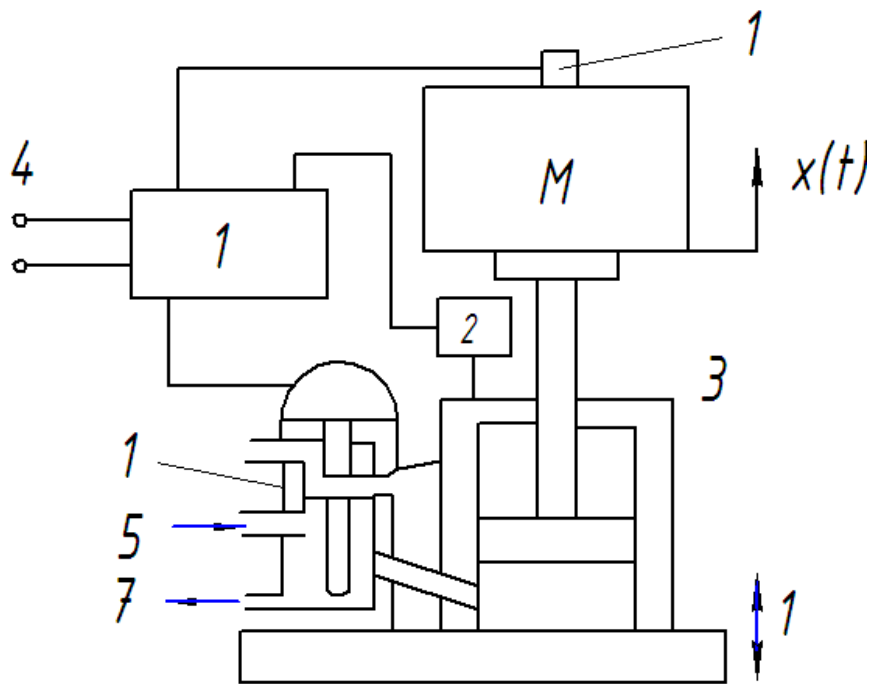
Qo'shimcha idishlarga ega bo'lgan pnevmomexanik tarzdagi titrashdan muhofazalash sistemasini uchun siljish bo'yicha  $k_h$  koeffitsiyentning  $w$  chastotaga bog'liqligi 10.4.15-rasmda logarifmik masshtabda ko'rsatildi. Bunda 1-nol, 2-cheksiz, 3-past, 4-yuqori, 5-eng maqbul so'ndirishdagi egri chiziqlar.

3 va 4 egri chiziqlar drossellash bo'lmagan hamda uyg'otkich bilan qo'shimcha idishlar orasida gaz oqimi to'xtatilgan hollarda hosil bo'ladi. Eng maqbul so'ndirish dinamik rezonans koeffitsiyentini eng kichik qiymatga keltirish orqali aniqlanadi.

So'ndirish qiymatining eng maqbul qiymatdan anchagina farq qilishi  $k_x$  ga kam ta'sir ko'rsatadi.

10.4.16-rasmda ikki tomonlama ta'sir qiluvchi kuch silindri bo'lgan elektrogidravlik titrashdan muhofazalash sistemasining sxemasi keltirilgan (1-tezlanish datchigi; 2-nisbiy siljish datchigi; 3-servokuchaytirgich; 4-elektir toki bilan ta'minlagich; 5-servozolotnik; 6-kirish kanali; 8-gidravlik uyg'otkich). Ushbu sxemada tezlanish va nisbiy siljish datchiklarining signallari elektir toki bilan ta'minlanuvchi kuchaytirgichga beriladi.

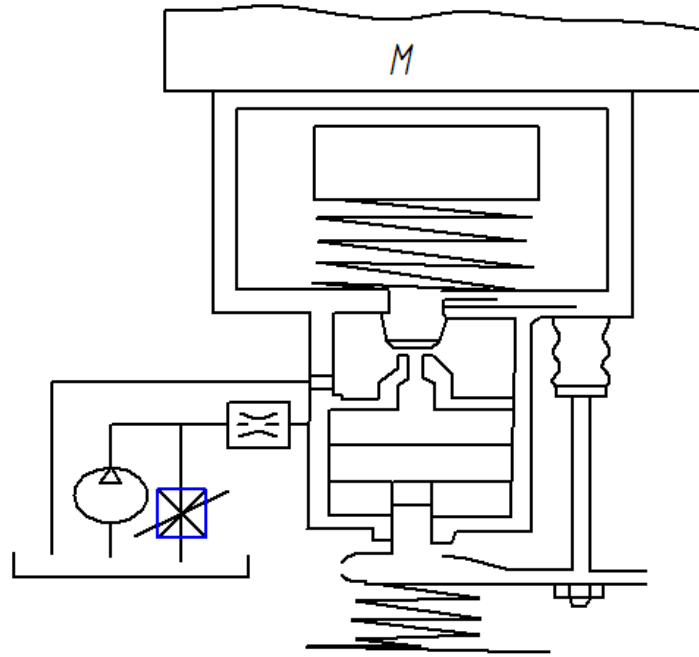
Kuchaytirgich kuch hosil qiluvchi silindrdan (tashqi gidravlik energiya manбайдan) kam darajada siqilgan ish suyuqligining berilishini va uning silindridan to‘kilishini rostlovchi zolotnikning harakatini boshqaruvchi signal hosil qiladi. Zolotnik orqali ish suyuqligi oqimining tezlanishi, nisbiy tezligi, nisbiy siljishi va nisbiy siljish integrali rostlanadi. Har bir teskari aloqa (bog‘lanish) kanaliga ko‘ra kuchaytish koeffitsiyentlari mustaqil tarzda sozlanadi.



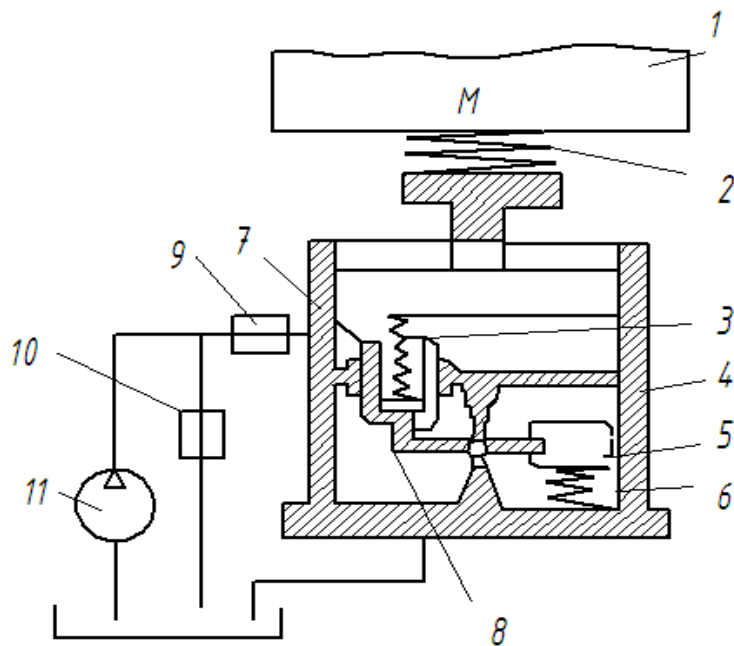
10.4.16-rasm. Titrashni boshqarish tizimi sxemasi.

Qopqoq (zaslonka) pishangining sharnirli birikmalaridagi tirqishlardan hamda yuqori chastotalarda uning deformatsiyalanishidan kelib chiqadigan amplituda va faza buzilishlarini yo‘qotish uchun gidravlik titrashdan muhofazalash sistemasi sxemasida (10.4.17-rasm) «gidravlik pishang» qo‘llaniladi.

U har xil diametrli ikkita silfondan tayyorlanib, siqilmaydigan suyuqlik bilan to‘ldiriladi. Izolatsiyalanuvchi obyektning kuch sistemasi porsheniga nisbatan holatini barqarorlashtirish uchun, shuningdek, suyuqlikning issiklikdan kengayishini kompensatsiyalash maqsadida silfonlarda nisbiy siljish bo‘yicha teskari bog‘lanish signalini hosil qiluvchi holatning avtomatik rostlash sistemasi qo‘llanilgan.



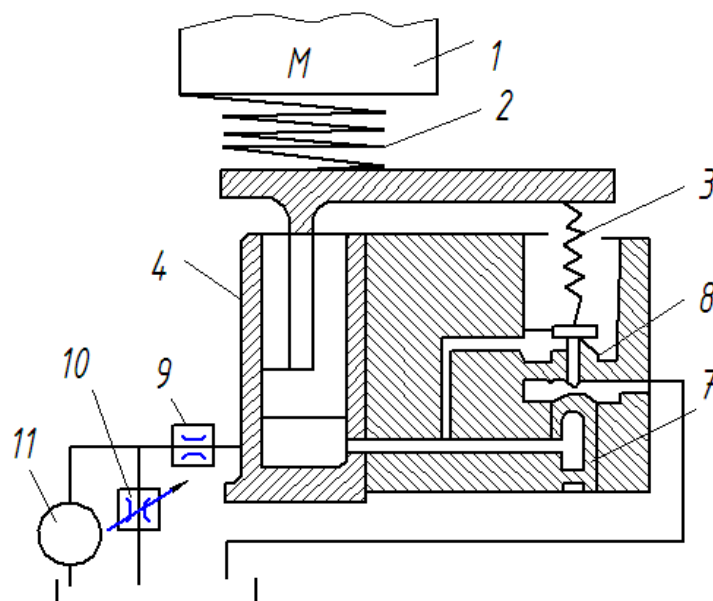
**10.4.17-rasm. Avtomatik rostlash tizimi**



**10.4.18-rasm. Boshqarish tizimi.**

Ana shunday titrashdan muhofazalash sistemasining dinamik nusxasi 10.4.18-rasmida ko'rsatilgan (1 – izolyatsiyalanuvchi massa; 2 – elastik element; 3 – holat bo'yicha teskari bog'lanish; 4 – kuch gidrosilindri; 5 – massa; 6 – prujina; 7 – soplo; 8 – qopqoq (zaslonka); 9 – doimiy drossel; 10 – rostlanuvchi drossel; 11 – ta'minlovchi nasos).





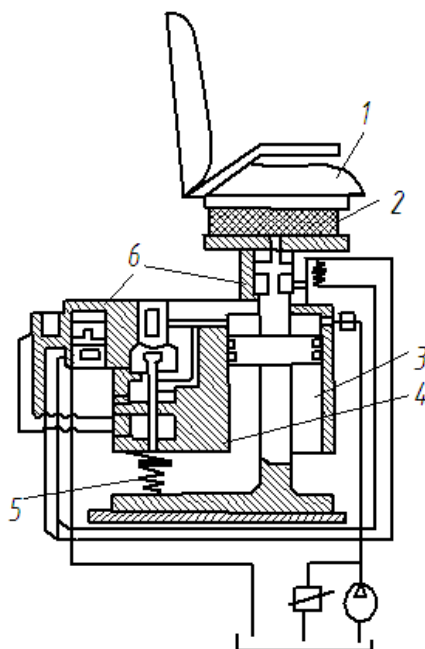
**10.4.19-rasm. Rostlash tizimi.**

Ko'rsatilgan sxemalarda samaradorlikning quyi chegarasi titrashdagi siljish datchigining xususiy chastotasi qiymati bilan chegaralangan. Dinamik nusxasi 10.4.19-rasmda keltirilgan (pozistiyalarning tavsifi 10.4.20-rasmda berilgan) gidravlik titrashdan muhofazalash sistemasida ushbu cheklanish yo'q.

Bu yerda gidrosilindr ko'rinishidagi kuch sistemasi boshqarish sistemasi bilan bitta korpusda joylashgan. Boshqarish sistemasida ish suyuqligi bosimini rostlovchi mexanizm bo'lib, u kuch silindri bo'shlig'idagi bosimning o'zgarishlarini qayd qiluvchi sezgir membrana ko'rinishidagi datchikdan va membranaga bikiq qilib mahkamlangan qopqoqdan tuzilgan; bu qopqoq soplo bilan birgalikda boshqaruvchi signal hosil qiluvchi elementni tashkil qiladi.

10.4.20-rasmda (kreslo) 1 ni titrashdan muhofazalovchi gidravlik sistemaning sxemasi keltirilgan (2 – elastik element; 3 – gidrosilindr; 4 – ish suyuqligi oqimi datchigi va soplo-qopqoq ko'rinishidagi elementlardan tashkil topgan kuch stabilizatori; 5, 6 – holat va tezlanish bo'yicha teskari bog'lanishlar). Holat bo'yicha teskari bog'lanish kursining poydevorga nisbatan turg'un holatda bo'lishini ta'minlaydi. Tezlanish bo'yicha teskari boglanish uyg'otishni kompensatsiyalash va inson-operator tanasining rezonans sohalarida sistemaning samaradorligini oshirish uchun zarur bo'ladigan ilgari lanma uyg'otuvchi ta'sirning oldini olish

maqsadida kiritilgan. Sistema operatorning kursi bilan birga vertikal tebranishini mumkin qadar kamaytirishga imkon beradi.



**10.4.20-rasm. Inson-operatori kursisi.**

#### *Muammoviy masalalar.*

Maxsus titrash bilan texnologik jarayonlarning foydali ishni bajaradigan mashinalardan tashqari barcha mashina va mexanizmlardagi ortiqcha tebranishlar zararli hisoblanib, ularni yo‘qotish bo‘yicha qator nazariy, amaliy uslublar ishlab chiqilgani yuqorida ko‘rilgan edi. Lekin bu uslublar yetarlimi? Ularni takomillashtirishning, yangilarini yaratishning qanday yo‘llari mavjud? Shular haqida bir oz mulohaza qilamiz. Tebranishlarning asosiy manbalari uchta:

- texnologik qarshiliklar orqali tebranishlar;
- aylanish o‘qidan siljigan muvozanatlanmagan (disbalans) massalar inersiya kuchlari orqali tebranish;
- o‘zgaruvchi massali, inersiya momentli bo‘g‘nlnlarni davriy harakatidan hosil bo‘ladigan tebranishlar.

Ushbu tebranishlarni yetarlicha ko‘rib chiqib, ularni kamaytirish yo‘llari aniqlangan. Lekin qator yechilmagan masalalar mavjud. Jumladan, dinamik so‘ndirgichlarda tegishli massani (bo‘g‘inni) tebranishlarini so‘ndirish amalga oshiriladi. 10.4.21-

rasmda tebranishlari so‘ndirilishi kerak bo‘lgan, muvozanatlanmagan (disbalansli) shkivning sxemasi keltirilgan. Ta’sir qiluvchi tashqi kuchning (disbalansdan) ifodasi quyidagidan iborat:

$$P = m\ddot{\varphi}r \sin \omega t + m\dot{\varphi}^2 r \cos \omega t$$

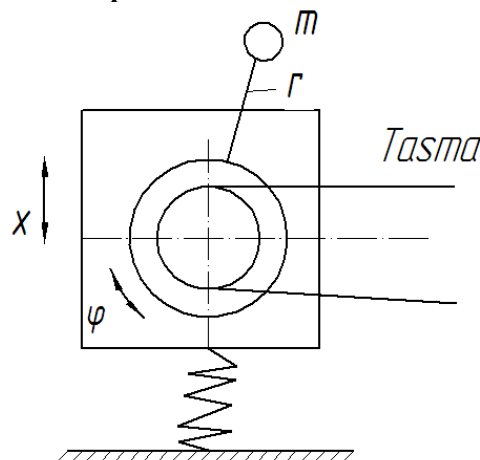
bu yerda  $m$ ,  $r$  – muvozanatlanmagan massa va uning aylanish o‘qidan joylanish radiusi;  $\dot{\varphi}$  — shkiv burchak tezligi.

Yechilmagan masala bu yerda shundaki, ta’sir kuchi orqali shkivning aylanish o‘qida joylashtirilgan podshipniklarda ishqalanish kuchi hosil bo‘ladi. Bu kuch momenti ko‘p hollarda inobatga olinmaydi:

$$M_{uoi} = mfr_n (r - |x|)(\dot{\varphi} \sin \omega t + \dot{\varphi}^2 \cos \omega t)$$

bu yerda,  $f$  – podshipniqdagi ishqalanish koeffitsiyenti;  $|x|$  – shkivning vertikal siljishining absolut qiymati;  $r_n$  – podshipnik radiusi.

Natijada antirezonsans holatini yoki dinamik so‘ndirgich effektini hosil qilish mumkin bo‘lmay qoladi. Chunki,  $\dot{\varphi}$  va  $\ddot{\varphi}$  larni o‘zgarmas bo‘lishini ta’minlash amaliy jihatdan mumkin emas. Shuning uchun bunday hollarda tebranishni minimal chegarasini tavsiya qilish bilan kifoyalanadi. Shu bilan birga titrashlarni kamaytirish sistemaning yangi konstruktiv yechimlari orqali amalga oshirish maqsadga muvofiqdir.



10.4.21-rasm. Titrashni so‘ndirish sxemasi.

Statik holda ishlovchi ishlab chiqarishda qo'llaniladigan aksariyat mashinalarni korpuslari poydevorga qoziqli (ankerli) boltlar orqali biriktiriladi. Shuning bilan birga mashinadagi titrashlarni poydevorga o'tmasligi uchun elastik (qayishqoq) yostiqlar qo'yiladi. Bunda boltlar orqali birkir biriktirish konstruksiyalari qilib bajariladi. Natijada mashinada titrashlar orqali biriktirish boltlari ishdan chiqadi yoki titrashlar boltlar orqali to'g'ridan-to'g'ri poydevorga uzatiladi. Shuning uchun ish jarayonida, kichik titrashlarni o'zida mujassam qiluvchi tarkibli, uzunligi o'zgaruvchan biriktirish boltlarini ishlab chiqish lozim.

Mashinalarni ishlab chiqishda ularni tayyorlash aniqligi qancha yuqori bo'lsa, ular shuncha shovqinsiz, titrashsiz ishlaydi, mahsulot tannarxi yuqori bo'ladi. Konstruktor va texnologlar bu borada tarozi pallalarini to'g'ri qo'ya olishlari kerak.

Shuningdek, qator mashina va mexanizmlarda tegishli parametrlarni o'zgartirish natijasida avtomatik tarzda paydo bo'ladigan tebranishlar (avtotebranishlar) mavjud. Bu tebranishlar mohiyatini o'rgangan holda mashina va mexanizmlarni loyihalashda inobatga olish muhim hisoblanadi.

## 11. MASHINA VA MEXANIZMLARNI TAJRIBA USULIDA TEKSHIRISH

Mexanizmlar sintezi va tahlilida masalalarni nazariy yechishda qator yo‘l qo‘yishlar qabul qilingan: bo‘g‘inlarni absolut biki deb taxminlash, sharnirlarni bo‘shliqsiz, deb qabul qilish, val o‘zgarmas burchak tezligida harakat qiladi va h.k.

Mexanizmlarga ideal holda qarash, loyihalangan yoki tadqiq qilinadigan sistemalarni holat funksiyalarini va boshqa parametrlarini nazariy aniqlashga imkon beradi. Ammo ideal sxemalarning hisobi natijalari har doim yaqin bo‘lavermaydi va konstruktorlar qo‘yilgan taxminlarga tuzatish kiritishlariga to‘g‘ri keladi.

Mashinalarning nazariy parametrlari, ba’zida, haqiqatdan tubdan farq qiladi. Masalan, tezyurar mashinalarda titrashlar va aylanma tebranishlar nazariy bog‘lanishlarni o‘zgartirib yuboradi.

Zamonaviy mashinalarda qayishqoq, gidravlik, pnevmatik va boshqa turdagi bog‘lanishli mexanizmlar keng qo‘llanilishi tufayli nazariya natijalarini tajribada tekshirish zarur bo‘ladi. Shuning uchun sintez va tahlilning nazariy usullarini rivojlantirish bilan mashina va mexanizmlarning tajriba usullarini rivojlantirish kerak.

Zamonaviy tezyurar avtomatlar va kompleks sistemalarni tajribaviy tadqiqoti masalani to‘liq yechilishini yoki hisoblash uchun zarur bo‘lgan parametrlarni aniqlashning yagona imkoniyati ekanligidan dalolat beradi. Mashinani harakat tenglamalari tahlili mexanizmlarning tajriba tadqiqotini yetarli va har tomonlama bajarish uchun zarur bo‘lgan beshta asosiy parametrlarni: siljish (ko‘chish), tezliklar, tezlanishlar, kuchlar va burovchi momentlarni o‘lchash zarurligini ko‘rsatadi. Deformatsiyalar, kuchlanishlar, notekis harakatlar, foydali ish koeffitsiyenti va titrashlar ko‘rsatilgan beshta asosiy parametrlarni o‘lchash bilan aniqlanadi. Mashinalarni mexanik parametrlarini elektrik va elektron moslamalarda elektrik kattaliklarga aylantirib aniqlash qulaydir.

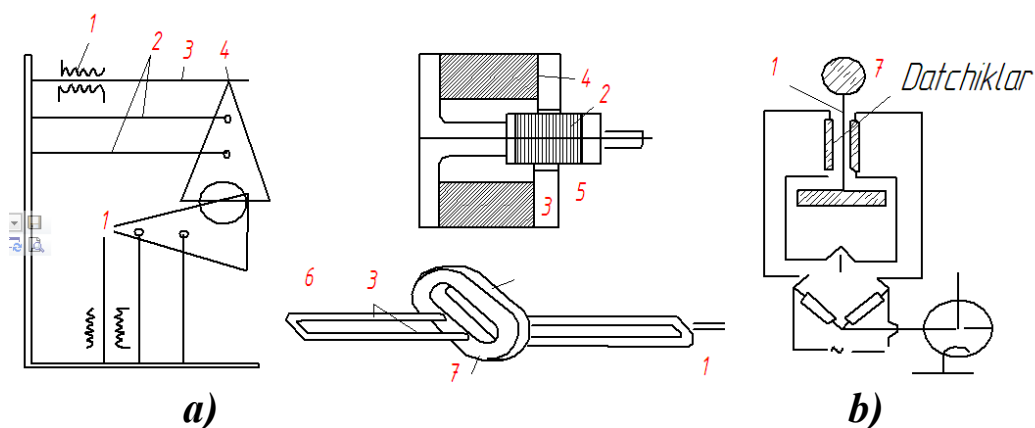
O‘lchashning elektrik usuli qisqa davrda ketadigan jarayonlarda inertsiyasiz datchiklarni qo‘llashga imkoniyat beradi va ishqalanish kuchlarini asboblarni ko‘rsatishiga ta’sirini yo‘qotadi. Bu usulda laboratoriya va ishlab chiqarish sharoitida mashinaning turli

qismida tabiati turli bo'lgan jarayonlarni bir vaqtda o'lchash mumkin. Ba'zi hollarda mashinalarni tajribaviy tadqiqotda ishlatish sodda va natijalarini qayta ishlash oson bo'lgan mexanik o'lchash moslamalaridan foydalanish maqsadga muvofiqdir. Ammo tez o'zgaruvchi kattaliklarni o'lchashda mexanik moslamalar inertsiyasi sababli xatolarga olib kelishi mumkin. Bundan tashqari, mexanik moslamalarni konstruksiyasi katta bo'lib, sezgirligi elektrik o'lchov asboblariga nisbatan pastdir.

Shu bilan birga o'lchamlari katta va tannarxi yuqori bo'lgan mashina va mexanizmlarning kinematik parametrlarini baholashda ularning kichik nusxasini, modelini tekshirish mumkin. SHuningdek, EHM ning imkoniyati yuqoriligini e'tiborga olib, tajribalarni nazariy asosda, mashina (EHMda) tajribalari orqali amalga oshirish ham yo'lga qo'yilgan. Bunda mexanizmlarning minglab variantlarini tayyorlashdan EHM yordamida tajribalar o'tkazib, optimal variantini aniqlash mumkin.

### **11.1. Bo'g'in ilgarilama harakatlengaida parametr va siljishlarni o'lchash**

Chiziqli siljishlar qiymatiga qarab ular turli usullarda o'lchanadi. 1 *mm* dan kam siljishlar uchun sezgirligi katta va murakkab usullar qo'llanadi. Bunda qarshilikli sim datchiklaridan foydalaniladi. Kichik siljishlarni o'lchash uchun konsol bir uchi tayanchsiz balkaning egilishi va uning deformatsiyasi orasidagi proporsional bog'lanish usuli qo'llanadi. Balkaning deformatsiyasi qarshilikli sim datchiklarni (tenzodatchiklar) balkaga yopishtirish yo'li bilan o'lchanadi. Uskuna korpusiga (11.1 a-rasm) prujina 2 mahkamlanadi. Prujinaning uchiga metallan yasalgan uchburchak rasmiy detal 4 o'rnatiladi. Uchburchakning asosi o'ziga parallel siljiydi. Bu siljish uchburchak uchi orqali o'lchash balkasi 3 ga undan datchik 1 ga ta'sir etadi. Katta chiziqli siljishlar reaxord datchik bilan o'lchanadi.



**11.1-rasm. Siljishlarni o'lchash datchiklari**

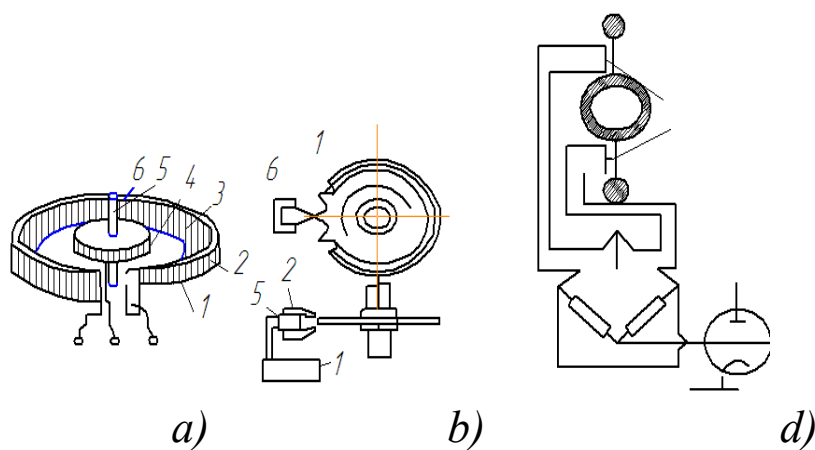
Chiziqli tezliklarni o'lchash. Katta va kichik o'lchash datchiklari ikki gruppaga bo'linadi:

a) kichik ( $10 \text{ mm}$  gacha) siljishlarni chiziqli tezligini o'lchashda magnet-elektir induksiya prinsipidan foydalaniladi. Ma'lumki, o'tkazgich doimiy magnet maydonining magnet kuch chiziqlariga tik yo'nalishda biror tezlik bilan harakatlantirilsa, unda tezlikka proporsional ravishda elektir yurituvchi kuch (EYUK) induktsiyalanadi va tok paydo bo'ladi. Kichik siljishning chiziqli tezligini o'lchash datchigi 11.1 b-rasmda ko'rsatilgan. Datchik doimiy magnet  $1$ , izolatsiyalangan mis sim o'ralgan g'altak  $2$  va tekstolit yo'naltirgich  $8$  dan iborat. Magnet harakatlantiruvchi bo'g'in bilan birga mahkamlanadi. G'altaklarning uzunligi tezligi o'lchanadigan bo'g'inining siljish qiymatiga qarab tanlanadi. Tekstolitdan yasalgan nomagnet yo'naltirgich teshigiga g'altak ko'yiladi. Ular datchik korpusiga qo'zg'almas qilib o'rnatiladi. Magnet siljiganda g'altak simlarida tok induktsiyalanadi va osstillofafga uzatiladi;

b) katta siljishlarning chiziqli tezliklarini o'lchash uchun g'altak uzunligi oshiriladi. Shunday datchiklardan biri tekshiriladigan bo'g'inga, magnet esa qo'zg'almas staninaga o'rnatilgan. Ko'pincha g'altak siljish qiymatiga nisbatan  $20-30 \text{ mm}$  uzunroq qilinadi.

Chiziqli tezlanishlarni o'lchash. Tezlanishlarni o'lchash uchun turli tipdagi mexanik akselerometrlar ishlatiladi. Bu asboblarda plastinaga mahkamlangan yukning inertsiya kuchidan foydalaniladi. Yukning siljishi tezlanishga proporsional o'zgaradi. U elektr usul bilan yozib olinadi. 11.2-rasmda chiziqli tezlanishni o'lchash

datchigi ko'rsatilgan. U balka 1 yordamida asos 0 ga mahkamlangan yuk 2 dan iborat.



**11.2-rasm. Tezlanishli o'lchash datchigi**

Asos tezlanishi aniqlanuvchi bo'g'inga o'rnatiladi. Balkaning ikki tomoniga qarshilik simlari (datchiklar) yopishtiriladi. Tezlanish osstillografda yozib olinadi.

### **11.2 Bo'g'in aylanma harakatlanganda kinematik parametrlarni o'lchash**

Burchak siljishini o'lchash. Bo'g'inning burchak siljishini o'lchash uchun aylanish hisoblagichi, reostat o'zgartirgichlar ishlatiladi. Tekshiriladigan bo'g'inning har bir aylanishida hisoblagichning impuls sonini belgilab, uning aylanishi hisoblanadi. Reostat o'zgartirgichlar simli va reaxordli bo'ladi. Burchak siljishini o'lchash simli o'zgartirgich datchigi 11.2a-rasmda ko'rsatilgan. Izolyatsion materialdan yasalgan karkas 1 ga o'ralgan sim 2 bo'ylab harakat beruvchi valik 6 ga mahkamlangan cho'tka 3 sirpanadi. Tok olish halqasi 4 da sirpanuvchi asosiy cho'tka 3 ga qo'shimcha cho'tka 5 mahkamlanadi. Ikkala cho'tka harakat beruvchi valik 6 dan izolyatsiyalangan bo'lib, 4 o'lchash obyektiga ulanadi.

Burchak tezliklarini o'lchash. Aylanish chastotalarini o'lchash uchun taxometrlar ishlatiladi. Ularning markazdan qochma, soat tipidagi, magnit induksion, taxogeneratorli, stroboskopik, elektron va boshqa turlari bo'ladi. Markazdan qochma taxometrning ishlashi aylanuvchi massaning burchak tezligiga proporsional ravishda markazdan qochma kuchning ta'sirida o'zgarishiga asoslangan.



Taxometrning vali aylanganda uning halqasi markazdan qochma kuchning ta'sirida buriladi.

Halqaning burilishi tortqich va tishli uzatmalar orqali asbob strelkasini buradi. Strelka o'lchanadigan bo'g'inning aylanish chastotasini ko'rsatadi. Burchak tezlik impuls tipidagi magnit elektrik datchiklar yordamida o'lchanadi. Bu datchiklar tekshiriladigan valning har  $1/p$  aylanishini osstillograf plonkasida qayd qiladi. Agar plonkada vaqt masshtabi belgilansa, shu vaqt ichida valning  $1/p$  aylanishini o'rtacha burchak tezligini aniqlash mumkin. Datchik sim g'altak 3, doimiy magnit 2va tishli po'lat disk 1 dan iborat. Magnit g'altagining simi osstillograf 4 ga ulanadi. Tishli disk tekshiriladigan bo'g'in vali bilan birga aylanganda tishlar birin-ketin magnit qutblari orasidan o'tadi. Tish qismi ikki qutb oralig'iga to'g'ri kelganda g'altakda induksion tok hosil bo'ladi. Ikki tish oralig'iga to'g'ri kelganda tok yo'qoladi. Bu tokning paydo bo'lishi va yo'qolishi osillografda arrasimon izlar ko'rinishida yoziladi. Osillogrammada vaqtning masshtabini belgilab, ikki tish oralig'idagi burchak  $\Delta\varphi$  ning o'zgarishiga ketgan vaqt  $\Delta t$  aniqlanib, valning burchak tezligi quyidagi formula bilan hisoblab topiladi:

$$\omega_1 = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad (11.1)$$

Burchak tezlanishni aniqlash. Mexanizmni inersion va zarb kuchlarini aniqlashda tezlanishni bilish kerak bo'ladi. Hozirgi mashinalarda tezlanish ( $100... 150$ )g va undan ortiq qiymatga teng bo'ladi. Mashinaning harakatini tekshirishda tezlanishning maksimal qiymatini aniqlash va tezlanishning oshish vaqtini bilish talab qilinadi. Shunga binoan tezlanishning maksimal qiymatini hamda vaqt davomida jarayonning o'zgarishini yozish asboblari akselerometrlar bo'ladi. Tezlanishni o'lchash usullari juda ko'p. Burchak tezlanishni differensiallaydigan elektrik tuzilma va inertsion datchiklar ishlatiladi. Birinchi datchik kichik tezlanishlarni o'lchashda ishlatiladi. Unda transformatorli generator tipidagi burchak tezligi datchigi o'rnatilgan. Burchak tezlanishni o'lchash datchigi xuddi chiziqli tezlanish datchigiga o'xshash bo'lib, u ayrim qismlarining tuzilishi bilan undan farq qiladi. Bunday datchiklardan birining sxemasi 11.2v-rasmda ko'rsatilgan.

### 11.3. Mexanizm bo‘g‘inlardagi kuch va kuch momentlarini o‘lchash

Mashina va mexanizmlarni tajriba usulida tekshirish masalalariga, asosan, quyidagilar kiradi:

1) mashina yuritgichlarini harakatlantiruvchi kuchlarni aniqlash;

2) texnologik jarayonni bajarishda mexanizmning ishchi organlariga ta’sir etuvchi foydali qarshilik kuchlarini aniqlash;

3) mexanizmning zararli qarshilik kuchlarini (ishqalanish kuchlari, muhit qarshiliklari va boshqalarni) aniqlash;

4) mexanizmga ta’sir etuvchi ichki kuchlarni (bo‘g‘inlarning zo‘riqishi, kinematik juftlarda hosil bo‘ladigan reaksiya kuchlari va boshqalarni) aniqlash.

Mexanizm va mashinalar nazariyasida, asosan, yuqorida keltirilgan dinamik parametrlardan mexanizm bo‘g‘inlariga ta’sir etuvchi zararli qarshilik kuchlari va ichki kuchlar (yoki burovchi momentlar) tajriba usullarida aniqlanadi. Zararli qarshilik kuchlari mashinaning salt yurish vaqtidagi qarshilik kuchlari, mashina ishlagan vaqtidagi qarshilik kuchlariga nisbatan kichik bo‘lgani uchun, ko‘pincha hisobga olinmaydi. Mexanizm yoki mashinaning mexanik foydali ish koeffitsiyentini aniqlashda yetakchi va yetaklanuvchi zvenolarning burovchi momentlari qiymatlarini bilish zarur bo‘ladi. Mashina va mexanizmlarning konstruksiyasi takomillashtiriladi, bo‘g‘inga ta’sir etuvchi haqiqiy kuchlar aniqlanib, analitik hisob natijalarining qiymatlari bilan taqqoslanadi.

So‘ngra mexanizmlarning dinamik parametrlarini aniq hisoblash uchun mexanizmga ta’sir etuvchi barcha ichki kuchlar tajriba usulda aniqlanadi.

Tajriba usulida mexanizm bo‘g‘inlariga ta’sir etuvchi haqiqiy kuchlar aniqlangandan so‘ng, konstruktor bo‘g‘inlarning o‘lchamlari, mustahkamligi, materiali va ayrim detallarning optimal konstruksiyalarni tanlaydi.

Ko‘pincha kuch bo‘g‘inning siljishi yoki tezligi parametrlariga bog‘liq holda o‘zgaradi.

$$R = R(S), R = R(V) \quad (11.2)$$

Kuch momenti burchak burilishi va tezligiga bog‘liq bo‘ladi.

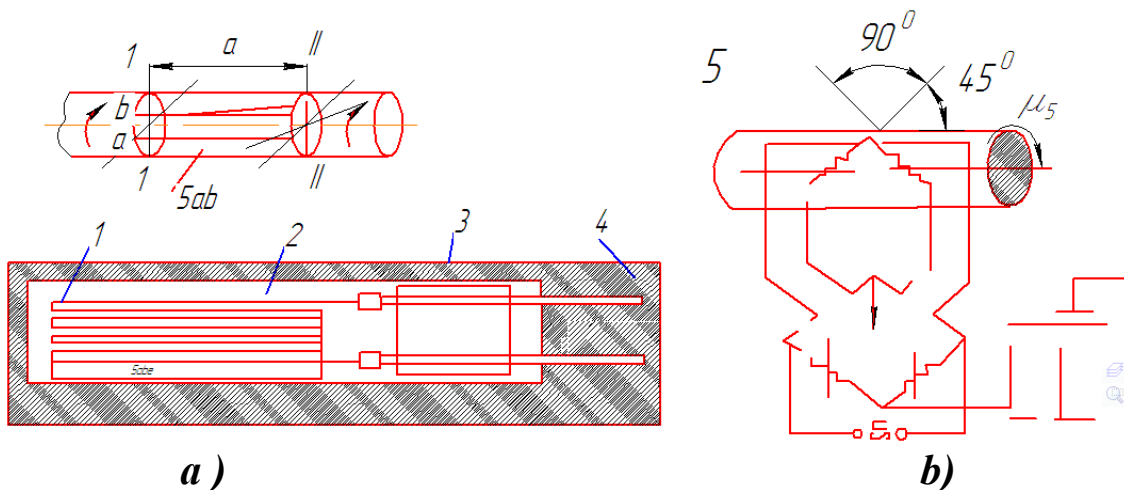
$$M=M(\varphi); M=M(\omega) \quad (11.3)$$

Burovchi moment tormoz tuzilmasi yuritish starteriga reaktiv moment uzatish, bo'g'inlarning deformatsiyalanishi va boshqa tajriba usullarda o'lchanadi. Bulardan mexanizmning mexanik parametrlarini, bo'g'inlarning deformatsiyalanishi ta'sirida kuch yoki burovchi momentning uzatilishini elektrik usulda o'lchash bilan tanishib chiqamiz. Mexanizm bo'g'inlarining deformatsiyasi orqali kuch momentning uzatilish prinsipi yordamida burovchi momentni o'lchash usuli keng tarqalgan bo'lib, universal usuldir.

Bu prinsip asosida turli-tuman mexanik va elektr datchiklar tayyorlanadi. Agar valga (11.3 a-rasm) burovchi moment  $M_b$  ta'sir qilsa, valning  $l$  oraliqdagi kesimi  $II$  shu valning  $I$  kesimiga nisbatan  $\varphi$  burchakka buriladi. Shunda valning  $abcd$  qismi deformatsiyalanib,  $abd's'$  ga aylanadi. Valning  $l$  uzunlikdagi uchastkasining deformatsiyalanishidagi buralish burchagi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\varphi = \frac{M_b l}{J_P G_7} \quad (11.4)$$

bu yerda  $J_P$  – val kesimining qutb inertsiya momenti, doira uchun  $J_P=0,1d^4$ ,  $m^4$ ;  $G_7$  – val materialining  $II$  tur elastiklik moduli,  $N/m^2$ .



**11.3-rasm. Tenzodatchiklarni qo'llash usuli.**

Tajriba o'tkazishda  $l$ ,  $G_z$ ,  $J_P$  parametrlarning qiymatlari o'zgarmas bo'lgani uchun buralish burchagi  $\varphi$  burovchi moment  $M_b$  ga proporsional bo'ladi:

$$\varphi = K \cdot M_b \quad (11.5)$$

yoki

$$M_b = S\varphi \quad (11.6)$$

Bu mexanik parametrlarning proporsional bog‘lanishini elektrik usullarda aniqlaymiz. Kuch va burovchi momentlarni o‘lchashda Omik (sim qarshiligi), induktiv sig‘im va boshqa datchiklar ishlatiladi.

Sim qarshiligi usuli simning cho‘zilishi va siqilishi natijasida Omik qarshilikning o‘zgarish xususiyatiga asoslanadi.

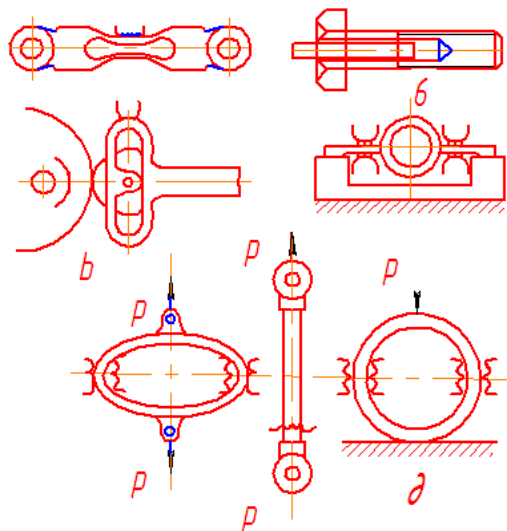
Fizika kursidan ma‘lumki, simning Omik qarshiligi  $R$  quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad (11.7)$$

bu yerda  $\rho$ -simning solishtirma qarshiligi,  $Om$ ;  $l$ -simning uzunligi,  $m$ ;  $S$ -simning ko‘ndalang kesim yuzasi,  $m^2$ . Sim cho‘zilganda uning ko‘ndalang kesim yuzasi kichrayadi va simning elektrik qarshiligi ortadi. Sim datchik (11.3-rasm) ingichka (diametri 25...30 mikron), solishtirma qarshiligi katta (konstantan, manganin va boshqalardan) iborat. U qog‘oz 2 qavatiga sirtmoq rasmida maxsus yelim 3 bilan yopishtiriladi. Datchiklar bir-biridan bazasining uzunligi jihatidan farq qiladi. Simning uchlariga yo‘g‘onroq sim yopishtiriladi. Bu simlar datchikning o‘lchash sxemasiga ulanadi. Tekshiriladigan detalga datchik yelim yordamida butun yuzasi bo‘yicha yopishtiriladi. Detal’ deformatsiyalanganda u bilan birga datchik ham deformatsiyalanadi. Burovchi momentni aniqlaganda datchiklar valning o‘qiga nisbatan  $45^0$  burchak ostida yopishtiriladi (11.3 -rasm). Valning buralishi natijasida uning yuzasining bir qismida cho‘ziluvchi kuchlanish, unga tik joylashgan ikkinchi qismida (qiymatlari teng bo‘lgan) siqish kuchlanishi paydo bo‘ladi.

Tenzodatchiklar faqat cho‘zilish va siqilish deformatsiyalarini sezgani uchun ular tekshiriladigan valning o‘qiga nisbatan  $45^0$  burchak ostida yopishtiriladi. Val buralganda bitta datchikning qarshiligi ortib, ikkinchi datchikning qarshiligi kamayadi. Natijada qo‘llanilgan ko‘prik sxemasining sezgirligi 2 marta oshadi. Yopishtirilgan datchiklarning qarshilik balansi qo‘shimcha ikkita datchik yordamida to‘g‘rilanadi. Kuchlarni o‘lchash uchun turli

bo'g'inlarga ikkita qarshilik sim datchiklari yopishtiriladi. Bo'g'inga kuch ta'sir qilganda datchik simning bittasi cho'ziladi, ikkinchisi esa siqiladi. Shunda datchik simlarning ko'ndalang kesimlari o'zgarib, ularning qarshiligi o'zgaradi. Buning natijasida datchiklarni ulanish ko'prik sxemasining muvozanati o'zgaradi. Bu jarayon magnit-elektrik otsilloqrafga yozib olinadi. 11.4-rasmda kuchni o'lchash datchiklarining ayrimlari ko'rsatilgan.



**11.4-rasm. Kuchlarni o'lchash sxemasi.**

**Bizga ma'lumki, har qanday nazariy natijaning to'g'riligi tajriba usulida tasdiqlanadi.**

Shuning uchun, mashina va mexanizmlar parametrlarini tajriba usulida aniqlab nazariy yuklanishlari bilan taqqoslash maqsadga muvofiqdir. Lekin tajribalar o'tkazish uchun katta sarf-xarajatlar kerak bo'ladi. Yuqorida ta'kidlaganimizdek, bu borada zamonaviy komp'yuterlarning imkoniyatlaridan foydalanish kengaymoqda. Xuddi shuningdek, o'lchash asbob va uskunalarning yangi turlari yaratilmoqda. Ularning imkoniyatlari yuqori bo'lib, ilmiy taraqqiyotning so'nggi yutuqlaridan foydalanib tayyorlangan.

Hozirda elektronika asboblari, datchiklari keng ishlab chiqilmoqda. Bu o'lchagich uskuna va asboblarning yuqori aniqligi va tezkorligi bilan diqqatga sazovordir. Ularning imkoniyatlaridan keng foydalanish muhimdir.

Yana bir yangi yo'nalish mavjud bo'lib, mashina va mexanizmlarning tajribalari elektron qurilmalarda, komp'yuterlarni to'g'ridan-to'g'ri ishlatish, kezi kelganda, o'zgaruvchi kinematik

parametrlarni tegishli chegarada ushlab turishni ta'minlash, boshqarish kabi murakkab vazifalar bajarilmoqda. Ushbu uslubning kelajagi porloqdir. Shu bilan birga, elektron asboblari va EHMni qo'llash asosida mashina va mexanizmlarning kinematik parametrlarini, yuklanganligini, energiya sarfini, titrash parametrini o'lchashdan tashqari, ularni qayta ishlash, integrallash, differensiallash kabi hisoblarni ham yuqori aniqlikda amalga oshirish mumkin.

#### 11.4. Mashinalardagi texnologik qarshiliklarni qayta ishlash usullari

Texnologik mashinalarning ishchi mexanizmlarini har bir bo'g'inini yuklanishini baholashda bu yuklarning xarakteri va rasmi muhim ahamiyatga ega. Texnologik qarshiliklarning xarakteristikasi va miqdorining tajriba natijalari qayta ishlash bilan aniqlanadi.

Davriy funksiyalar egri chizig'i rasmidagi qarshilik kuchlari momentini qayta ishlashda garmonik tahlil usuli qo'llanadi. Ma'lumki, Dirixle shartini qoniqtiruvchi davrli davriy funksiya Fur'eni trigonometrik qatori rasmda keltirilishi mumkin:

$$\begin{aligned}
 y &= \frac{A_{o'r}}{2} + A_1 \cos x + A_2 \cos 2x + \dots + A_n \cos nx + \\
 &+ B_1 \sin x + B_2 \sin 2x + \dots + B_n \sin nx = \frac{A_{o'r}}{2} + \\
 &+ \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos nx + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin nx +
 \end{aligned}
 \tag{11.4.1}$$

bu yerda  $\frac{A_{o'r}}{2}$  – quriladigan davrdagi funksiyani o'rtacha qiymati;  $A_1, A_2 \dots B_1, B_2$  – doimiy garmonik koeffitsiyentlar.

Bu davriy funksiyalar odatda osillofammalar rasmda beriladi, garmonik koeffitsiyentlar taxminan quyidagi ko'rinishda aniqlanadi:

$$A_n \approx \frac{2}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \cos\left(\frac{2\pi n}{m} i\right), \quad B_n = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \sin\left(\frac{2\pi n}{m} i\right),
 \tag{11.4.2}$$

bu yerda,  $m$  – egri chiziqni teng bo'laklarga bo'lish soni;  $y$  – bo'laklar ordinatalari;  $n$  – garmonik tartibi.

Misol tariqasida tola ajratishda paxta xomashyosini qaytaruvchi organga texnologik qarshiligini (bir marta olingandagi) egri chizig'ini ko'raylik.

Qarshilikning egri chizig'ini qayta ishlashda  $2\pi$  davrini 48 teng qismiga bo'lamiz va har biridagi ordinatalarni o'lchaymiz.

$\varphi$ , grad	$M_q$ , nm	$\varphi$ , grad	$M_q$ , nm	$\varphi$ , grad	$M_q$ , nm
7,5	18,7	127,5	22,5	247,5	22,9
15,0	18,9	135,0	22,6	255,0	22,6
22,5	18,65	142,5	23,1	262,5	21,3
30,0	18,9	150,0	23,9	270,0	21,3
37,5	20,5	157,5	23,2	277,5	21,0
45,0	19,9	165,0	22,6	285,0	20,7
52,5	20,1	172,5	22,1	292,5	20,6
60,0	20,8	180,0	22,2	300,0	21,5
67,5	20,9	187,5	22,6	307,5	19,9
75,0	20,7	195,0	21,9	315,0	20,4
82,5	20,3	202,5	22,1	322,6	21,4
90,0	20,6	210,0	22,8	330,0	21,9
97,5	20,9	217,5	22,5	337,5	21,4
106,6	21,8	225,0	21,9	345,0	20,8
112,5	22,4	232,5	22,4	352,5	20,6
120,0	22,3	240,0	23,2	360,0	21,4

Valikli jinni qaytaruvchi organiga ta'sir qiluvchi texnologik qarshilik funksiyasining o'rtacha miqdorini hisoblaymiz.

$$\frac{A_{or}}{2} = \frac{1}{48} (y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_{47} + y_{48}) \quad (11.4.3)$$

Har bir  $m=48$  uchun tenglamadan garmonik koeffitsiyentni hisoblaymiz.

$$\begin{aligned} A_n &= \frac{1}{24} \left[ Y_1 \cos\left(\frac{\pi n}{24}\right) + Y_2 \cos\left(2\frac{\pi n}{24}\right) + Y_3 \cos\left(3\frac{\pi n}{24}\right) + \dots + Y_{48} \cos\left(48\frac{\pi n}{24}\right) \right] \\ &= \frac{1}{24} \left[ Y_1 \cos(n \cdot 7,5^\circ) + Y_2 \cos(n \cdot 15^\circ) + Y_3 \cos(n \cdot 22,5^\circ) + \dots + Y_{48} \right] \\ B_n &= \frac{1}{24} \left[ Y_1 \sin(n \cdot 7,5^\circ) + Y_2 \sin(n \cdot 15^\circ) + \dots + Y_{48} \sin(n \cdot 360^\circ) \right] \end{aligned}$$

Birinchi garmonika uchun ( $n = 1$  bo'lganda) quyidagini olamiz:

$$A_1 = \frac{1}{24} (\varphi_1 \cos 7,5^0 + Y_2 \cos 15^0 + \dots + Y_{48})$$

$$B_1 = \frac{1}{24} (Y_1 \sin 7,5^0 + Y_2 \sin 15^0 + \dots + Y_{48} \cdot 6)$$

Paxtani tozalash sanoati texnologik mashinalari bo‘g‘inlarining yuklanishini tahlil qilganda taxminiy usullar bilan cheklanadi, chunki yuqori garmoniklarni hisobga olmasa bo‘ladi. Bunda paxtani texnologik qarshiligi Fur’e qatori soddalashgan ko‘rinishida ifodalanadi.

Shunday qilib, mashina elementlariga paxtani texnologik qarshiligi  $2\pi$  davrli garmonik qonun bilan o‘zgarsa ularni bayon qilingan usulda tahlil qilish mumkin.

Paxtaning texnologik qarshiligini tasodifiy funksiyasi tahlili ancha murakkabdir. Bunday holda natijalar matematik statistika usulida qayta ishlanadi. Usul mohiyatini tushuntirish uchun valikli tola ajratuvchining ishchi qismlari elementlariga ta’sir qiluvchi texnologik yuklarni korrelatsion tahlilini ko‘raylik.

Paxtadan tolani ajratishda ishchi organ elementlariga ta’sir qiluvchi ishchi yuklamalarning chastotasi va amplitudasi o‘zgaruvchan.

Bunda qarshilikning tasodifiyligi ishchi valik uzunligiga va vaqtga nisbatan paxtaning notekis taqsimlanishi; qo‘zg‘almas pichoq qirrasiga nisbatan bir chigitning har xil joylashishi; paxta xomashyosi geometrik parametrlari kabilarga bog‘liqdir.

### ***Garmonik funksiyalarni korreksion analiz usuli***

Texnologik qarshiliklar valikli jin qurilmasida tenzometriya usulida olingan ishchi valik va qaytaruvchi organga ta’sir etuvchi texnologik qarshiliklarning tasodifiy funksiyalari xarakteristikalarini olish uchun tajriba natijalari SHEHM da korrelyatsion tahlil qilindi. Ishchi valikning bir marta aylanishi (sikli) aylanish burchagi bo‘ylab, 24 kesimga, ikki marta aylanishi (sikli) 48 kesimga ajratildi.

Funksiya tasodifiyligining asosiy xarakteristikasi texnologik qarshiliklar rasmini xarakterlovchi funksiyaning o‘rtacha qiymati tarzidagi quyidagi formuladan hisoblanadigan matematik kutish hisoblanadi:



$$\bar{m}(\varphi_K) = \frac{\sum_{i=1}^n X_i(\varphi_K)}{n} \quad (11.4.4)$$

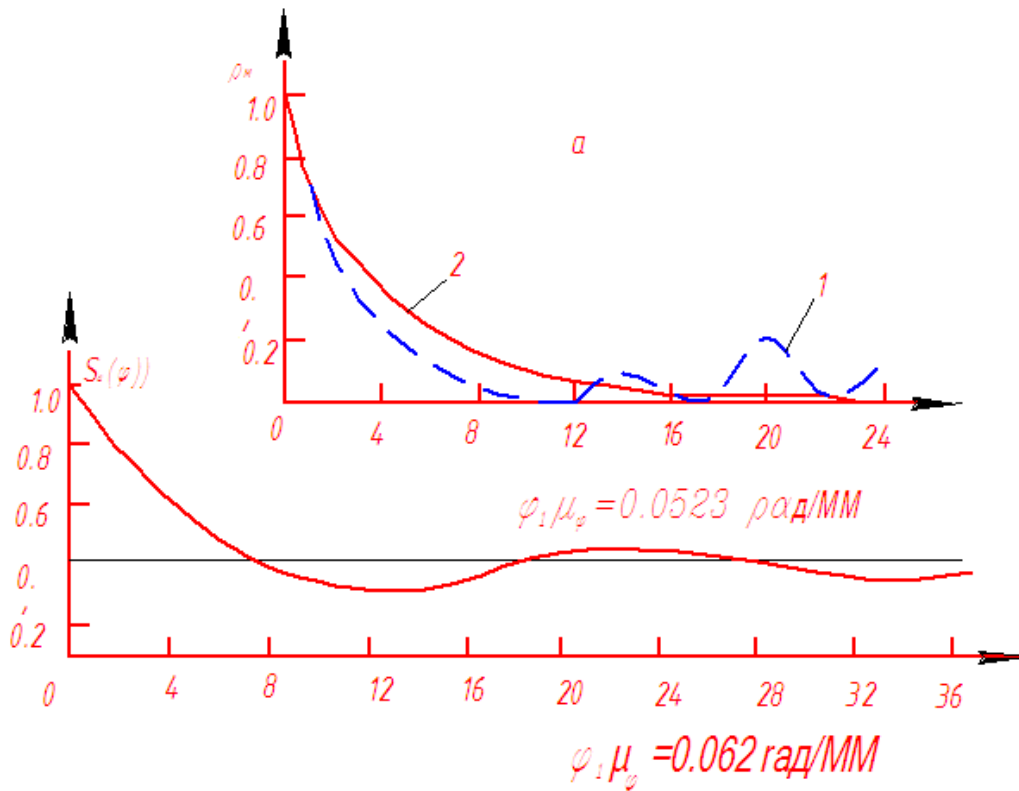
bu yerda  $X_i(\varphi_K)$  – texnologik qarshilik momenti;  $n$  – sodir bo‘lish soni ( $n_p = 64, n_0 = 20$ ).

(19.4) formuladan hisoblangan va aylanish burchagini chiziqsiz funksiyasi bo‘lgan ishchi va qaytaruvchi valiklarga ta’sir qiluvchi texnologik qarshilikni matematik kutish qiymatlari quyida keltirilgan:

$\varphi_p$	$\bar{m}_p(\varphi_p)$	$\varphi_p$	$\bar{m}_p(\varphi_p)$	$\varphi_0$	$\bar{m}_p(\varphi_p)$
1	4,62	1	18,79	25	22,43
2	5,04	2	18,94	26	21,76
3	5,58	3	18,65	27	22,01
4	5,51	4	19,74	28	22,63
5	5,43	5	20,18	29	22,56
6	5,23	6	19,96	30	21,81
7	5,56	7	20,46	31	22,30
8	5,25	8	20,98	32	23,60
9	5,01	9	20,78	33	22,95
10	5,60	10	20,27	34	22,64
11	5,98	11	20,38	35	21,25
12	5,44	12	20,87	36	21,25
13	5,70	13	21,30	51	20,70
14	5,58	14	21,35	38	20, /4
15	5,77	15	21,26	39	28,99
10	5,74	16	22,03	40	21,42
17	5,38	17	22,30	41	19,92
18	4,93	18	22,41	42	20,38
19	4,97	19	23,28	43	21,36
20	4,97	20	23,73	44	21,84
21	5,11	21	22,91	45	21,39
22	5,00	22	21,82	46	20,50
23	5,06	23	21,80	47	20,63
24	4,97	24	22,20	48	21,25

$$\bar{M}_{\max} = (4,6 \dots 6,0) H.M.$$

Matematik kutish grafigida qaytaruvchi organga ta'sir qiluvchi qarshilikni qaytaruvchi plastinalarni  $0,25\pi$  sikliga to'g'ri keluvchi  $\bar{m}_0(\varphi_0)$  qiymatlarini o'zgarib turishi kuzatiladi.



**11.4.1-rasm. Qarshiliklarni korrelyatsion funksiyasi va uni keltirilgan ko'rinishi.**

Shunday qilib, texnologik qarshilikning tasodifiy funksiyalari statsionar bo'ladi, chunki matematik kutishni, dispersiyani, normallashtirgan parallel bo'ylab (korrelyatsion funksiya jadvalidan) bir oz o'zgarishi cheklangan sondagi hisoblar sabablidir.

Ishchi valikka ta'sir qiluvchi paxtani texnologik qarshiligini o'rtacha normallashtirgan korrelyatsion funksiyasi grafigi 11.4.1-rasmda (1-egri chiziq) keltirilgan.

Ishchi valikni aylanish burchagi katta bo'lganda  $\bar{S}_p(\varphi_p)$  funksiyani tasodifiy tebranishi ko'zga tashlanadi, chunki  $\bar{S}_p(\varphi_p)$  grafigi nuqtalari cheklangan sondagi tajriba natijalarini normallashtirgan korrelyatsion funksiyasini o'rtacha holga keltirish orqali olingan. Bunda funksiyadagi  $\varphi$  oshishi bilan nolga intiluvchi,

ya'ni ergodik xususiyatga ega bo'lgan korrelyatsion funksiyani silliqlash maqsadga muvofiqdir. Berilgan grafikni silliqlash uchun uni taxminiy funksiya bilan almashtiramiz.

$$\bar{S}_p(\varphi_p) = e^{-\alpha\varphi} \quad (11.4.5)$$

Qaytaruvchi valikka texnologik qarshilikning o'rtacha normallashtirilgan korrelyatsion funksiyasi 11.4.1-rasmida (2-egri chiziq) ko'rsatilgan;  $j_0$  oshishi bilan  $\bar{S}_0(\varphi_0)$  funksiya  $D_0$  doimiy songa intiladi. Demak, tasodifiy funksiya tarkibida tasodifiy tashkil etuvchilar bor, ya'ni funksiya ergodik xususiyatga ega emas.

Keltirilgan grafiklarni silliqlash uchun ularni taxminan quyidagi funksiya bilan almashtiramiz:

$$\bar{S}_p(\varphi_p) = e^{-0,624\varphi_p}, \quad \bar{S}_0(\varphi_0) = 0,4 + 0,6e^{-0,462\varphi_0} \cos \varphi_0 \quad (11.4.6)$$

tasodifiy funksiyaning spektral zichligini olish uchun Fur'eni qayta tashkil qilishning kompleks rasmdan foydalanamiz.

$$\cos \omega t = \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \quad (11.4.7)$$

Natijada spektral zichlik quyidagicha bo'ladi:

$$S(\varphi) = \frac{2}{\pi} \int_0^\varphi \bar{\rho}(\varphi) \left[ \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \right] d\varphi \quad (11.4.8)$$

(11.4.6) ni (11.4.7) ga qo'yib tasodifiy texnologik qarshiliklar zichligining bog'lanishini olamiz:

$$S_p(\varphi_p) = \frac{4e^{-\alpha\varphi_p}}{\pi(\alpha_1^2 + 1)} (\alpha_1 \cos \varphi_p + \sin \varphi_p) + \frac{4\alpha_1}{\pi(\alpha_1^2 + 1)}, \quad (11.4.19)$$

$$S_0(\varphi_0) = \frac{D_0 \sin \varphi_0}{4\pi} + \frac{A\alpha_2}{2\pi(\beta^2 + \varphi_0^2)}$$

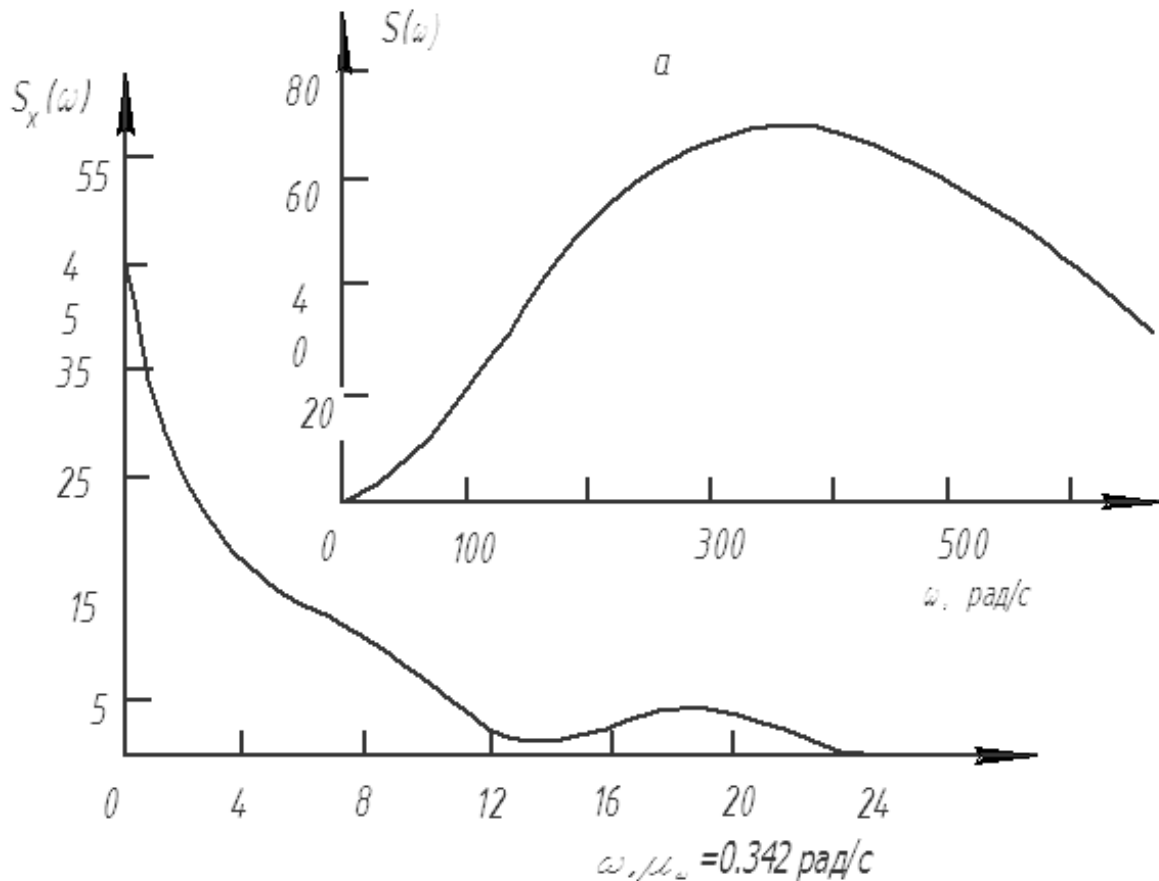
bu yerda  $d_1=0,624$ ,  $D_0=0,04$ ,  $A=0,6$ ,  $a_2=0,462$ ,  $b=0,27$  (11.4.13) ifoda  $P_p(\varphi_p)$  funksiyasining grafigi 19.1a-rasmida (2-egri chiziq), - 11.4.2b-rasmida keltirilgan.

$\bar{S}_p(\varphi_p)$  va  $\bar{S}_0(\varphi_0)$  funksiyalarini  $\tau$ ga bo'lib (ishchi va qaytaruvchi valiklarni  $5^\circ$  ga burilish vaqtida) spektral zichlikni bog'lanish grafigini olamiz (11.4.2-rasm, a,b). 11.4.16-rasmdan ishchi valik qarshiligi dispersiyasining ajralish spektrining asosiy qismi (60-70%)  $250...470s^{-1}$  chastotalari oralig'iga to'g'ri keladi va qaytaruvchi organga texnologik qarshilik  $0...41,1 s^{-1}$  tashkil etadi.

Olingan xarakteristikalar paxtani amaldagi texnologik qarshiliklarini inobatga olib, valikli jinni, ishchi mexanizmlari

harakat dinamikasini nazariy tadqiqotini amalga oshirishga, harakat rejimlari va ularning parametrlarini tanlash tavsiyasiga imkon beradi, shuningdek, valikli tola ajratuvchilarni elementlarini muhandislik hisoblarida foydalanilishi mumkin.

Shunday qilib, bayon qilingan usulda paxta tozalovchi mashina va mexanizmlarni ishchi organlariga paxtani turli texnologik qarshiliklarini qayta ishlash mumkin.



**11.4.2-rasm. Spektral zichlik grafigi**

***Muammoviy masalalaraga quyidagilar kiradi:***

- texnologik qarshilik kuchlari va momentlarini aniq analitik rasmda ifodalash uslubini ishlab chiqish;
- texnologik qarshiliklarni o‘lchashni. Qayta ishlashni va boshqarishni mexatronik uslubini ishlab chiqish.

## FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. A.J.Jo'raev, M.R.Mavliyaviev, T.Abdukarimov, J.Yu.Miraxmedov "Mexanizm va mashinalar nazariyasi", "O'qituvchi", Toshkent 2004 y, 592 b.

2. G'.Sh.Zokirov "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" , "O'qituvchi", Toshkent, 2002 y. 211b

3. K.V.Frolov "Mashina va mexanizmlar nazariyasi", "O'qituvchi", Toshkent. 1990 y, 460 b.

4. А.Джураев, Р.Х.Максудов Машина ва механизмлар назарияси 1-қисм (Машина ва механизмлар тузилиш асослари ва кинематикаси) Ўқув қўлланма ISBN 978-9943-11-945-1 "Фан ва технология" нашриёти Тошкент 2019 й. 408 б.

5. А.Джураев, Р.Х.Максудов Машина ва механизмлар назарияси 2-қисм (Машина ва механизмлар динамикаси) Ўқув қўлланма ISBN 978-9943-11-946-8 "Фан ва технология" нашриёти Тошкент 2019 й. 300 б.

6. Джураев А., Баубеков С., Юнусов С., Турдалиев В. Динамика рабочих органов пильного джина. Монография, Изд. "Тараз" (Казахстан), 2015 й, с.135.

7. А.Джураев, Ш.Кенжабоев Разработка конструктивных схем и научные основы анализа и синтеза рычажных механизмов с упругими элементами и гибкими звеньями приводов технологических машин. Монография Изд. «Наманган» 2019 г. с.267.

ISBN 978-9943-5645-8-9

8. А.Джураев, Д.Маматова Разработка конструктивных схем и методы расчета ременных передач с переменными параметрами. Монография Изд. «Фан ва технологиялар» 2019 г. с.232.

9. Джураев А., Мавлянов А.П., Далиев Ш. Монография. Изд. LAP Lambert Academic Publishing, Deutschland. 2016, с.134.

10. Джураев А., Турдалиев В.М., Бобоматов А.Х., Холтураев Х.П. Разработка конструкций и методы расчета параметров колеблющихся сеток. Монография. Изд. LAP Lambert Academic Publishing, Deutschland. 2016, с.157.

## MUNDARIJA

KIRISH.....	3
1. <b>Mashina va mexanizmlar dinamikasi fanidan muammolari va vazifalari.....</b>	4
2. <b>Mashina va mexanizmlarga ta'sir etuvchi kuchlar klassifikatsiyasi.....</b>	6
2.1. Mexanizm va mashinani harakatlantiruvchi kuchlar..	7
2.2. Foydali qarshilik kuchlari.....	7
2.3. Zararli qarshilik kuchlari.....	8
2.4. Inertsiya kuchlari.....	9
2.5. Elastik kuchlar.....	9
3 <b>Mexanizmlarni kinetostatik hisobi.....</b>	15
3.1 Muvozanat turlari.....	15
3.1.1. Mexanizm kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini topish.....	16
3.1.2. Birinchi sinf 2-tartibli Assur guruhining 2-turi kinetostatik hisobi.....	18
3.2. Yetaklovchi bo'g'inning (aylangichning) kinetostatik hisobi.....	20
3.2.1 N.E.Jukovskiyning qattiq richag teoremasi.....	22
3.3. Mushtumchali mexanizmni kinetostatik hisobi.....	23
3.3.1 Mushtimchali mexanizmlarda reaksiya kuchlari.....	24
3.4. Tishli g'ildirakli mexanizmlarning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash.....	26
3.5. Egiluvchan bo'g'inli kulisali mexanizmlar kinetostatik hisobi.....	29
4. <b>Mashina va mexanizmlarda aylanuvchi masalalarni muvozanatlash usullari.....</b>	33
4.1. Muvozanatlanmagan massa dinamikasi. ....	33

4.2	Bir massani muvozanatlash.....	34
4.3	Bir tekislikda joylashgan uchta massani muvozanatlash.....	35
4.4.	Aylanish o‘qiga tik bo‘lgan tekislikda yotgan uchta massani muvozanatlash.....	36
4.5	Dinamik muvozanatlash sharti.....	37
5.	<b>Mexanizm va mashinalarda ishqalanish va yedirilish.....</b>	<b>39</b>
5.1.	Ishqalanish turlari va xususiyatlari. ....	39
5.2.	Ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish. ....	43
5.3	Ishqalanish konusi.....	44
5.4.	Qiya tekislikdagi ishqalanish.....	46
5.5.	Sirpanish podshipniklaridagi ishqalanish.....	49
5.5.1.	Ishqalanish doirasi. ....	53
5.5.2	Tovon va tovontagi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish.....	55
5.6.	Mashina va mexanizmlarning oliy va kinematik juftlardagi ishqalanishni aniqlash.....	57
5.6.1.	Dumalashdagi ishqalanish.....	57
5.6.2.	Dumalovchi galdiraklarda yukni siljitish. ....	60
5.6.3	Egiluvchan bo‘g‘inlardagi ishqalanish.....	61
5.7.	Mexanizmlarning kinematik juftlari elementlaridagi yeyilish.....	63
5.7.1.	Yeyilishning turlari va uni baholash usullari. ....	64
5.7.2.	Yeyilish bosqichlari.....	65
5.7.3.	Yeyilishni miqdoriy baholash.....	66
5.7.4	Yeyilish chidamliligi.....	68
5.7.5.	Quyi va oliy kinematik juftliklar elementlarining yeyilishini hisoblash.....	70
6.	<b>Mexanizm va mashinalarning foydali ish ko‘effitsiyenti.....</b>	<b>76</b>

6.1.	Mashinaning foydali ish koeffitsiyentini topish.....	76
6.2.	Ketma-ket, paralel ulashdagi mexanizmlarni F.I.K. ...	77
6.3.	Tishli g'ildirakli mexanizmning F.I.K. ....	79
7.	<b>Mashinani harakat tenglamalari.....</b>	<b>84</b>
7.1	Mashina harakati davrida.....	84
7.2	Keltirilgan kuch va moment.....	86
7.3	Keltirilgan massa va inertsia momenti.....	89
7.4.	Mashina harakat tenglamalarini integrallash. ....	91
8.	<b>Mashina agregati harakatini tahlili.....</b>	<b>94</b>
8.1	Bir massali mashina harakati tahlili.....	94
8.2	Ikki massali mashina agregatining harakati tahlili. ...	97
9.	<b>Mashina va mexanizm harakatini notekisligi.....</b>	<b>101</b>
9.1.	Harakatni notekisligi. ....	101
9.2.	Mashinaning notekis aylanish koeffitsiyenti. ....	102
9.3.	Maxovik inersiya momenini aniqlash.....	103
9.4.	Urinma kuchlar usuli bilan ortiqcha ishni topish. ....	105
9.5.	Maxovik inersiya momentini energomassa usuli bilan topish.....	107
9.6.	Maxovik inersiya momentini topish usullari. ....	110
9.7.	Mashina agregati bo'g'inlarining inersiya momentlarini tanlash. ....	112
10.	<b>Mashinalarda titrash va undan muhofazalanish....</b>	<b>118</b>
10.1.	Titrashni yuzaga keltiruvchi manbalar. ....	118
10.2.	Titrashning salbiy oqibatlari. ....	123
10.3.	Titrashdan muhofazalashning asosiy usullari. ....	126
10.3.1.	Titrashdan muhofazalash qurilmalari va ularning samaradorligi.....	127



10.4.	Mashina va mexanizmlarda titrash soʻndirish uslublari va uskunalari.....	130
10.4.1.	Titrashda dissipativ kuchlar.....	130
10.4.2.	Gisterezis holati.....	132
10.4.3.	Qoʻzgʻalmas birikmalardagi konstrukstion soʻndirish. ....	135
10.4.4	Titrashdan muhofazalash sistemalarining xususiyatlari.....	136
10.4.5	Titrashdan muhofazalash samaradorligi. ....	139
10.4.6.	Bikrlikning va soʻndirishning ekvivalent koeffitsiyentlari.....	140
11.	<b>Mashina va mexanizmlarni tajriba usulida tekshirish.....</b>	<b>157</b>
11.1.	Boʻgʻin ilgarilama harakatlanganida parametr va siljishlarni oʻlchash.....	158
11.2.	Boʻgʻin aylanma harakatlanganda kinematik parametrlarni oʻlchash.....	160
11.3.	Mexanizm boʻgʻinlardagi kuch va kuch momentlarini oʻlchash.....	162
11.4	Mashinalardagi texnologik qarshiliklarni qayta ishlash usullari..	166
	Adabiyotlar.....	173



**A. DJURAYEV, S.YUNUSOV**

# **MASHINA VA MEKANIZMLAR DINAMIKASI**

**Ташкент – «Fan va texnologiya» – 2019**

Редактор:	Ш.Кушербаева
Тех. редактор:	А.Мойдинов
Художник:	Ф.Тишабаев
Корректор:	Ш.Миркасимова
Компьютерная вёрстка:	Н.Рахматуллаева

**E-mail: [tipografiyasnt@mail.ru](mailto:tipografiyasnt@mail.ru) Тел: 71-245-57-63, 71-245-61-61.**

**Изд.лиц. АИ№149, 14.08.09. Разрешено в печать 19.08.2019.**

**Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Гарнитура «Times New Roman».**

**Офсетная печать. Усл. печ.л. 11,0. Изд. печ.л. 11,25.**

**Тираж 300. Заказ № 147.**

**«Fan va texnologiyalar Markazining bosmaxonasi».**  
**100066, г. Ташкент, ул. Алмазар, 171.**