

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

A.DJURAEV, R.X.MAKSUDOV

**MEXANIZM VA MASHINALAR
NAZARIYASI**

(Mashina va mexanizmlar dinamikasi)

2-QISM

TOSHKENT 2018

A.Djuraev, R.X.Maksudov

Mashina va mexanizmlar nazariyasi (qayta to'ldirilgan 2-nashri).

Darslik texnik oliy o'quv yurtlarining mexanizm va mashinalar nazariyasi fani dasturiga mos holda yozilgan bo'lib, uch qism va o'n to'rt bobdan iborat.

Birinchi qismda mexanizmlarning tuzilishi va tahlili, ikkinchi qismda mexanizmlarning kinematik taxlili va sintezi, uchinchi qismda mexanizm va mashinalar dinamikasi masalalari yoritilgan. Xar bir bobning yakunida mavzular bo'yicha muammoli masalalar xamda o'z-o'zini tekshirish uchun testlar va savollar keltirilgan. Darslikda mashina va mexanizmlarni tajribaviy tekshirish usullari qisqacha bayon qilingan.

Ilovada buyuk allomalar yaratgan va amalda qo'llanilgan qadimiy mexanizmlarning tasvirlari berilgan va ularga izox keltirilgan. Shuningdek, ilovada darslik mazmuniga kirgan qator richagli, mushtumchali, tishli g'ildirakli mexanizmlarni animatsion modellari keltirilgan. Talabalarga MMNdan bilim berish bo'yicha zamonaviy pedagogic texnologiyalar har bir mavzuga moslab elektron variantda keltirilgan.

Darslik texnik oliy o'quv yurtlari talabalari uchun mo'ljallangan.

* * *

Учебник, состоящий из трех частей и четырнадцати глав написан в соответствии с программой курса теории механизмов и машин для высших технических учебных заведений.

В книге изложены вопросы структурного анализа и синтеза механизмов, кинематического анализа и синтеза механизмов и динамики машин. В конце каждой главы приведены проблемные задачи по теме, тесты и вопросы для самопроверки. В учебнике коротко изложены методы экспериментальной проверки механизмов и машин.

В приложении иллюстрации механизмов, созданные древними учеными республики. Также в приложении в электронном варианте приведены анимационные модели основных рычажных, кулачковых и зубчатых механизмов приведенные в содержании учебника. При изучении курса студентами использованы ряд современных педагогических технологий, которые в электронной форме представлены в соответствии с каждой темой курса.

Учебник предназначен для студентов высших технических учебных заведений.

* * *

The text-book consists of 3 parts, 14 chapters and was made in accordance with the program of theory of mechanisms and machines course for higher technical educational institutions.

The problems of structural analysis and mechanisms synthesis, kinematic analysis and mechanisms synthesis and machines dynamics are given in the text-book. Problem tasks on the theme, tests and questions for self-checking are given at the end of each chapter. Methods of experimental checking of mechanisms and machines are briefly given in the text-book.

Illustrations of mechanisms made by ancient scientists of the republic are enclosed. Also in the appendix in electronic a variant animation models of the basic richag, kulachok and gear mechanisms resulted in the textbook maintenance are resulted. At studying of a course by students are used it is glad modern pedagogical technologies which in the electronic form are presented to conformity by each theme of a course.

The text-book is made for the students of higher technical educational institutions.

Taqrizchilar:

R.I.KARIMOV
SH.P.ALIMUXAMEDOV

texnika fanlari doktori, professor
texnika fanlari doktori, professor

SO‘Z BOSHI

Darslik «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanidan yozilgan bo‘lib, muxandislik va mutaxassislik ishi sohasi bakalavrluk yo‘nalishi bo‘yicha ta‘lim olayotgan talabalar uchun mo‘ljallangan.

O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2017 yil 7 fevralda PF-4947-son “2017-2021 yillarda O‘zbekiston Respublikasini rivojlantirishning beshta ustuvor yo‘nalishi bo‘yicha Harakatlar strategiyasi to‘g‘risida”gi Farmoni 2016 yil 22 dekabrda PQ-2687-son “2017-2019 yillarda to‘qimachilik va tikuv-trikotaj sanoatini yanada rivojlantirish chora-tadbirlari dasturi to‘g‘risida”gi va 2016 yil 22 dekabrda PQ-2692-son “Sanoat tarmoqlari korxonalarining jismoniy ishdan chiqqan va ma‘naviy eskirgan mashina-uskunalarini jadal yangilash, shuningdek, ishlab chiqarish harajatlarini kamaytirishga oid qo‘shimcha chora-tadbirlar to‘g‘risida”gi Qarorlari hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa meyoriy-huquqiy xujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirish uchun yangi zamonaviy mashina va mexanizmlarni yaratish parametrlarini hisoblashni ilmiy asoslarini ishlab chiqishni dolzarb muammolaridan hisoblanadi. Shuning uchun “Mashina va mexanizmlari” fani ushbu masalalarni hal qilish uchun poydevor fan hisoblanadi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasi fani umummutaxassislik fanlar turkumiga kirib 4 semestrda o‘qitiladi. Bu fanni o‘zlashtirish uchun talaba «Oliy matematika», «Fizika», «Nazariy mexanika», «Chizma geometriya», «Materiallar qarshiligi», «Materialshunoslik» fanlaridan yetarli bilim va ko‘nikmalarga ega bo‘lishi talab etiladi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini o‘zlashtirish jarayonida bakalavr: xarakatlanuvchi mexanik sistemalarning turlari, mashina va mexanizmlar turlari, Mexanizmlarning kinematik sxemalari, richakli va mushtumchalik mexanizmlar, tishli, zanjirli va tasmali uzatmalar, planetar va differensial mexanizmlar xaqida tasurotga ega bolish, mexanizmlarning strukturaviy sxemalarini, mexanizmlarning kinematik sxemalarini, mexanizmlarni kinematik taxlil qilish usullari, mexanizm tarkibidagi bog‘in, kinematik juft va kinematik zanjirlar turlarini, tekis kinematik zanjirni statik aniqlash shartini, nuqta va bog‘inlarning chiziqli tezlik va tezlanishlarini

miqdori hamda yo'nalishini aniqlash, mexanizmlarni loyihalash usullarini, mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchkarni klassifikatsiyasini, mexanizmlarni loyihalashda kinetostatik usulni bilishi va ulardan foydalana olish, mexanizmlarni strukturaviy taxlil qilish, kinematik taxlil qilish, mexanizmlarni sintezlash xarakterat qonunlaridan foydalanish, planetar differensial mexanizmlarni kinematik taxlil qilish, dinamikaning asosiy muamolarini hal qilish ko'nikmalariga ega bo'lish kerak, mashina va mexanizmlarning kinematik va dinamik tahlil qilish, mexanizmlarni sintezlashni bilgan holda ularni baholay olish, mashina mexanizmlari har hil parametrlarini loyihalash va hisoblash unga o'z fikrini bildira olish, mashina mexanizmlarini zamonaviy loyhalanganligini hisobga ilib ulardan foydalanish malakalariga ega bo'lish.

Darslikni yozishda mualliflarning Mashina va mexanizmlar nazariyasi fani bo'yicha erishilgan ko'p yillik ilmiy-pedagogik faoliyatlari tajribalaridan foydalanilgan.

Mualliflar mashinalar mexanikasi sohasida erishilgan yangi ilmiy va amaliy yutuqlardan keng foydalanib, darslik materiallarini qisqa va aniq bayon qilishga harakat qilganlar. Shuningdek, darslikni yozishda Toshkent to'qimachilik va yengil sanoat instituti mexanizmlar nazariyasi va mashina detallari kafedrasi hamda mualliflarning uslubiy materiallaridan foydalanildi.

Ushbu darslik, uning ko'pgina bo'limlarini zamonaviy yondashish asosida bayon qilinishi bilan ajralib turadi. Nazariy materiallar umumiy mashinasozlikka tegishli bo'lib, xususan, paxta sanoati, to'qimachilik va yengil sanoat hamda matbaa sanoati sohasiga tegishli masalalarni va vazifalarni yechish bilan birgalikda bayon qilingan.

Har bir bo'limda tegishli mexanizmlarni mualliflar tomonidan ishlab chiqilgan variantlari keltirilgan. Shuningdek, fan bo'yicha dolzarb muammolar va masalalar tahlil qilingan.

Darslikda kirish, 1, 2, 3, 4 boblarini dotsent R.X.Maksudov, qolgan boblari esa professor A.J.Jo'rayev tomonidan yozilgan.

1-BOB. MEXANIZMLARNI KUCHGA HISOBLASH VA MUVOZANATLASH

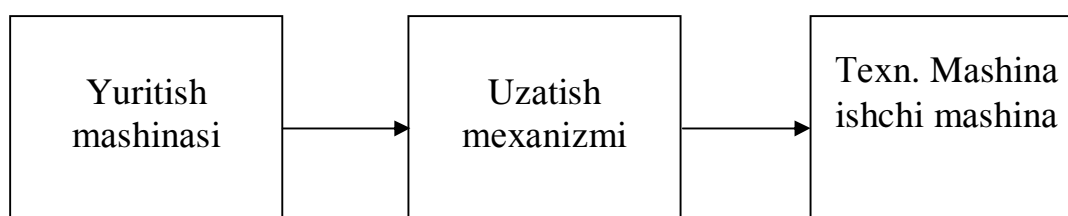
1.1. Mexanizm va mashinalar dinamikasining asosiy masalalari

Mexanizmlarning kinematikasi masalalari, ya'ni bo'g'inlar va nuqtalarning harakati mexanizmining tuzilishi va geometriyasiga bog'lab ta'sir qiluvchi kuchlarni nazarga olmay o'rganilgan edi. **Mexanizmlarning dinamik analizida harakat ta'sir qiluvchi barcha kuchlar hisobga olib qaraladi.**

Mexanizmlar dinamikasida quyidagi **asosiy masalalar** hal qilinadi:

- a) mashinaga ta'sir qiluvchi kuchlarning mohiyatini tahlil qilish;
- b) mexanizmlarni kuchga hisoblash, tashqi, og'irlik, inertsiya, ishqalanish kuchlarini bo'g'inlar va kinematik juftlarga ta'sirini o'rganish va dinamik yuklanishlarni kamaytirish usullarini aniqlash (kinematik hisob);
- v) mexanizm bo'g'inlarining inertsiya kuchlarini muvozanatlash;
- g) mexanizm kinematik juftlarida ishqalanish va edirilishni kamaytirish;
- d) kuchlar ta'sirida mexaniq harakatni o'rganish va mexanizmning kerakli barqaror harakatini ta'minlash uslublarini aniqlash;
- e) mashina harakatini rostlash;
- j) titrash va titrashdan muhofazalash uslublarini aniqlash.

Mashina tarkibiga, umuman, 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.

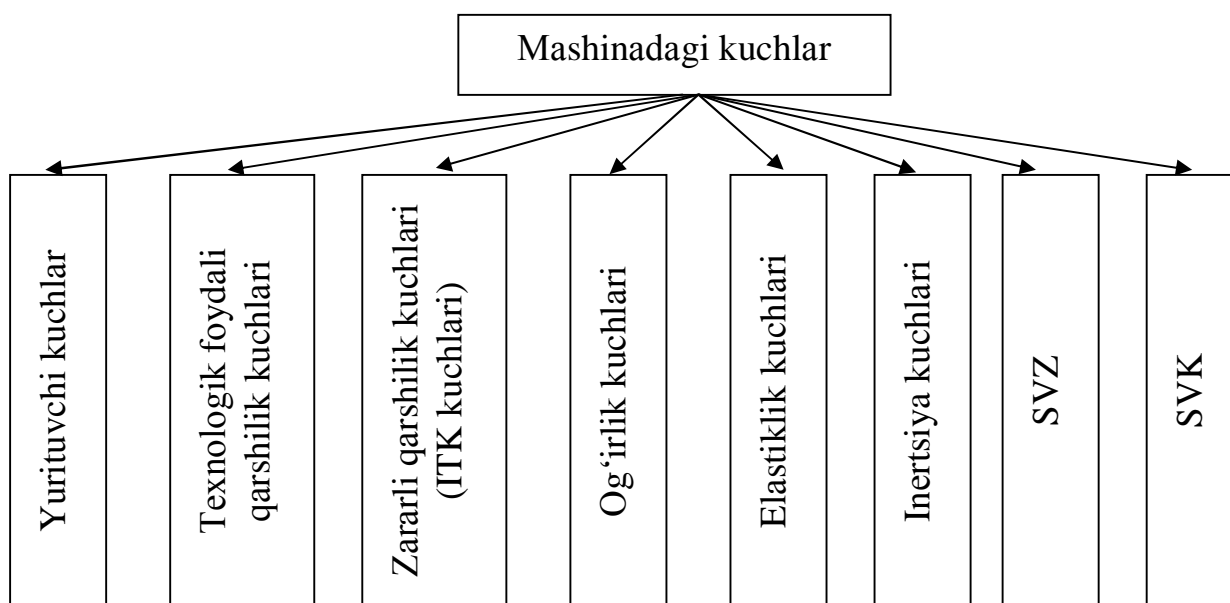


1.1-rasm. Mashina agregatini sxematik dinamik modeli.

Mashina agregatiga ta'sir qiluvchi kuchlarning mohiyati bilan tanishib chiqaylik.

1.2. Mashina agregatiga ta'sir qiluvchi 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** dardkor. Umuman, mashinada ta'sir qiluvchi kuchlar 6 turga bo'linadi. 1.2-rasmda kuchlar klassifikatsiyasi sxemasi ko'rsatilgan. Barcha kuchlarni o'zaro bog'liqligi rasmdan ko'rinib turibdi.



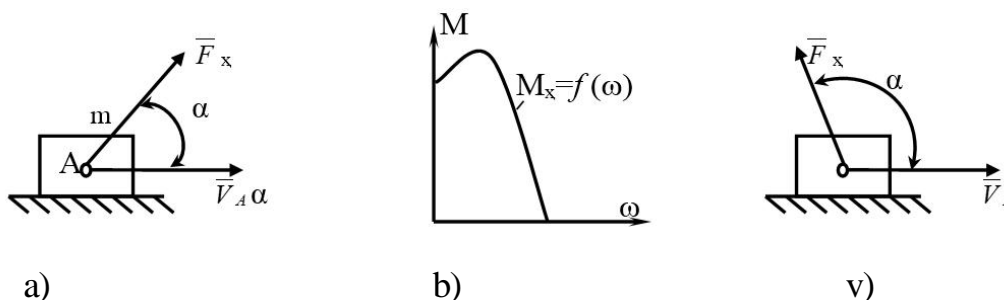
1.2-rasm. Kuchlar klassifikatsiyasi.

Ularning mohiyatini ko'rib chiqaylik.

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 (1.3a-rasm).



1.3.-rasm.

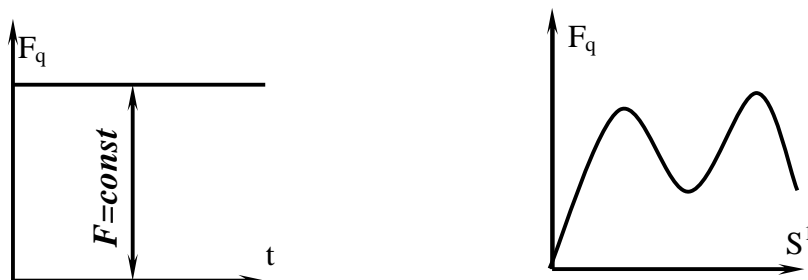
Bu kuchlar harakatni tezlashtiradi.

Asinxron elektr yurituvchilarda harakatlantiruvchi moment maxsus mexanik xarakteristikalar orqali ko'rsatiladi (1.3b-rasm).

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 (9.3v-rasm).

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

Foydali qarshilik kuchlari vaqtga, siljishga, tezlikka bog'liq ravishda o'zgarishi mumkin (1.4-rasm).



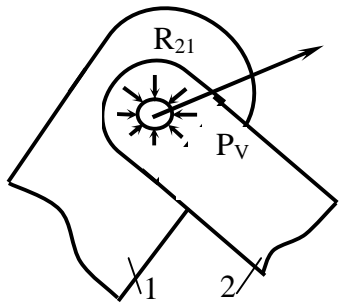
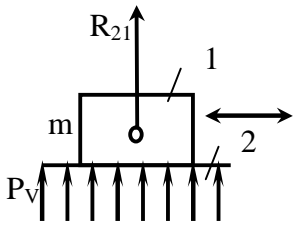
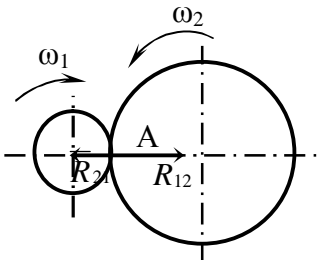
1.4-rasm.

3. Mexanizm bo'g'inlarining og'irlik kuchlari. Bu kuchlar mexanizm harakatiga yordam beradi yoki qarshilik ko'rsatadi. Yukni ko'tarishda og'irlik kuchi manfiy tushirishda musbat ish bajaradi.

4. 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 (1.1-jadval)

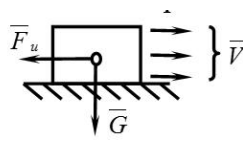
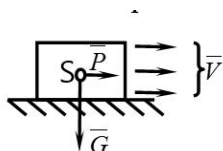
5. Inertsia kuchlari. Mashina bo'g'inining o'zgaruvchan tezlikdagi harakati natijasida inertsia kuchlari vujudga keladi. Bu kuchni bo'g'inning og'irlik markaziga qo'yilgan, deb qabul qilamiz. **Harakat qilayotgan bo'g'inning tezlanish vektoriga qarshi yo'nalgan harakatni saqlash qobiliyatini belgilaydigan kuchga inertsia kuchi deyiladi.** Turli bo'g'inlarda inertsia kuchlari har xil bo'ladi (9.5a-rasm).

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

a) Ilgarilanma harakat (sudralgich harakati)

Tekis harakat

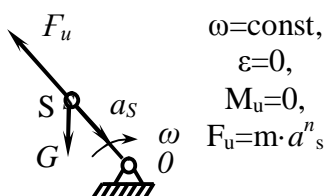
Notekis harakat



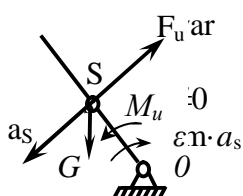
b) Aylanma harakat. (aylangich harakati)

Tekis harakat

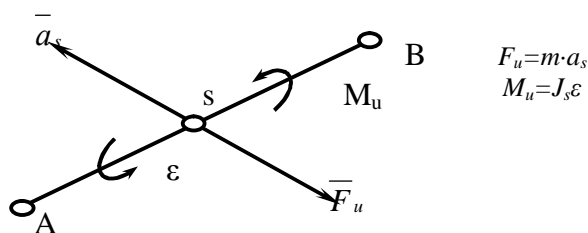
notekis



$$\begin{aligned} \omega &= \text{const}, \\ \epsilon &= 0, \\ M_u &= 0, \\ F_u &= m \cdot a_s^n \end{aligned}$$

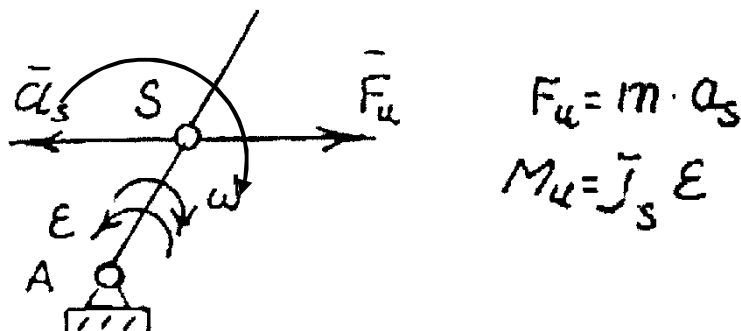


v) murakkab harakat, (shatun harakati)



1.5-rasm.

g) Tebranma harakat, (chayqalgich harakati)



1.6-rasm.

F_n inertsiya kuchi bo‘g‘in og‘irlik markaziga qo‘yilgan bo‘lib, uning yo‘nalishi a_s tezlanish yo‘nalishiga teskaridir (1.5, 1.6, v- rasmlar). M_n inertsiya kuchining momenti bo‘g‘in ϵ burchak tezlanishiga teskari yo‘nalgan (1.5v-rasm).

6. Elastik kuchlar. Mexanizm harakatining ma‘lum qismlarida ushbu kuchlar yo musbat, yoki manfiy ish bajarishi mumkin. Biroq to‘la kinematik davr jarayonida ushbu kuchlar bajargan ish nolga teng bo‘ladi, chunki ularning quyilish nuqtasi davriy harakatlanadi.

Elastik kuchlar asosan qayishqoq bo‘g‘in va bog‘lanishlarda hosil bo‘ladi. Bu kuchlar bo‘g‘in va elementlarning dastlabki holatlarini saqlashga intiladi.

1.3. Mexanizmlarning kinetostatik hisobi

Mexanizmning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash **kinetostatik hisoblash** masalasiga kiradi. reaksiya kuchlarini aniqlashda mexanizmga ta‘sir qiluvchi kuchlar, jumladan, inertsiya 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:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_i + \sum_{i=1}^n \bar{F}_u + \sum_{i=1}^n \bar{R}_i = 0 \quad (1.1)$$

$$\sum_{i=1}^n M_0(F_i) + \sum_{i=1}^n M_0(F_u) + \sum_{i=1}^n M_0(R_i) = 0 \quad (1.2)$$

bu yyerda, F_i – sistemaga ta'sir qiluvchi kuchlar; F_u – inertsiya 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.

(1.1) va (1.2) 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:

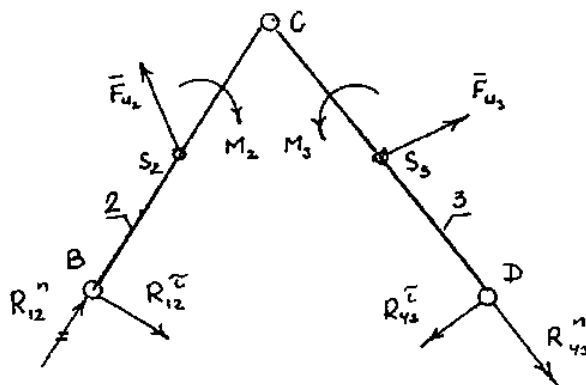
$$\sum X = 0, \quad \sum Y = 0, \quad \sum M = 0 \quad (1.3)$$

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 guruhlarini statik aniq kinematik zanjir hisoblanadi.

Mexanizm kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini topish uchun mexanizmni Assur guruhlariga ajratish kerak. I sinf, 2-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 μ_e masshtabda 1.7-rasmda. Assur guruhi chizilgan ($R_{12}^n, R_{12}^t, R_{43}^n, R_{43}^t$ –

noma'lum reaksiya kuchlari).



1.7-rasm.

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:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F} = \bar{R}_{12}^{-n} + \bar{R}_{12}^{-t} + \bar{F}_{22} + \bar{F}_{33} + \bar{R}_{43}^{-t} + \bar{R}_{43}^{-n} = 0 \quad (1.4)$$

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

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

$$\left(\sum_{i=1}^n M_C \right)_2 = R_{12}^t \cdot l_{BC} - F_2 h_{F_2} \mu_1 - M_2 = 0 \quad (1.5)$$

Tenglamadan:

$$R_{12}^t = \frac{F_2 h_{F_2} \mu_1 + M_2}{l_{BC}} \quad (1.6)$$

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:

$$\left(\sum_{i=1}^n M_C \right)_3 = -R_{43}^t \cdot l_{CD} + F_3 h_{F_3} \mu_1 + M_3 = 0 \quad (1.7)$$

$$R_{43}^t = \frac{F_3 h_{F_3} \mu_1 + M_3}{l_{CD}} \quad (1.8)$$

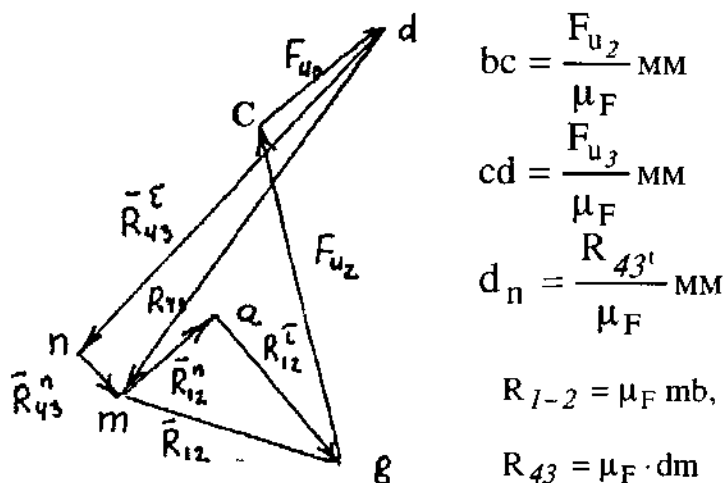
bu yerda, l_{CD} - 3-bo'g'in (tortgich) uzunligi;

$h_{F_3} - F_3$ kuchi momentining yelkasi.

Assur guruhi uchun (1.6.) ifoda asosida kuch ko'pburchagini (kuchlar rejasini) quramiz. Sistema muvozanatda bo'lgani uchun ko'pburchak yopiq bo'lishi kerak. (1.8.-rasm). Kuchlar masshtabini aniqlaymiz

$$\mu_F = \frac{R'_{12}}{ab}, \frac{H}{MM} \quad (1.9)$$

buyyerd, R'_{12} – kuchning haqiqiy qiymati; ab – chizmadagi qiymati.



1.8-rasm.

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

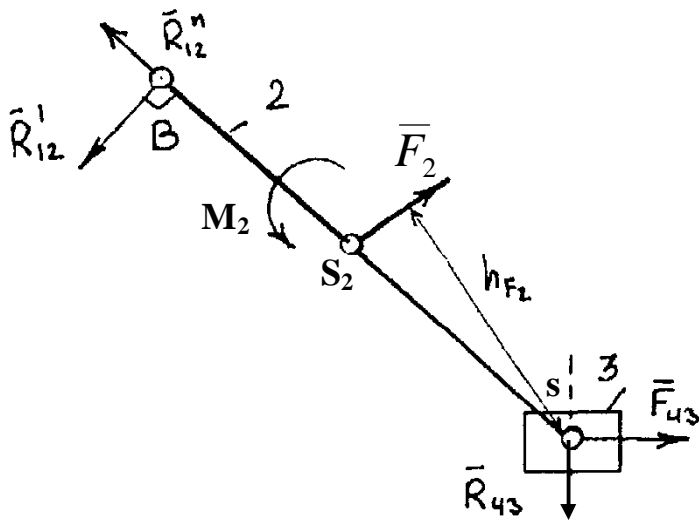
$$\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}, \quad \bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34} \quad (1.10)$$

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

$$\bar{F}_{43} + \bar{R}'_{43} + \bar{R}''_{43} = 0 \quad (1.10a)$$

Birinchi sinf 2-tartibli Assur guruhining 2-turi kinetostatik hisobi

Berilgan kinematik zanjirni μ_1 masshtabida chizib ta'sir qiluvchi barcha kuchlar qo'yiladi.



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

$R_{12}^n, R_{12}^t - R_{43}$ – noma'lum reaksiya kuchlari

1.9-rasm.

Assur guruhi uchun kuchlarning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

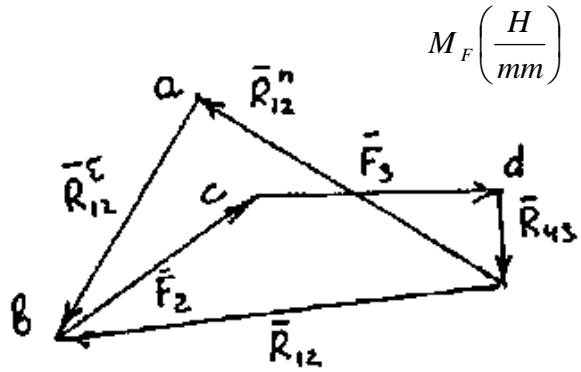
$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{43} = 0 \quad (1.11)$$

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

$$\sum_{i=1}^n M_C = R_{12}^t \cdot l_{BC} + M_2 + F_{u_2} h_{F_2} \mu_e = 0 \quad (1.12)$$

yoki
$$\bar{R}_{12}^t = \frac{-M_2 + F_2 h_{F_2} \mu_e}{l_{BC}} \quad (1.13)$$

Assur guruhi kuch ko'pburchagini quramiz (1.10-rasm). Buning uchun kuch rejasi masshtabini tanlaymiz.



1.10-rasm.

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

Rejadagi kesmalari hisoblanadi:

$$bc = \frac{F_{u_2}}{\mu_F}, \text{ mm} \quad cd = \frac{F_{u_3}}{\mu_F} \quad (1.14)$$

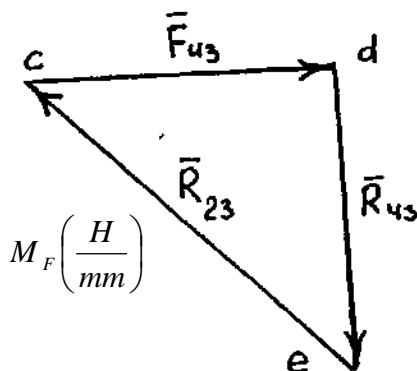
Kuch rejasidan:

$$\left. \begin{aligned} R_{12} &= \mu_F \cdot be \\ R_{43} &= \mu_F \cdot de \end{aligned} \right\} \quad (1.15)$$

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‘pburchaklarini qurib, R_{32} yoki R_{23} larni topishimiz mumkin. Aytaylik, sudralgich uchun muvozanat tenglamasi

$$\bar{R}_{23} + \bar{R}_{43} + \bar{F}_{u_3} = 0 \quad (1.16)$$

μ_F masshtabda kuch ko‘pburchagini quramiz (1.11-rasm).



1.11-rasm.

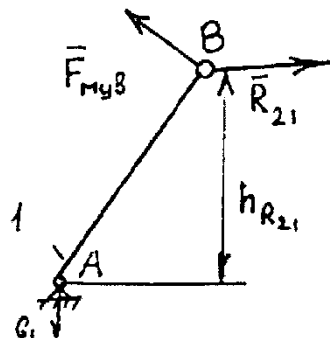
$$R_{23} = \mu_F \cdot ce$$

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.

Yyetaklovchi bo‘g‘inning (aylangichning) kinetostatik hisobi

Mashina va mexanizmlarda ko‘p hollarda yyetaklovchi 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.



1.4.-rasm

Barcha kuchlarning yo'nalishi bo'yicha aylangichga qo'yib (9.10-rasm) hisob bajariladi. Bunda R_{21} va G_1 – berilgan kuchlar, R_{41} , F_{muv} – noma'lum kuchlar.

Krivoshipning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum_{i=1}^n P_i = \bar{F}_{muv} \bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{41} = 0 \quad (1.17)$$

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

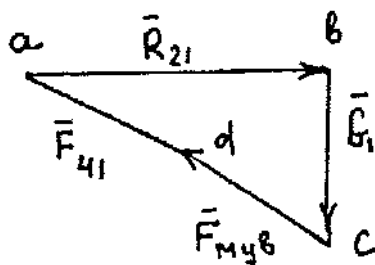
$$\sum_{i=1}^n M_A = -F_{muv} l_{AB} + R_{21} h_{21} \mu_e = 0 \quad (1.18)$$

Muvozanatlovchi kuchning qiymati topiladi:

$$F_{muv} = \frac{R_{21} h_{21} \mu_e}{l_{AB}}, \quad H \quad (1.19)$$

Tayanch aylangichga R_{41} reaksiya kuchini aniqlash uchun kuch ko'pburchagi quriladi (1.13-rasm). Kuch rejasi masshtabi tanlanadi.

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



$$R_{41} = \mu_F \, ad, \quad H$$

1.13-rasm.

Agarda chayqalgich o'zgaruvchan burchak tezlik bilan harakat qilsa, qo'shimcha inertiya kuchi momentini hisoblarda inobatga olish kerak bo'ladi. Shuningdek, yyetaklovchi bo'g'in ilgarilanma-qaytma harakat qilsa (sudralgich), muvozanat shartlari asosida sudralgich uchun quch ko'pburchagi quriladi va noma'lum kuchlarning qiymati hamda yo'nalishlari aniqlanadi.

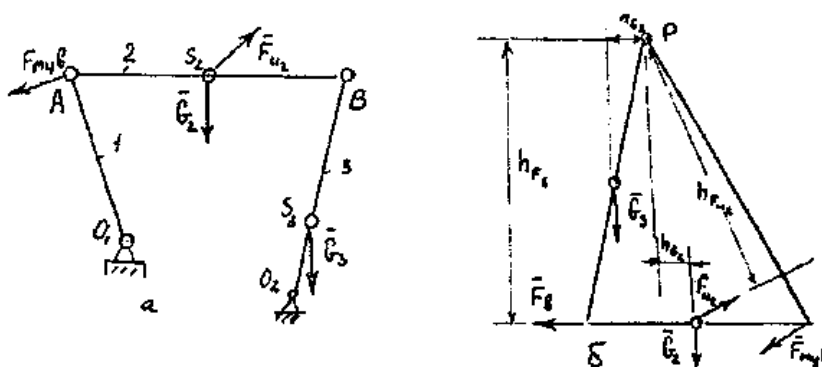
Yuqorida keltirilgan uslubda birinchi sinf uchinchi tartibli Assur guruhleri uchun ham kinetostatik hisoblar bajariladi.

1.4. N.E.Jukovskiy 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° burib, tuzilgan ixtiyoriy masshtabdagi tezliklar rejasini 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 1.14-rasmdagidek berilgan bo'lsin.



1.14-Shakl

Berilgan aylangich-chayqalgichli mexanizmni chizilgan holati uchun 90° ga burilgan tezliklar rejasini quramiz va nuqtalariga tegishli kuchlarni qo'yamiz (1.146-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:

$$\sum_{i=1}^n M_P = 0 \quad (1.20)$$

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

yoki

$$F_{muv} = \frac{-G_2 h_{G2} - F_{u2} h_{F2} - G_3 h_{G3} + F_b h_{Fb} - F_{u3} h_{F3}}{ab}, \quad H \quad (1.21)$$

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, yyetaklovchi bo'g'inga qo'yilgan muvozanatlovchi kuchlarni solishtirish mumkin, ularning farqi 5-10% dan oshmasligi tavsiya etiladi.

1.5. Mushtumchali mexanizmlarni kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini aniqlash

Mushtumchali mexanizmlarda *IV* va *V* sinf kinematik juftlar mavjud. Mushtumchani inertsia 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 (1.15a-rasm).

Bunda 3 chayqalgichning roligi 2 mushtumcha *I*-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, inertsia 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 yyerda rolikning inertsia 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 n normal chiziq bo'ylab yo'nalgan. 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:

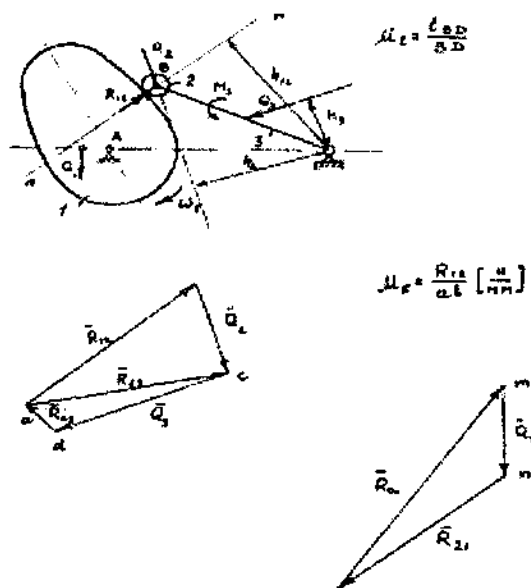
$$\sum_{i=1}^5 M_{Di} = -R_{12} \cdot h_{12} \mu_e + Q_2 h_2 \mu_e + Q_3 h_3 \mu_e + M_3 = 0 \quad (1.22)$$

ifodadan,
$$R_{12} = \frac{Q_2 h_2 \mu_e + Q_3 h_3 \mu_e + M_3}{\mu_e h_{12}} \quad (1.23)$$

Chayqalgich – rolik sistemasini kuch vektori tenglamasini tuzamiz:

$$\bar{R}_{12} + \bar{Q}_2 + \bar{Q}_3 + \bar{R}_{03} = 0 \quad (1.24)$$

Tuzilgan (9.26) ifoda asosida kuch ko'pburchagi quriladi va noma'lum \bar{R}_{03} aniqlanadi (9.15b-rasm):



1.15-rasm. Mushtumchali mexanizmning kinetostatik hisobi sxemasi.

Kuch ko'pburchagida (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:

$$R_{03} = da \cdot \mu_F(H) \quad (1.25)$$

Chayqalgichning rolikka nisbatan reaksiya kuchini rolikni muvozanat shartidan:

$$\bar{R}_{12} + \bar{Q}_{22} + \bar{R}_{32} = 0 \quad (1.26)$$

yoki chayqalgichni muvozanat shartini tuzib,

$$\bar{R}_{23} + \bar{R}_{03} + \bar{Q}_{33} = 0 \quad (1.27)$$

aniqlanadi.

Kuch ko'pburchagida (9.15b-rasm) adc orqali R_{23} topiladi:

$$R_{23} = as \cdot \mu_F \quad (1.28)$$

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

$$\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}, \quad \bar{R}_{01} + \bar{Q}_{11} + \bar{R}_{21} = 0 \quad (1.29)$$

Qurilgan kuch ko'pburchagi 9.15v-rasmda keltirilgan. Undan:

$$R_{01} = em \cdot \mu_F \quad (1.30)$$

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

1.6. Tishli g'ildirakli mexanizmlar kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash

Ikkita tishli uzatmani o'z ichiga olgan tishli g'ildirakli mexanizmning kinetostatik hisobini ko'rib chiqamiz (1.16-rasm).

Berilgan qarshilik kuchining M_3 momentini hisobga olib, 2-3 tishli juftlikdagi R_{23} reaksiya kuchini 3-bo'g'in uchun muvozanat tenglamasi tuzib aniqlanadi:

$$R_{2'3} = \frac{M_3}{r_3 \cos \alpha} = R_{32'} \quad (1.31)$$

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:

$$R_{12} = R_{32'} \cdot \frac{r_2'}{r_2} \quad (1.32)$$

Yyetaklovchi va yyetaklanuvchi bo'g'inlardagi M_1 va M_2 momentlar orasidagi bog'lanish aniqlanadi:

$$M_1 = R_{12} \cdot r_1 \cos \alpha \quad (1.33)$$

yoki

$$M_1 = R_{32'} \cdot \frac{r_2'}{r_2} \cdot r_1 \cos \alpha \quad (1.34)$$

(1.33.) ifodani inobatga olib:

$$M_1 = \frac{r_1}{r_3} \cdot \frac{r_2'}{r_2} M_3 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_2'}{r_3} M_3 = U_{21} \cdot U_{32} \cdot M_3 = U_{31} \cdot M_3 \quad (1.35)$$

U_{31} ta'rifidan;

$$U_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad M_1 \omega_1 = M_3 \omega_3, \quad (1.36)$$

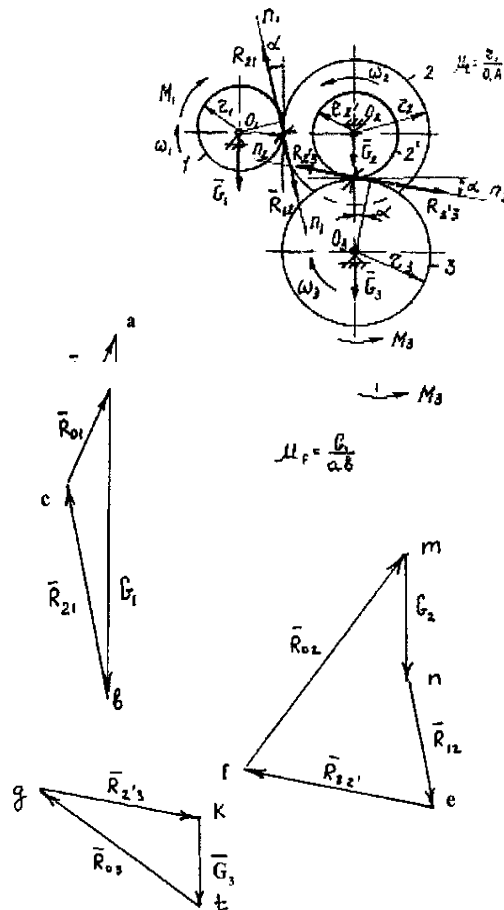
ya'ni quvvatlarning tengligi kelib chiqdi. Bunda yyetaklovchi tishli g'ildirakda yurgazuvchi moment M_1 yo'nalishi burchak tezlik ω_1 yo'nalishi bilan bir bo'lsa, yyetaklanuvchi tishli g'ildirak 3 dagi qarshilik momenti M_3 ni yo'nalishi burchak tezlik ω_3 bilan qarama-qarshi tomonga yo'nalgandir.

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:

$$\left. \begin{aligned} \bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} &= 0 \\ \bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{02} + \bar{R}_{32'} &= 0 \\ \bar{R}_{2'3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{03} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.37)$$

bu yyerda, $\bar{G}_1, \bar{G}_2, \bar{G}_3$ – 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.



1.16-rasm. Tishli g‘ildirakli mexanizmiing kinetostatik hisobi sxemasi.

1.16-rasmda har bir bo‘g‘in uchun tegishli kuch ko‘pburchaklari keltirilgan:

b – yyetaklovchi bo‘g‘in uchun:

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

$v - 2-2^1$ 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:

$$kt = \frac{G_3}{\mu_F}; \quad gk = \frac{R_{2'3}}{\mu_F}; \quad R_{03} = gt \cdot \mu_F(H).$$

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

$$\bar{R}_{21} = \bar{R}_{10}; \quad \bar{R}_{12} = \bar{R}_{20} + \bar{R}_{2'3} \text{ va } \bar{R}_{32'} = \bar{R}_{30} \quad (1.38)$$

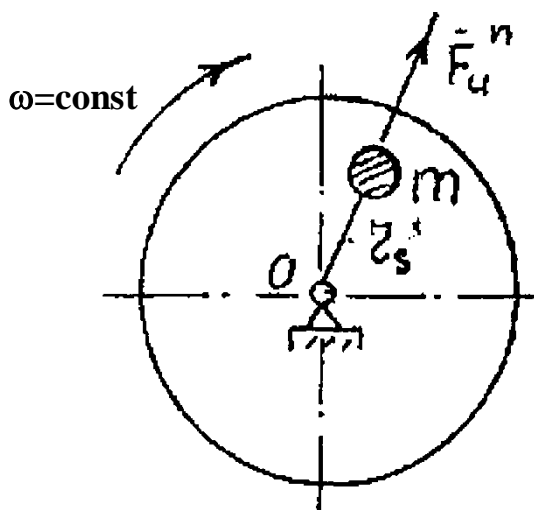
Ko'rsatilgan uslubda murakkab tishli mexanizmlarni kinetostatik hisobini amalga oshirish mumkin.

1.7. Aylanuvchi massalarni muvozanatlash

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 inertsia kuchi ham katta bo'ladi. Bunda inertsia kuchlari **dinamik kuchlar** deb ataladi, bu kuchlar mexanizm va mashinaning bir tekisdagi harakatini buzadi.

Misol: 1.17-rasmda muvozanatlanmagan massa ko'rsatilgan. Bunda $r_s = 0,001m$, $m = 10kg$, $\omega = 300 \frac{rad}{sek}$. Markazdan qochma kuch:

$F_u^n = ma_s^n = 10 \cdot 300^2 \cdot 0,001 = 900H$. Agar $\omega = 3000 \frac{rad}{sek}$ bo'lsa $F_u^n = 90000H$.

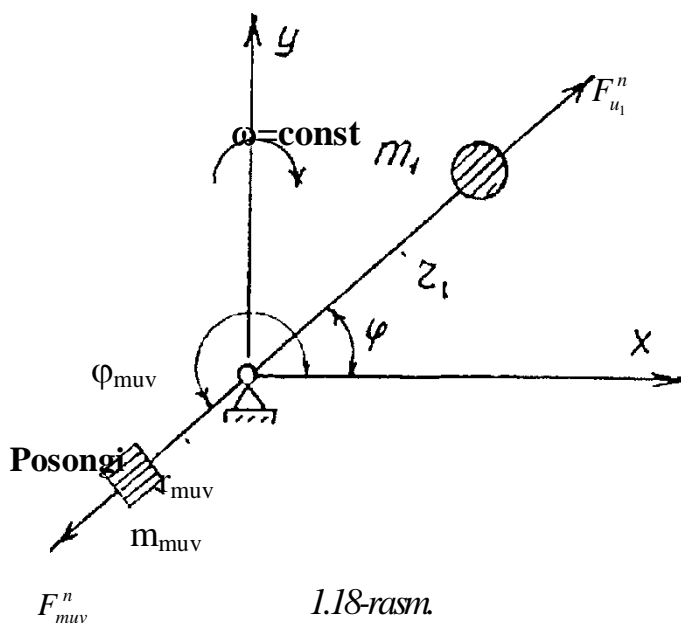


1.17-rasm.

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.

1.7.1. Bir massani muvozanatlash

1.18-rasmda aylanuvchi bo‘g‘inni aylanish o‘qiga nisbatan muvozanatlanmagan (r_1 masofada) massa t_1 ni muvozanatlash talab qilinsin.



1.18-rasm.

Chizmada: m_1 – aylanuvchi bo‘g‘in massasi; r_1 – aylanuvchi bo‘g‘in massasining joylashgan radiusi; φ_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 inertsiya kuchlari:

$$F_{u_1}^n = m_1 \omega^2 r, \quad F_{u_{muv}}^n = F_{u_1}^n \quad (1.39)$$

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

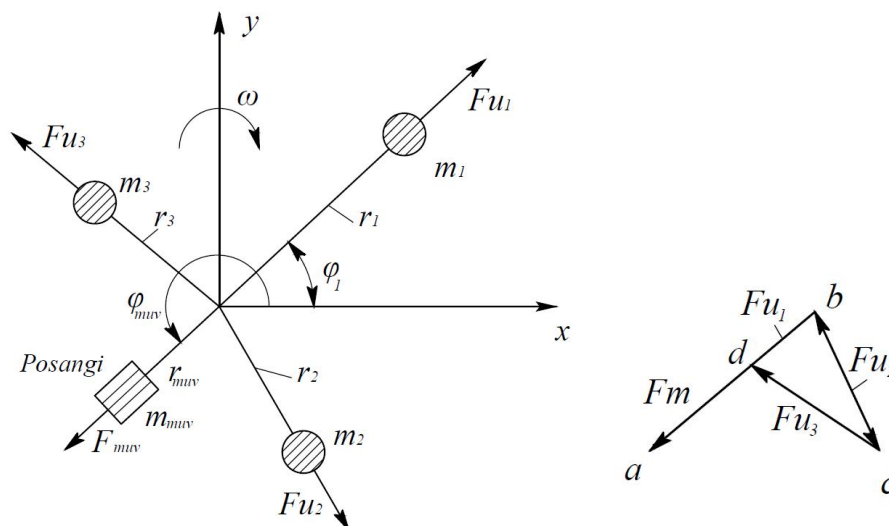
yoki $m_{muv} r_{muv} \omega^2 = m_1 \omega^2 r_1$, $m_{muv} r_{muv} = m_1 r_1$

Bu yyerda $m_{muv} = \frac{m_1 r_1}{r_{muv}}$ (r_{muv} tanlanadi)

yoki $r_{muv} = \frac{m_1 r_1}{m_{muv}}$ (m_{muv} tanlanadi)

1.7.2. Bir tekislikda joylashgan uchta massani muvozanatlash

Bir tekislikda joylashgan 3 ta massani muvozanatlash talab qilinsin. 9.19a-rasmda muvozanatlanmagan massalarning joylashish sxemasi keltirilgan. Aylanuvchi bo‘g‘inning tarkibiga kiruvchi barcha massalar m_1, m_2, m_3, m_{muv} ni hosil qilgan inertsiya kuchlarining yig‘indisi nolga teng bo‘lishi kerak.



1.19-shakl.

Muvozanatlash sharti:
$$\sum F_{u_i}^n = 0 \quad (1.40)$$

$$\bar{F}_{u_1}^n + \bar{F}_{u_2}^n + \bar{F}_{u_3}^n + \bar{F}_{u_M}^n = 0 \quad (1.41)$$

$$m_1 \omega^2 \cdot \bar{r}_1 + m_2 \omega^2 \cdot \bar{r}_2 + m_3 \omega^2 \cdot \bar{r}_3 + m_M \omega^2 \cdot \bar{r}_M \quad (1.42)$$

(1.41) tenglama bo‘yicha kuch rejasini quramiz (1.19 b-rasm).

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

yoki
$$F_{u_M}^n = m_M \omega^2 r_M \quad (1.43)$$

(1.43) 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 inertsiya kuchlari muvozanatlansa, bunday muvozanatlash **statik muvozanatlash** deb ataladi. Statik muvozanatlashda sistema massalari markazi aylanish o‘qidan surilgan bo‘ladi. Buni quyidagi ifodada ko‘rsa bo‘ladi:

$$r_s = \frac{m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_M \bar{r}_{muv}}{m_1 + m_2 + m_3 + m_{muv}} \quad (1.44)$$

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

1.7.3. Sistemalarni dinamik muvozanatlash

Dinamik muvozanatda aylanuvchi sistema massalarining to'la muvozanatda bo'lishi talab qilinadi. Buning uchun barcha inertsiya kuchlarining yig'indisi bilan birga, inertsiya 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:

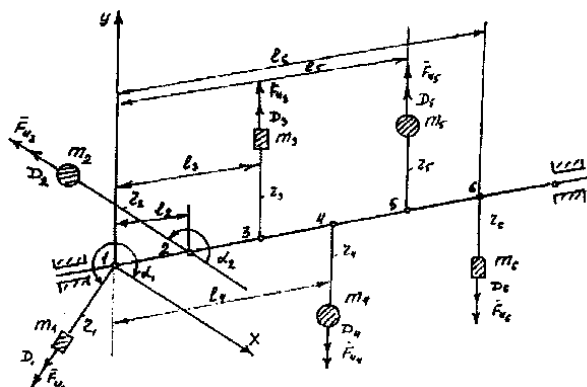
$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_{u_i} = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_{u_i} = 0 \quad (1.45)$$

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 (1.20-rasm): m_2, m_4, m_5 – yuklarning massalari; r_2, r_4, r_5 – joylashtirish radiuslari;

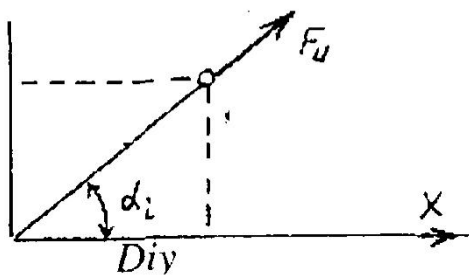
$\alpha_2, \alpha_4, \alpha_5$ – burchaklar, l_2, l_4, l_5 – yuklarning (massalarni) yelkalar.

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



1.20-rasm.

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:

$$D_{ix} = D_i \cos \alpha_i, \quad D_{iy} = D_i \sin \alpha_i$$

Pifagor teoremasi bo‘yicha

$$D_i = \sqrt{D_{ix}^2 + D_{iy}^2}, \quad \cos \alpha_i = \frac{D_{ix}}{D_i}, \quad \sin \alpha_i = \frac{D_{iy}}{D_i}$$

Masalani yechishga o‘tamiz.

1. Sistemani statik muvozanatlash. Sistema m massa bo‘yicha muvozanatlanadi. Statik muvozanatlash sharti:

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

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

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

$$\begin{aligned} D_{2_x} 1_2 + D_{3_x} 1_3 + D_{5_x} 1_5 + D_{6_x} 1_6 &= 0 \\ &\quad - D_{3_x} 1_6 \\ D_{2_y} 1_2 + D_{3_y} 1_3 + D_{5_y} 1_5 + D_{6_y} 1_6 &= 0 \rightarrow \\ &\quad D_{3_y} 1_6 \\ \rightarrow D_{3_x} &= \frac{-(D_{2_x} 1_2 + D_{4_x} 1_4 + D_{5_x} 1_5)}{1_3 - 1_6} = \frac{(D_{2_x} 1_2 + D_{4_x} 1_4 + D_{5_x} 1_5)}{1_6 - 1_5} \\ \rightarrow D_{34} &= \frac{(D_{2_y} 1_2 + D_{4_y} 1_4 + D_{5_y} 1_5)}{1_6 - 1_3} \end{aligned} \quad (1.46)$$

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.

1.8. Mexanizmlarning kinetostatik hisobi va muvozanatlash bo'yicha muammoli masalalar

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 1.21-rasmda ko'rsatilgan EBKMni kinetostatik hisobini bajarish talab qilinsin. 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:

$$\sum_{i=1}^n M_{B_i} = -R_{65} \cdot h_R + M_{u5} + P_{u5} \cdot h_u + G_5 \cdot h_G = 0 \quad (1.47)$$

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

Toshni kulisaga nisbatan (1.21b-rasm) reaksiya kuchi R_{45} ni aniqlash uchun kuch ko'pburchagini kulisa uchun M_F masshtabda quramiz. Buning uchun muvozanat sharti tenglamasidan foydalaniladi:

$$\sum_{i=1}^n \bar{P}_i = \bar{G}_5 + \bar{R}_{65} + \bar{P}_{45} + \bar{R}_{45} = 0 \quad (1.48)$$

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

Kuch ko'pburchagidan (1.21 v-rasm) R_{45} ni topamiz:

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

Toshni alohida muvozanat shartini (9.21d-rasm) quramiz:

$$\sum_{i=1}^3 \bar{P}_i = \bar{G}_4 + \bar{R}_{14} + \bar{R}_{54} = 0 \quad (1.49)$$

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

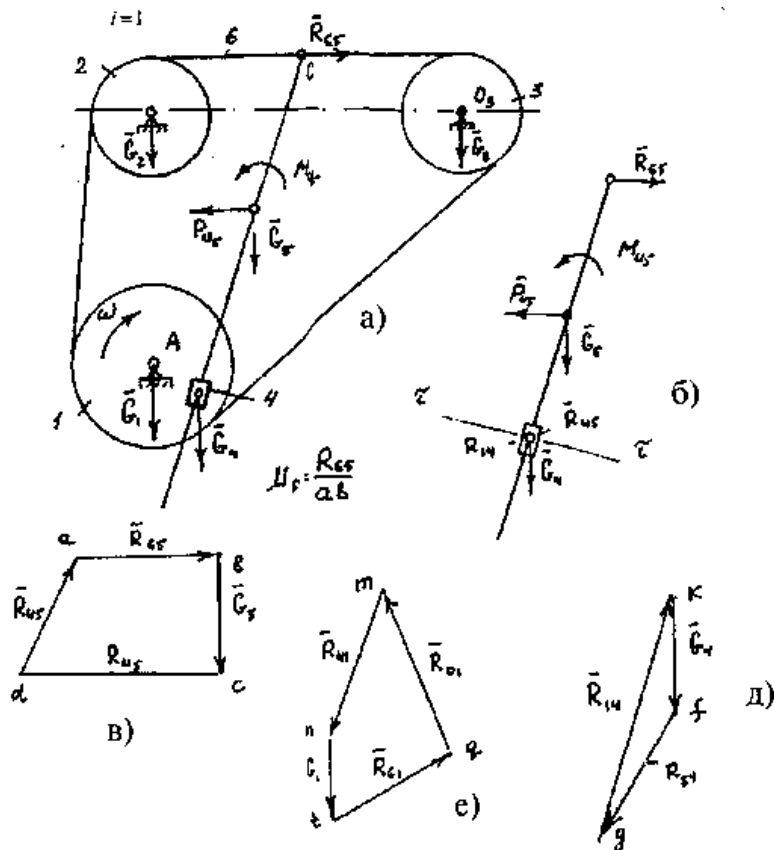
1, 2, 3 bo'g'inlarning kuchga hisobi o'zaro o'xshash, shuning uchun yyetaklovchi bo'g'inning hisobini keltiramiz. Dastlab egiluvchan bo'g'inning yyetaklovchi shki vga ta'siri R_{61} ni O_1 nuqtaga nisbatan barcha kuchlardan moment olib, muvozanat tenglamasini quramiz:

$$\sum_{i=1}^4 M_{01} = R_{41} \cdot h_R + R_{61} \cdot r_1 = 0 \quad (1.50)$$

$$\text{yoki } R_{61} = \frac{R_{41} h_R}{r_1}$$

Yyetaklovchi shki vga ta'sir qiluvchi kuchlar ko'pburchagini (1.21 e-rasm)

$$\text{quramiz: } \sum_{i=1}^4 \bar{P}_i = \bar{R}_{01} + \bar{R}_{61} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{41} = 0 \quad (1.51)$$



1.21-rasm. EBKM kipeostatik hisobi.

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 shkiiv 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.

1.9. «Mexanizmlarni kuchga hisoblash va muvozanatlash» bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar

1. Mexanizmlar dinamikasi bo'yicha vazifalarni izohlab bering.
2. Mashinaning sxematik agregati dinamik modelini tushuntirib bering.
3. Mashinaga ta'sir qiluvchi kuchlarni tushushirib bering.
4. Statik aniqlik sharti deb nimaga aytiladi?
5. Kinetostatik hisob uslubini tushuntirib bering.

6. I sinf 2-tartibli Assur guruhlarini kinetostatik hisobini tushuntirib bering.
7. Yyetaklovchi bo'g'in kinetostatik hisobi qanday amalga oshiriladi?
8. N.E.Jukovskiyning qattiq richag usulini izohlab bering.
9. Mushtumchali mexanizmlarni kinetostatik hisobi qanday bajariladi?
2. Tishli g'ildirakli mexanizmlar kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari qanday aniqlanadi?
3. Statik muvozanatlash qanday amalga oshiriladi?
4. Dinamik muvozanatlashni izohlab bering, misol keltiring.

2-BOB. MEXANIZM VA MASHINALARDA ISHQALANISH VA YEYILISH

Mashina va mexanizmlarning ishlash jarayonida yuritgichlar tomonidan sarf bo‘ladigan mexaniq 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.

2.1. 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 mexaniq 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

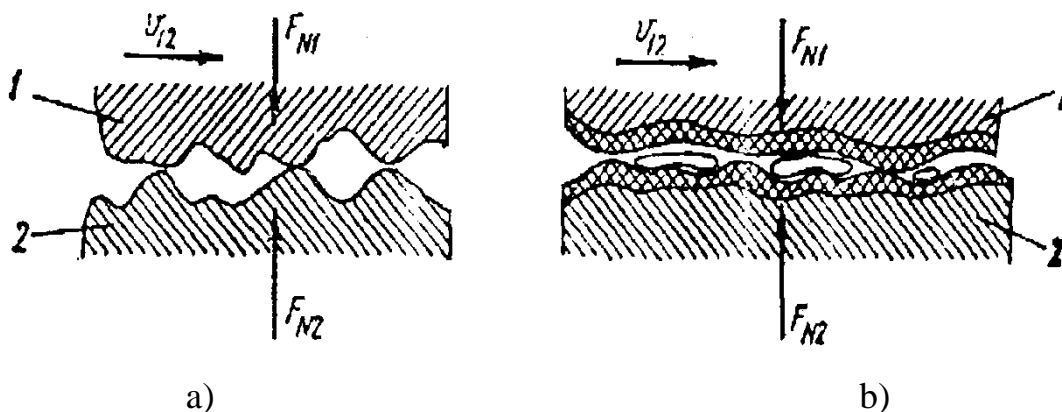
moylovchi materialni surtish **moylash** deb ataladi; moylovchi material ta'sirida ikki yuza orasidagi ishqalanish kuchining va (yoki) yeyilish tezligining kamayishi **moylanish** deyiladi.

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

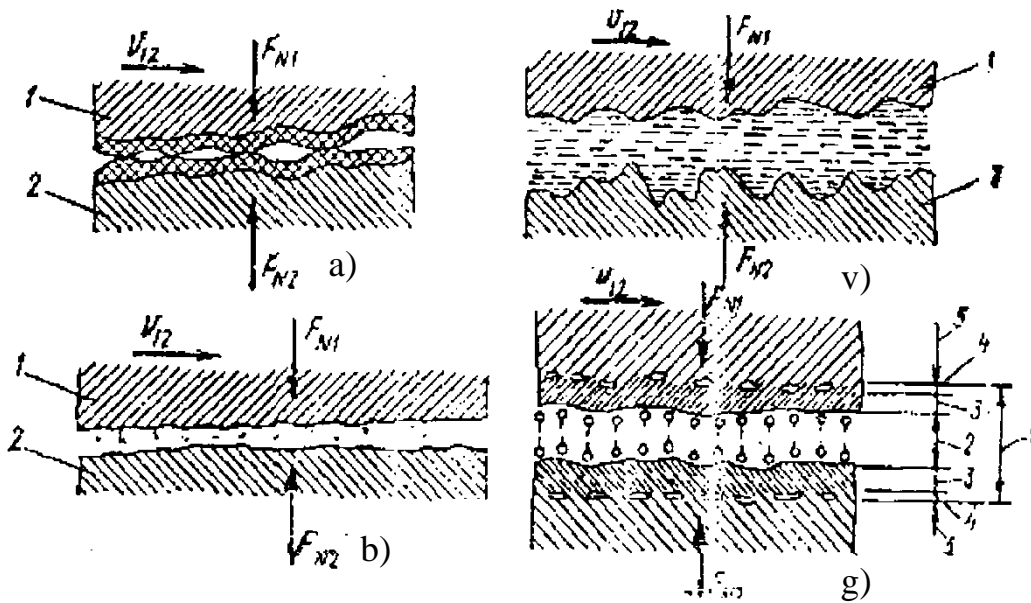
Moylovchi materialsiz ishqalanish deb, qattiq jismlar *1* va *2* ishqalanuvchi yuzalari orasida hech qanday moylovchi modda bo'lmagandagi ishqalanishga aytiladi (2.1a-rasm.)

1 va *2* qattiq jismlarni ishqalanish yuzalarida moylovchi material bo'lgandagi ishqalanish moylovchi material bilan ishqalanish, deb ataladi (2.1b-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 (2.2a-rasm.); **suyuq moy bilan moylash**, bunda detallar *1* va *2* ning ishqalanuvchi yuzalari ular orasiga kiritilgan suyuq moylovchi material tufayli bir-biridan ajralib turadi (2.2g, v-rasm); **gazsimon moy bilan moylash** — bunda detallar *1* va *2* orasiga kiritilgan gazsimon moylovchi material ularning yuzalarini bir-biridan ajratib turadi (2.2 b-rasm); **yarim suyuq moy bilan moylash**, bunda detallar qisman suyuq moy bilan moylanadi (2.2g-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 (2.2 g-rasm). Oraliq qatlam *1* friksion juftlikning asosiy materiallari 5 orasidagi uchinchi jism hisoblanadi.



2.1-rasm.



2. 2-rasm.

U shimilgan (adsorblangan) qatlam 2 dan, oksidlar yoki boshqa ximiyaviy 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 xoslariga hamda ishqalanishda ishtirok etuvchi materiallar zo'riqishining o'z-o'zidan kamayishiga, ularning eyiluvchanligiga, 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.

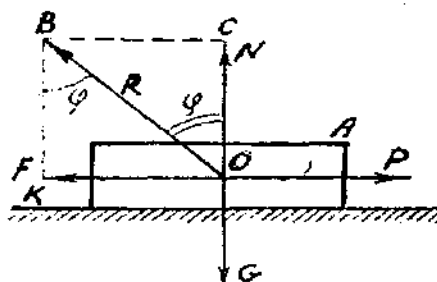
Bunday mikrosiljishlar to'la siljishga qaraganda ancha kam, ya'ni $0,1 \dots 1,0$ mkm bo'lib, ayrim hollarda qaytmas bo'lishi ham mumkin. Chekli qiymatidan oz bo'lsa-da, oshib kyetishi harakat vujudga kelishiga sabab bo'ladigan holatdagi ishqalanish kuchi **tinch holatdagi eng katta ishqalanish kuchi**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

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 mexaniq ilashish, molekulyar tortilish, payvandlanish, qirqilish va botib kirish nazariyalari ishqalanishning eng ko'p tarqalgan molekular-mexaniq nazariyasida anchagina rivojlantirildi. Ushbu nazariyaga ko'ra ishqalanish jarayoni jismlarning ajralish chegarasidagina emas, balki fizik-mexaniq xossalari jism hajmdagi materiallar xossalariidan 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 ishqalanishida $0,8 \dots 6,0$ ga; oksidlangan yuzalarining ishqalanishida $0,4 \dots 0,8$ ga; yuzada monomolekulyar moy qatlami bo'lgandagi chegaraviy ishqalanishda $0,2 \dots 0,6$ ga; qutbiy molekulalarning multimolekular qatlami bo'lgandagi chegaraviy ishqalanishda $0,1 \dots 0,4$ ga; qutbiy bo'lmagan molekulalar qatlami bo'lgandagi gidrodinamik ishqalanishda $0,008 \dots 0,02$ ga; suyuq-kristall hajmiy faza bo'lgandagi gidrodinamik ishqalanishda $0,0001 \dots 0,001$ ga teng.

2.2. Ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish. ishqalanish burchagi va konusi

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.



2.3-rasm. R – to‘la reaksiya; φ – ishqalanish burchagi.

G og‘irlikdagi A jism tekislik ustida turibdi (2.3-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 F qarshilik, ya’ni ishqalanish kuchi vujudga keladi. F bilan N kuchlarni geometrik qo‘shib quyidagini hosil qilamiz:

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F} \quad (2.1)$$

bu yyerda, \bar{R} to‘la reaksiya, ΔOBK dan quyidagi tenglamani chiqaramiz.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\overline{OK}}{\overline{KB}} = \frac{F}{N} \quad (2.2)$$

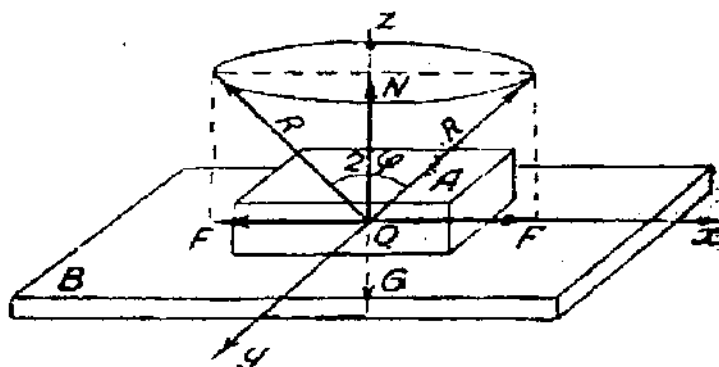
(2.2.) formuladagi $\frac{F}{N} = f$ – ishqalanish koeffitsiyenti; f ni hisobga olib quyidagini

yozamiz:

$$\operatorname{tg} \varphi = f \quad (2.3)$$

(2.3) formuladagi φ burchak **ishqalanish burchagi**, deb ataladi. 2.4-rasmda A bo‘g‘in B tekislik ustida turibdi. Tekislik ustidagi bo‘g‘inning og‘irliqi 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. Mulohazani shu yo‘sinda davom ettirib, A bo‘g‘inni 360° bo‘ylab sirg‘antirsak, to‘la reaksiya (R) fazoda Z o‘qi atrofida aylanib, yasovchisi R bo‘lgan konus chizadi (2.4-rasm). Bu konus **ishqalanish konusi** deb ataladi.



2.4-rasm. Ishqalanish konusi.

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 asboblarning 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.

Xo‘sh, ishqalanishning o‘zi nima? U qanday sodir bo‘ladi? Agar biz eng yaxshi silliqlangan yuzalarni kattalashtiruvchi asbob orqali qarash, 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.

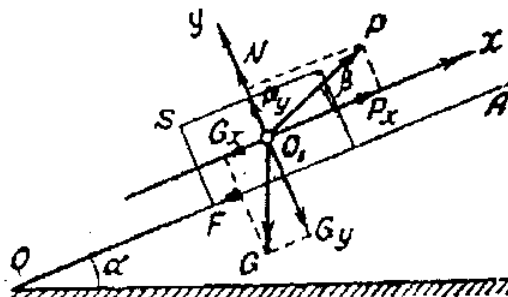
Shunday qilib, ishqalanish kuchi, ya’ni harakatga ko‘rsatilgan qarshilik ana shu g‘adir-budurliklardan kelib chiqar ekan. Kinematik juft bo‘g‘inning nisbiy harakati vaqtida elementlardagi g‘adir-budurliklar orasidagi reaksiya kuchlari ikkiga: normal kuchlar bilan tangensial kuchlarga ajratiladi. Bulardan 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-mexaniq 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 kyetishiga 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.

2.3. Qiya tekislikdagi ishqalanish

Ilgarilanma harakatda bo'lgan kinematik juftdagi ishqalanishning umumiy holini tekshirib ko'ramiz (2.5-rasm).



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

Horizontaal OB tekislikka α burchak hosil qilgan qiya OA tekislikda og'irligi G bo'lgan S bo'g'in turibdi. OA tekislikka β 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'zgarimas 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:

$$\begin{aligned} \sum x &= P \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha - F = 0 \\ \sum y &= P \cdot \sin \beta - G \cdot \cos \alpha + N = 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

(2.4) tenglamalardan:

$$\begin{aligned} F &= P \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha \\ N &= G \cdot \cos \alpha - P \cdot \sin \beta \end{aligned} \quad (2.5)$$

kelib chiqadi.

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

$$P \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha = f(G \cdot \cos \alpha - P \cdot \sin \beta) \quad (2.6)$$

$f = \operatorname{tg} \phi = \frac{\sin \phi}{\cos \phi}$ ekanligini e'tiborga olib, (2.6) tenglamani P ga nisbatan

yechib, quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$P = G \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varphi - \beta)} \quad (2.7)$$

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

$$f_k = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varphi - \beta)}$$

qiya tekislikning umumiy vaziyati uchun **keltirilgan ishqalanish**

koefitsiyenti deb ataladi.

(2.7) 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 (2.7) formula quyidagi ko'rinishni oladi:

$$P = G \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \quad (2.8)$$

2. Agarda $\alpha=0$, $\beta \neq 0$. Bunday vaziyat uchun (2.7) formula quyidagi ko'rinishni oladi:

$$P = G \frac{\sin \varphi}{\cos(\varphi - \beta)} \quad (2.9)$$

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

$$P = G \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varphi + \beta)} > P \quad (2.10)$$

4. Xususiy xol $\alpha=0$, $\beta=0$. Bunday vaziyat uchun (2.7) formula quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$P = G \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = f \cdot G \quad (2.11)$$

5. Agar bo'g'in yuqoriga emas, aksincha, pastga tomon harakatlansa, bunday vaziyat uchun f va φ oldidagi belgi ham manfiy bo'ladi va (2.7) formula quyidagicha yoziladi:

$$P = G \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varphi + \beta)} \quad (2.12)$$

6. $\beta=0$ bo'lsa, (2.4.) quyidagi ko'rinishni oladi:

$$P = G \cdot \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} > P \quad (2.13)$$

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 qolmaydi. Agar $\alpha < \varphi$ 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.

2.4. Sirg'anish podshipniklaridagi ishqalanish

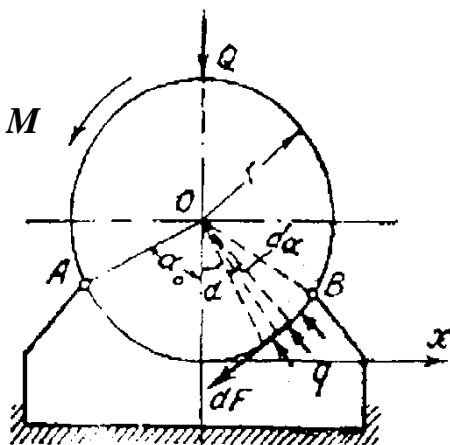
Aylanma kinematik juft hosil qilgan sirg'anish podshipniklaridagi ishqalanish bilan tanishib o'tamiz. Har qanday mashina yoki mexanizmda **stapfa** va **podshipnik** bo'ladi. Podshipnikda aylanuvchi valning bir qismi **stapfa** deb ataladi. Agar stapfa valning oxirida bo'lsa, bunday stapfa **ship** deb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

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

AV – kinematik juft elementlari bo'lsin (2.6-rasm). Stapfa bilan podshipnik elementlaridan elementar yuza (ds) ajratamiz.

$$ds = lr d\alpha \quad (2.14)$$

bunda, l – stapfanning uzunligi.



2.6-rasm. Podshipnik va stapfa.

Stapfanning eelementar yuzasiga to'g'ri keladigan reaksiyani quyidagicha topamiz:

$$dM = qds = q \cdot r \cdot l' \cdot d\alpha \quad (2.15)$$

Stapfanning muvozanat₀shartidan quyidagini olamiz:

$$\sum_{i=1}^n Y = -Q + \int_{-a^0}^{+a^0} q \cdot r \cdot l \cdot \cos a \cdot da = 0 \quad (2.16)$$

(2.16.) ni integrallasak, quyidagi kelib chiqadi:

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

bundan,

$$q = \frac{Q}{2r \cdot l \cdot \sin \alpha_0} \quad (2.17)$$

Stapfa podshipnikda soat stryelkasi 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 (2.17) 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:

$$M_F = f \cdot Q \cdot r \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \quad (2.18)$$

Ishqalanish kuchini (yoki momentini) yengish uchun ketgan sekundlik ishni topamiz: $N_F = M_F \cdot \omega = f \cdot Q \cdot v \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0}$ (2.19)

Ko'pchilik stapfa va podshipniklar uchun

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

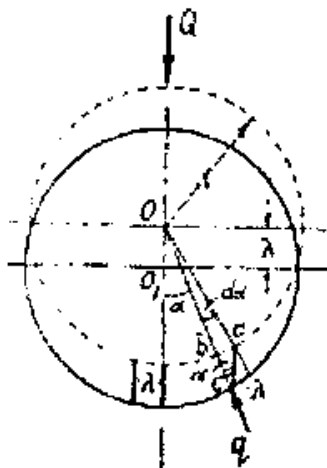
$$N_F = \frac{\pi}{2} f \cdot Q \cdot v \quad (2.20)$$

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

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

$$N_F = f_k \cdot \frac{Qv}{75} \cong f_k \cdot \frac{Q \cdot r \cdot n}{716 \cdot 8} \quad (2.21)$$

Ikkinchi gipoteza. Bu gipotezaga ko'ra stapfa absolut bikr deb qaraladi va podshipnik (2 kuch ta'sir chizig'ining yo'nalishi tomon qo'yiladi. Podshipnikning vertikal bo'ylab yeyilishi o'zgarimas kattalik ($\lambda = ac = const$) deb qaraladi (2.7.-rasm).



2.7.-rasm. Stapfa va podshipnik.

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

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

bu yyerda, 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 $\frac{\lambda}{k} = const$ bo‘ladi; uni ψ orqali belgilaymiz:

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

ψ 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:

$$q = \psi \cos \alpha = \frac{2Q}{\pi r l} \cos \alpha \quad (2.22)$$

Elementar yuzaga tushadigan bosimni topamiz:

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

Elementar ishqalanish kuchi:

$$dF = f \cdot dN$$

bo‘ladi.

Bir sekunda 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 sekunda bajargan ishini topamiz.

$$N_F = \int_{\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} f \cdot vq \cdot r l d\alpha = \int_{\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} f v \cdot \frac{2Q}{\pi r l} \cdot r l \cdot \cos \alpha d\alpha = \left(\frac{4}{\pi} f \right) \cdot Qv$$

yoki

$$N_F = f_k \cdot v \cdot Q \quad (2.23)$$

bu yyerda, $f_k = \frac{4}{\pi} f$ – stapfaning keltirilgan ishqalanish koeffitsiyenti.

Ot kuchi hisobida ifodalanadigan quvvat quyidagicha bo‘ladi:

$$N_F = f_k \frac{Qv}{75} = f_k \frac{Q \cdot r \cdot n}{716,8} \quad (2.24)$$

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 stapfalar uchun, ikkinchisi esa eskirgan – ishlatilgan stapfalar uchun qabul qilingan. Bu yyerda 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.

2.5. Ishqalanish doirasi

Stapfa 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 (2.8-rasm).

Bunday vaziyat uchun to‘la reaksiya quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\bar{R} = \bar{F} + \bar{N}$$

uning skalar qiymati esa:

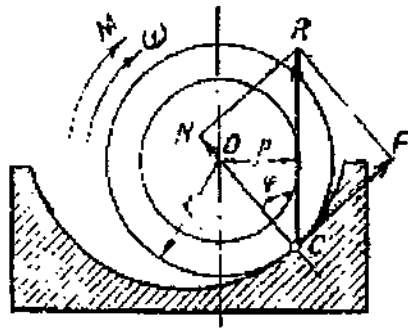
$$R = \sqrt{F^2 + N^2} = N \sqrt{1 + f^2} = \frac{N}{\cos \varphi}$$

bo'ladi. Bu yyerda, $f = tg\varphi$; N – normal reaksiya; bu reaksiya kontakt nuqtasining egrilik radiusi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi, shuning uchun y stapfanning markazidan o'tishi kerak 2.8.-rasmdan quyidagini hosil qilamiz:

$$\rho = r \cdot \sin\varphi \quad (2.25)$$

Ishqalanish kuchining momenti quyidagicha topiladi:

$$M_F = F \cdot r = R_1 \rho \quad [kgm] \quad (2.26)$$



2.8-rasm. Ishqalanish doirasi va uning radiusi (r).

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

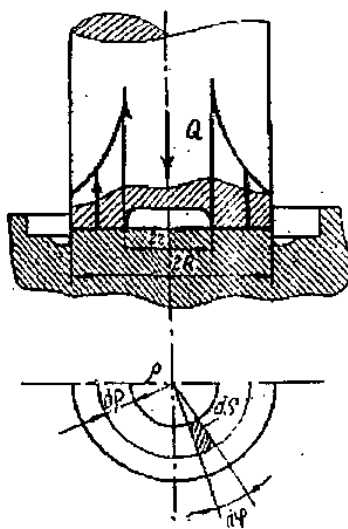
Ishqalanish darajasi qator mexanizmlarni o'lik holatlarini aniqlash uchun keng qo'llaniladi. Mexanizmlarni o'lik holatlari, ularni eng chetki vaziyatlari bo'lib, o'zini o'zi to'xtatish shartida bo'ladi. Bunda mexanizmni yurituvchi kuchlari harakatga keltira olmaydi. Agarda mexanizmga yurituvchi kuch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

yurituvchi kuchni yoki momentni tegishli bo'g'inga qo'yish kerak bo'ladi. Masalan, aylangich-sudralgichli mexanizmda 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.

2.6. 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.



2.9 – rasm

2.9-rasm tovon va tovontagi vertikal va gorizontaal proyeksiyalarda sxematik ravishda tasvir etilgan. Rasmda element – tovon halqa rasmida olingan. Biz bu yyerda valga ta'sir ettirilgan Q kuch ta'sirida kinematik juft elementlariga barobar o'zgarmas 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:

$$q = \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} = \text{const} \quad (2.27)$$

bu yyerda, 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:

$$dN = q \cdot ds \quad (2.28)$$

Ishqalanish kuchi esa:

$$dF = f \cdot dN = f \cdot q \cdot ds \quad (2.29)$$

bu yyerda, 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:

$$dM_F = dF \cdot \rho = f \cdot q \cdot ds \cdot \rho \quad (2.30)$$

ds yuzachani topamiz.

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

q va ds ning qiymatlarini (2.30) ga qo‘yamiz va uni integrallab quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} M_F &= \int dM_F = \int f \cdot q ds \cdot \rho = \int_{\rho=r}^{\rho=R} \int_{\varphi=0}^{2\pi} f \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} \cdot \rho^2 d\rho \cdot d\varphi = \\ &= \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} \cdot \frac{1}{3} \rho^3 \Big|_r^R \cdot \varphi \Big|_0^{2\pi} = \frac{2}{3} \cdot fQ \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \end{aligned}$$

$$M_F = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \cdot Q \quad (2.31)$$

Agar tovon yuzasi halqasimon bo‘lmay, yaxlit bo‘lsa, u holda $r=0$ bo‘ladi.

Bunday holat uchun (2.31) formulaning ko‘rinishi quyidagicha bo‘ladi:

$$M_F = \frac{2}{3} R \cdot f \cdot Q \quad (2.32)$$

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

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

Ishqalanishni yo‘qotish uchun ketgan quvvat quyidagicha topiladi:

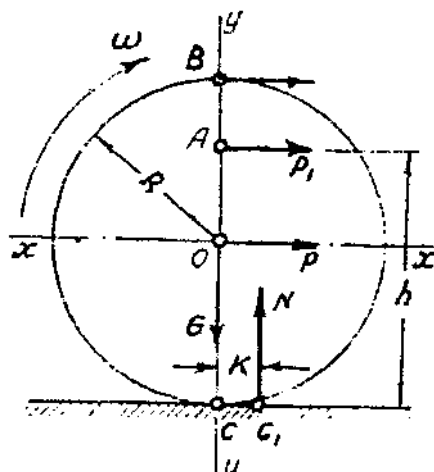
$$N_F = \omega \cdot M_F = \frac{\pi n}{30} \cdot M_F$$

yoki

$$N_F = \frac{M_F \cdot \omega}{75} = \frac{M_F \cdot n}{716} \quad (2.33)$$

2.7. OLIY KINEMATIK JUFTLARDAGI 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 (2.10-rasm). Masalani ravshanroq tushuntirish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz. Umuman, tabiatda absolut qattiq jism bo‘lmagani uchun shar bilan tekislikni quyidagicha talqin qilish mumkin:



2.10-rasm. Tekislik ustidagi shar.

1. Tekislik ustida turgan shar absolut qattiq, tekislik esa bo'shq 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).

2.10-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 stryelkasi 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 yyerda, $M = P \cdot R$ – harakatlantiruvchi kuchning momenti;

$$MG = k \cdot G - \text{qarshilik kuchining momenti } (N-G) \text{ } M \text{ o'rniga } PR \text{ ni, } MG$$

o‘rniga esa $K \cdot G$ ni olamiz.

$$\text{Unda: } PR = k \cdot G \quad P = \frac{k}{R} \cdot G \quad (2.34)$$

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

(2.34) 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.

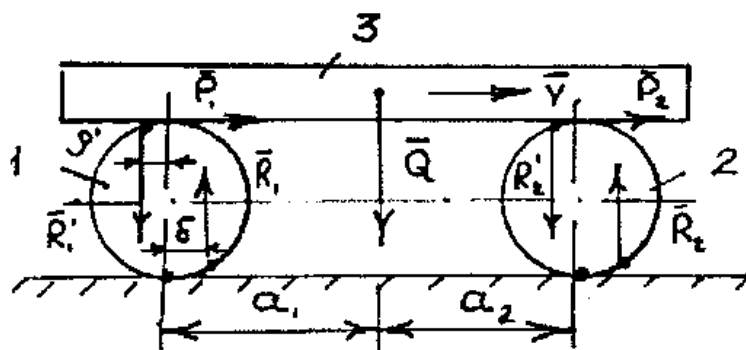
2.10-rasmdagi harakatlantiruvchi kuchning C nuqtaga nisbatan yelkasini o‘zgartirib, (2.34) formulani quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$P_1 = \frac{k}{h} \cdot G \quad (2.35) \quad P_2 = \frac{k}{2R} \cdot G \quad (2.36)$$

(2.34), (2.35), (2.36) 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.

2.8. 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 siljiriladagan yuk dumalovchi 1 va 2 g‘ildiraklar ustiga qo‘yilgan platforma 3 da joylashishi mumkin (2.11-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.



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

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

$$R_1' = Q_1 = Q \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad (2.37)$$

$$R_2' = Q_2 = Q \frac{a_1}{a_1 + a_2} \quad (2.38)$$

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

$$R_1 = Q \frac{a_2}{a_1 + a_2} + Q_1'; \quad R_2 = Q \frac{a_1}{a_1 + a_2} + Q_2' \quad (2.39)$$

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

$$P_1 d = R_1 k + Q_1 k' \quad \text{va} \quad P_2 d = R_2 k + Q_2 k' \quad (2.40)$$

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

$$P = P_1 + P_2 = \frac{Q}{d} (k + k') + (Q_1' + Q_2') \frac{k}{d} \quad (2.41)$$

Agarda $Q_1' = Q_2' = Q'$ bo'lsa:

$$P = \frac{Q}{d} (k + k') + \frac{k}{r} Q' \quad (2.42)$$

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

$$P = \frac{Q}{d}(k + k') \quad (2.43)$$

(2.42) 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:

$$P' = fQ \text{ yoki } \frac{k + k'}{d} < f \quad (2.44)$$

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

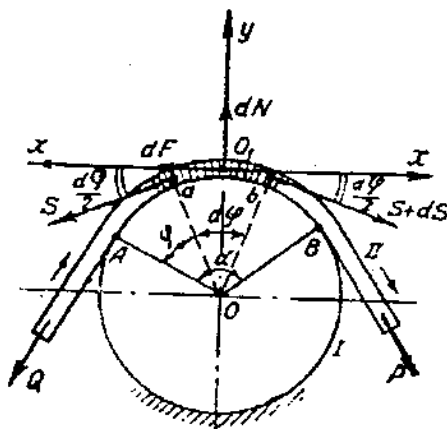
(2.44) tenglamasidan g‘ildiraklar diametrini aniqlash mumkin:

$$d > \frac{k + k'}{f} \quad (2.45)$$

(2.45) dan g‘ildiraklar diametri topiladi.

2.9. Egiluvchan bo‘g‘inlardagi ishqalanish

Egiluvchi bo‘g‘inlardagi ishqalanish va harakatni tekshiramiz (2.12-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.



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

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_I nuqtada olamiz. Elementar tasmaga ta'sir etuvchi kuchlarni x va y o'qlariga proyeksiyalab, quyidagi muvozanat tenglamalarni hosil qilamiz:

$$\sum X = -dF - s \cdot \cos \frac{d\varphi}{2} + (s + ds) \cos \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (2.46)$$

$$\sum Y = dN - s \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} - (s + ds) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (2.47)$$

Birinchi (2.37) 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:

$$dN = s \cdot d\varphi \quad (2.48)$$

Kulon-Amonton qonuniga binoan, quyidagi tenglamani yozamiz:

$$dF = f \cdot dN = fs \cdot d\varphi \quad (2.49)$$

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

$$ds = f \cdot s \cdot d\varphi \quad (2.50)$$

yoki
$$\frac{ds}{s} = f d\varphi \quad (2.51)$$

bu tenglamani integrallaymiz:

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

bu aniq integrallarni quyidagicha chiqaramiz:

$$\ln S \Big|_Q^P = f\alpha = \ln e^{f\alpha} \quad \text{yoki} \quad P = Q \cdot e^{f\alpha} \quad (2.52)$$

kelib chiqadi, bu tenglamalardagi f – tasma bilan silindr (shkiv) orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti; $a = \angle AOB$ o‘ralish burchagi; $e = 2,718$. Ushbu (2.52) ifoda L. Eyler formulasi deb ataladi.

2.10. Mexanizmlarning kinematik juftlarini elementlaridagi yeyilish

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 konstrukstion 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.

2.10.1. Kinematik juft elementlari yeyilishining turlari

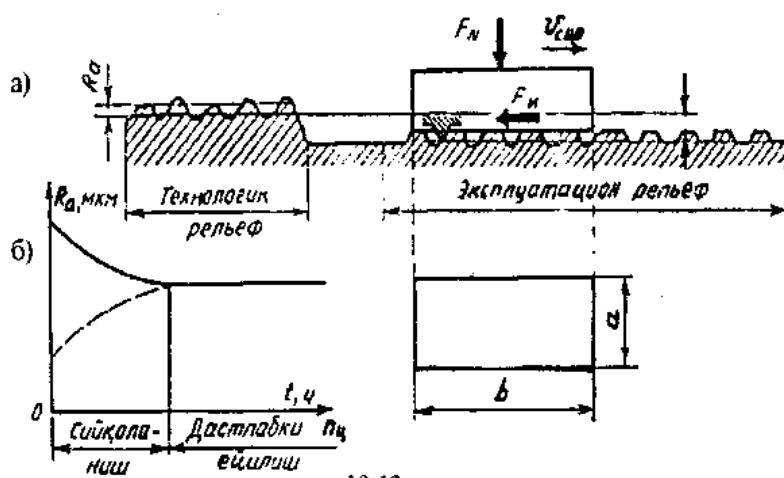
va uni baholash usullari

Yeyilish turlari. 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: mexaniq yeyilish – mexaniq ta‘sir oqibati; korroziya-mexaniq yeyilish – mexaniq ta‘sir muhit bilan bo‘ladigan o‘zaro kimyoviy yoki elektr ta‘siri bilan birgalikda sodir bo‘ladi; abraziv yeyilish – erkin yoki mustahkamlangan holatdagi qattiq zarrachalarning qirquvchi yoki tirnovchi ta‘siri natijasi; eroziya 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 yulnib, 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 mikroqirqilishdagi yeyilishlar).



2.13-rasm.

Yeyilishning fizik nusxasi (modeli) bunday: mikronotekislik sirpanayotganda uning ro‘parasida deformatsiyalanuvchi materialning do‘ngligi (valik) yuzaga keladi, u siquvchi kuchlar ta’sirida bo‘ladi (2.13 a-rasm). Ishqalanish kuchlari natijasida mikronotekslik 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.

Yeyilish boeqlari 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) ekspluatatsion mikrorel'efga aylanadi (2.13b-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 ekspluatatsion yuzaga (2.1b-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.

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** dyeyiladi.

Yeyilish materialning emirilgan qismining qalinligi d ga ko'ra yoki uning

massasiga ko'ra baholanadi.

Yeyilish tezligi vaqt birligi ichida yeyilish kattaligi bilan aniqlanadi:

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

bunda, k – yeyilish koeffitsiyenti ($r=v_{cup}=1$ bo'lganda son jihatidan γ 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, mikroqir qilish) bog'liq bo'lgan daraja ko'rsatkichi, uning qiymati 1 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

$$\gamma = d\delta / dt = kp v_{cup} \quad (2.53)$$

(2.53) 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 proporsional deb taqriban hisoblash mumkin:

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{k}{abf} F_N f v_{cup} = c F_u v_{cup} = c P_u \quad (2.54)$$

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

Umumiy holda ishqalanuvchi yuzaning har xil nuqtalarida nisbiy bosim r turlicha bo'ladi, biroq (2.53) tenglamaning bunday izohini markazi ishqalanuvchi yuzaning berilgan nuqtasida bo'lgan istalgan elementlar maydoncha uchun tatbiq qilish mumkin.

Yeyilish jadalligi deb, ishqalanish yo'li birligiga to'g'ri keladigan yeyilishga aytiladi; $\gamma_\sigma=d\delta/ds$, bunda, s – nisbiy siljish yoki ishqalanish yo'li. Binobarin,

$$\gamma = \frac{d\delta}{ds} \frac{ds}{dt} = \gamma_s v_{cup} \quad (2.55)$$

γ va γ_s ning qiymatlari odatda p va v_{cup} ning o'rtacha, qiymatlariga ko'ra tajriba yo'li bilan aniqlanadi, so'ngra (2.53) formuladan yeyilish koeffitsiyenti hisoblab topiladi. Masalan, namunalar ishlatishning o'rtacha tartiblarida ($r_{o'r}=16 \cdot 10^5$ Pa, $(v_{cup})_{o'r}=2m/s$) sinab ko'rilganda $t_{ish}=100$ soat ish vaqti ichida o'rtacha yeyilish $\delta=2$ mkm ni tashkil qildi, binobarin, (2.53) formulaga ko'ra

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

Manbalarda γ va γ_s lar bo'yicha tajriba natijalari keltirilgan. Yeyilish jadalligi γ_s juda katta oraliqda, taxminan $\gamma_s = 10^{12}$ dan (1 km ishqalanish yo'liga 0,001 mkm yeyilishi to'g'ri keladi, bu esa juda kamdir) $\gamma_s = 10^3$ gacha (1 m ishqalanish yo'liga 1 mm yeyilish to'g'ri keladi, bu esa juda ko'pdir) o'zgarishi mumkin.

Material ishqalanishning ma'lum sharoitida yeyilishga qarshilik ko'rsatish xossasiga ega. Materialning bu xossasi yeyilish tezligi yoki jadalligiga teskari bo'lgan 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 ta'sir qiladi. γ_s ning qiymatiga ko'ra materiallar yeyilishga chidamlilikning 10 ta sinfiga bo'linadi; ishqalanuvchi yuzalarning o'zaro urinish ta'siri turiga ko'ra ushbu sinflarni uchta asosiy turkumga ajratish mumkin: 0 – V sinflarga ($\gamma_s = 10^4 \dots 10^7$) elastik deformatsiyalanuvchanligi tufayli yeyilishga chidamliligi yuqori bo'lgan materiallar; VI – VII sinflarga ($\gamma_s = 10^6 \dots 10^5$) qisman elastik, qisman plastik deformatsiyalanuvchanligi tufayli yeyilishga chidamliligi o'rtacha bo'lgan materiallar; VIII – XI sinflarga ($\gamma_s = 10^4 \dots 10^3$) mikroqirqilishdagi yeyilishga chidamliligi past bo'lgan materiallar kiradi.

Tajriba ma'lumotlariga ko'ra avtomobil dvigatellaridagi po'latdan yasalgan tirsakli vallarning shatun bo'yinlari uchun $\gamma_s = 5 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^{11}$ (elastik urinishdagi yeyilishga chidamliligi juda yuqori), ekskavator kovshining tishi uchun (po'lat 45) $\gamma_s = 10^4 \dots 10^3$ (mikroqirqilishdagi yeyilishga chidamliligi juda past). Hozirda ishqalanuvchi qismlarda maxsus moylovchi muhitsiz ishlashga mo'ljallangan mashinalar, mexanizmlar va asboblarda

detallarining materialiga katta ahamiyat berilmoqda: bularga polimer materiallar (podshipniklar, tishli g'ildiraklar, mushtlar va boshqalar), ko'mir-grafit materiallar (zichlovchi elementlar, gidronasoslar vkladishlari, aviastiya 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 qoplamlar 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'adir-budirligi 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 eyilgan 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 eyilgan yuzalariga gaz alangasi yoki elektr yoy 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.

$$\delta = k \int_0^{t_{ish}} p v_{cup} dt \quad (2.56)$$

Bitta erkinlik darajasiga ega bo'lgan mexanizmlarda hisoblash qulay bo'lishi uchun umumlashgan koordinata φ ni va umumlashgan tezlik $\omega = \dot{\varphi}$ ni kiritgan holda (2.56) formulani o'zgartirish maqsadga muvofiq bo'ladi. U holda $\varphi = \varphi_{st}$ ishning bir sikli uchun yeyilish quyidagiga teng:

$$\delta_s = k \int_0^{\varphi_s} p(v_{cup} / \omega) d\varphi \quad (2.57)$$

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

$$\delta = \delta_s n_s \quad (2.58)$$

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

2.10.2. 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 (2.14-rasm). Juftlikning ishlash sharoiti: $\bar{F}^{n_{21}} = const, \omega_1 = const, \omega_2 = 0$. U holda $\delta_1 = const$ (val I stapfasi bir tekis yeyiladi), δ_2 yeyilish esa ko'rilayotgan nuqtaning burchak koordinatasi ψ ga bog'liq bo'ladi: $\delta_2 = \delta_2(\psi)$ – podshipnik notekis yeyiladi. Bir necha ish siklidan so'ng valning markazi O holatdan O^1 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 $\delta_2 = \delta_{2max} \cos \psi$ 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: $p = p_{tax} \cos \psi$. p_{tax} 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:

$$dF_{12}^n = pbrd\psi = p_{\max} br \cos d\psi \quad (2.59)$$

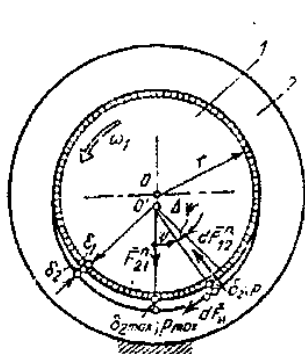
\bar{F}_{12}^n kuch $d\bar{F}_{12}^n$ kuchlarning vertikal proyeksiyalari bilan muvozanatlanadi, shu sababli

$$F = F_n^{21} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_{\max} br \cos^2 \psi d\psi \quad (2.60)$$

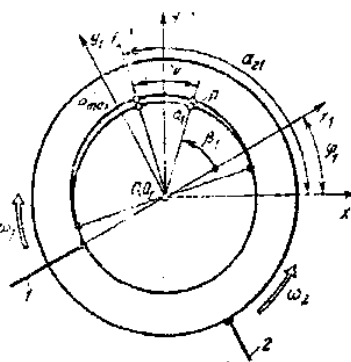
$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi$ integral quyidagicha hisoblanadi:

$$\begin{aligned} \cos 2\psi &= \cos^2 \psi - \sin^2 \psi = 2 \cos^2 \psi - 1; \\ \cos^2 \psi &= (\cos 2\psi + 1) / 2 \end{aligned}$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi = \frac{1}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\cos 2\psi + 1) d\psi = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} \sin 2\psi + \psi \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{\pi}{4} \quad (2.61)$$



2.14-rasm.



2.15-rasm.

Binobarin, $F=2p_{\max}brp/4$, bundan $p_{\max}=2F/(\pi br)$ (2.62)

Ish sikli davomidagi yeyilishni (2.57) formula yordamida hisoblash uchun kerak bo‘ladigan bosimning taqsimlanish qonuni quyidagi ko‘rinishga ega:

$$P = [2F/(Pvr)\cos\psi \quad (2.63)$$

bunda, ψ — ko‘rilayotgan nuqtaning burchak koordinatasi.

\bar{F} kuch o‘zgaruvchan bo‘ladigan umumiy holda (2.63.) formula har bir oniy holat uchun alohida-alohida qo‘llanilishi lozim. Shu sababli umumlashgan φ koordinatali mexanizm aylanma juftligining umumiy holda (2.15-rasm) juftlik elementlari 1-2 dan birining (masalan, bo‘g‘in 1 ning qandaydir α_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 β_1 burchak koordinatasini bilish lozim.

U holda (2.63) formula bo'yicha a_1 nuqtadagi p bosim quyidagiga teng:

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

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

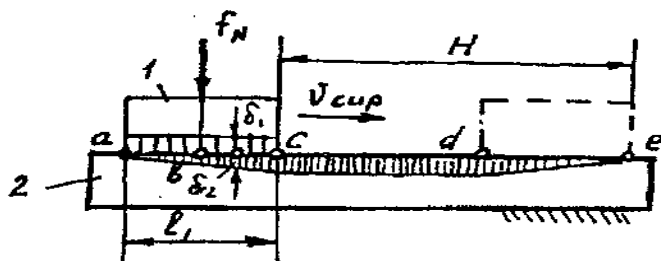
a_1 nuqtada sirpanish tezligi nisbiy burchak tezligining stapfa radiusi ko'paytmasiga teng:

$$v_{\text{cup}} = \omega_{21} r$$

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 (2.57) va (2.58) formulalardan aniqlanadi; bir qancha tekshirilgan nuqtalarga juftlik elementlarining yeyilish epyurasi yasaladi.

Ilgarilanma juftlik (2.16-rasm.). Polzunning ishlash sharoiti: uzunligi l_1 ga teng bo'lgan polzun 1 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.



2.16-rasm.

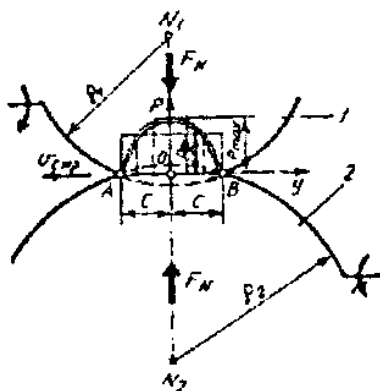
Bu holda polzunning tekis yuzasi bir tekis yeyiladi (d_1). Yo'naltiruvchining chetlaridan (a, e nuqtalaridan) yeyilishi (d_2) nolga teng, cd qismda eng ko'p yeyiladi.

Juftlik elementlarining yeyilish epyurasi 2.16-rasmda keltirilgan. $p=const$ bo‘ltanda

$$\delta_2 = kp \int_0^{t_{ish}} v_{cup} dt = kps \quad (2.64)$$

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 (2.17-rasm) N_1 va N_2 o‘qlari o‘zaro parallel joylashgan r_1 va r_2 radiusli ikkita qavariq silindr tarzida yasalgan: uzatiladigan \bar{F}_N (N/m) normal nisbiy yuk bir tekis taqsimlanadi. Bu yyerda 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.



2.17-rasm.

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

$$c = 1,128 \sqrt{\theta_2 \rho F_N} \quad (2.65)$$

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

θ_1 va θ_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

elasikligi moduli; $\mu_{1,2}$ – bo‘g‘inlar 1 va 2 materialining Puasson koeffitsiyenti.

Urinish sohasidagi (zonasidagi) eng katta bosim

$$p_{\max} 0,564 \sqrt{F_N / (\theta_{\Sigma} \rho)}; \quad p = p_{\max} \sqrt{1 - (y/c)^2} \quad (2.66)$$

bunda, y – ko‘rilaetgan 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 (2.17-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:

$$\delta_s = k p_{o'r} u_{cup} t_k \quad (2.67)$$

p_s ish sikllari davomidagi yeyilish esa (2.58) formuladan aniqlanadi.

2.11. Mexanizm va mashinalarning foydali ish koeffitsiyenti

2.11.1. 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:

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

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

$$A_{f,q} < A_g$$

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 ko'effitsiyenti deb ataladi va η bilan belgilanadi. Uning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$\eta = \frac{A_{f,q}}{A_g} < 1 \quad (2.69)$$

Mashinaning foydali ish ko'effitsiyenti mashinaning qanchalik yaxshi ishlaganligini bildiradi. Foydali ish ko'effitsiyentini quvvat orqali ifodalasa ham bo'ladi:

$$\eta = \frac{N_{f,q}}{N_g} \quad (2.70)$$

Foydali ish ko'effitsiyenti 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 ko'effitsiyenti** deb ataladi. Yo'qotilish ko'effitsiyentini ψ bilan belgilab, uning uchun quyidagi matematik ifodani yozamiz:

$$\psi = \frac{A_{z,q}}{A_g} = \frac{N_{z,q}}{N_g} \quad (2.71)$$

η bilan ψ orasidagi bog'lanishni quyidagicha topamiz:

$$\eta = \frac{A_{f,q}}{A_g} = \frac{A_g - A_{z,q}}{A_g} = 1 - \psi \quad (2.72)$$

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:

$$\psi = \frac{\sum_{i=1}^n A_{z.q} i}{A_g} \quad (2.73)$$

Mashinaning foydali ish koeffitsiyenti esa quyidagicha bo‘ladi:

$$\eta = \frac{A_g - \sum_{i=1}^n A_{z.q} i}{A_g} = 1 - \psi' \quad (2.74)$$

(2.71) formuladagi ψ (2.73) 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:

$$Y = \frac{t}{T} \quad (2.75)$$

2.11.2. Ketma-ket, parallel ulashdagi Mexanikaviy foydali ish koeffitsiyenti

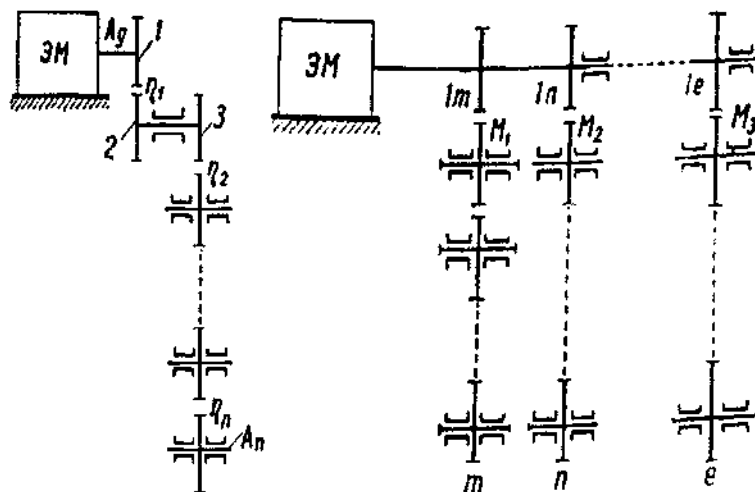
Berilgan mashina n mexanizmdan tarkib topgan, mexanizmlar esa ketma-ket ulangan bo‘lsa, bunday mashinaning foydali ish koeffitsiyenti shu mashina tarkibiga kiruvchi barcha mexanizmlar foydali ish koeffitsiyentlarining ko‘paytmasiga teng bo‘ladi. Agar mashina tarkibidagi mexanizmlarning foydali ish koeffitsiyentlarini $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ desak, mashinaning umumiy foydali ish koeffitsiyenti (η_0) ning matematik ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n = \frac{A_n}{A_g} \quad (2.76)$$

bu yyerda, A_n – n -mexanizmning foydali ishi (2.18a-rasm).

Shunday qilib, ketma-ket ulanishdagi umumiy foydali ish koeffitsiyenti ketma-ket ulangan alohida-alohida mexanizmlarning foydali ish koeffitsiyentlarining

ko'paytmasiga teng ekan.



2.18-rasm.

Parallel ulash ikki xil bo'lishi mumkin: bir quvvat manbaidan bir necha mexanizmlarga quvvat uzatish va bir necha quvvat manbaidan parallel uzatish vositasida birgina mexanizm harakatga keltirilishi mumkin. Biz quyida bitta quvvat manbaidan n ta mexanizmga quvvat uzatishdagi foydali ish koeffitsiyentini topish bilan tanishib chiqamiz (2.18 b-rasm).

Yyetaklovchi 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 yyetaklanuvchi m , n va e bo'g'inlarga uzatiladi. 2.18-rasmga nazar tashlab, har bir mexanizmning ketma-ket ulanganligini ko'rish mumkin. Ketma-ket ulangan mexanizmlar uchun Mexanikaviy foydali ish koeffitsiyentlari quyidagicha topiladi:

$$\eta_{1m} = \frac{A_m}{A_{1m}}; \quad \eta_{1n} = \frac{A_n}{A_{1n}}; \quad \dots \quad \eta_{1e} = \frac{A_e}{A_{1e}} \quad (2.77)$$

Shunday qilib, quyidagini olish mumkin:

$$A_1 = A_{1m} + A_{1n} + \dots + A_{1e} = \frac{A_m}{\eta_{1m}} + \frac{A_n}{\eta_{1n}} + \dots + \frac{A_e}{\eta_{1e}} \quad (2.78)$$

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

$$\eta = \frac{\sum_{i=m}^e A_i}{A_1} = \frac{A_m + A_n + \dots + A_e}{\frac{A_m}{\eta_{1m}} + \frac{A_n}{\eta_{1n}} + \dots + \frac{A_e}{\eta_{1e}}} \quad (2.79)$$

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

$$A_m = \frac{A_{1m}}{\eta_{ml}}; \quad A_n = \frac{A_{1n}}{\eta_{nl}}; \quad \dots, \quad A_e = \frac{A_{1e}}{\eta_{le}} \quad (2.80)$$

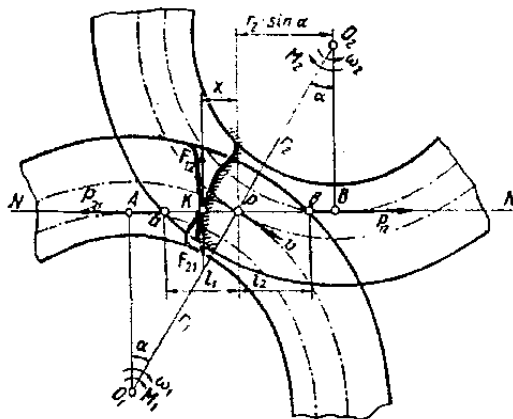
To‘la foydali ish koefitsiyenti quyidagicha topiladi:

$$\eta = \frac{A_m \cdot \eta_{ml} + A_n \cdot \eta_{nl} + \dots + A_e \cdot \eta_{sl}}{\sum_{i=m}^e A_i} \quad (2.81)$$

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

2.11.3. Tishli g‘ildirakli mexanizmning foydali ish koefitsiyenti

Berilgan 2.19-rasmda bir juft tish profillarining ilashishi tasvirlangan: O_1O_2 – markazlararo masofa; NN – normal; ω_1, ω_2 – tegishlicha 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:



2.19-rasm.

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

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

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

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

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:

$$P_{21} = \frac{M_2}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \cdot \sin \alpha + x)} \quad (2.82)$$

O_1 ga nisbatan moment olib, $1 - g'$ 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

$$P_{21} = \frac{M_1}{r_1 \cos \alpha - \mu(r_1 \cdot \sin \alpha - x)} \quad (2.83)$$

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

$$M_1 = -M_2 = \frac{r_1 \cos \alpha - \mu(r_1 \sin \alpha - x)}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \sin \alpha + x)} = M_1(x) \quad (2.84)$$

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,

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

yoki

$$dA_F = \mu \frac{M_2}{r_2 \cos \alpha - \mu(r_2 \sin \alpha + x)} \cdot x \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right) \cdot \frac{xdx}{\cos \alpha} \quad (2.85)$$

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

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

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

$$dA_F = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos^2 \alpha} \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right) \cdot \int_{-l_2}^{+l_2} x dx = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos^2 \alpha} \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right) \cdot \frac{l_2^2 + l_1^2}{2} \quad (2.86)$$

Bir juft tishning to'la ilashishidagi vaqtni quyidagicha topamiz:

$$t = \frac{l_1 + l_2}{v \cos \alpha} = \frac{l_1 + l_2}{r_2 \omega_2 \cos \alpha}$$

Quvvatni quyidagicha topamiz:

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{75}$$

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

$$N_F = \frac{A_F}{t} = \frac{75 \cdot \mu \cdot N_2}{m \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_2^2 + l_1^2}{l_1 + l_2} \quad (2.87)$$

foydali mexanik koeffitsiyent esa

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

$$k = \frac{N_F}{N_2} = \frac{75\mu}{m \cos \alpha} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_1^2 + l_2^2}{l_1 + l_2} \quad (2.88)$$

bo'ladi.

Ba'zi tishli ilashmalar uchun η ning qiymati quyidagichadir:

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

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

2.12. Mexanizm va mashinalarda ishqalanish va yeyilish bo'yicha dolzarb muammo va masalalar

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.

2.13. «Mexanizm va mashinalarda ishqalanish va yeyilish» bobi bo'yicha o'z-o'zini

tekshirish uchun savollar

1. Qanday ishqalanish turlarini bilasiz?
2. Ishqalanish xususiyatlari nimalardan iborat?
3. Ilgarilanma harakatda kinematik juftlardagi ishqalanishni tushuntirib bering.
4. Sirpanish podshipniklaridagi ishqalanishning ikkala gipotezasini izohlang.
5. Ishqalanish doirasini tushuntirib bering.
6. Tovondagi ishqalanish qanday hisoblanadi?
7. Oliy kinematik juftlardagi ishqalanishni tushuntirib bering.
8. Dumalovchi g'ildiraklar orqali yukni qanday kuch bilan siljitish mumkin?
9. Egiluvchi bo'g'inlardagi ishqalanishni izohlang. L. Eyler formulasi?
10. Yeyilish qanday baholanadi?
11. Yeyilish bosqichlarini tushuntirib bering.
12. Kinematik juftlarda yeyilish qanday hisoblanadi?
13. Mashinani FIK deb nimaga aytamiz?
14. Uzatmalar ketma-ket va parallel bog'langanda FIK qanday aniqlanadi?
15. Tishli ilashmalarda FIK hisoblash tartibi qanday?

3-BOB. MASHINA AGREGATI HARAkatINING TADQIQI

3.1. Mashina agregatining harakat tenglamasi

Mashina agregati 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:

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} - \frac{m_1 v_0^2}{2} = \sum_{i=1}^k A_i \quad (3.1)$$

bu yyerda, m_1 – sistemaning umumiy (keltirilgan) massasi;

v_0 – sistemaning boshlang'ich tezligi;

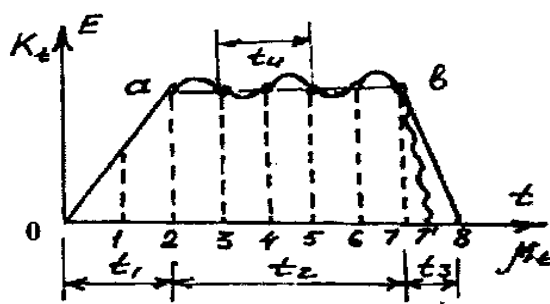
v_1 – sistemaning oxirgi tezligi.

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

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} \pm A_G \quad (3.2)$$

(3.2) 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 (3.2) tenglamaning ko'rinishi quyidagicha bo'ladi:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} \quad (3.3)$$



3.1-rasm. Mashina harakatining davr grafigi.

Har qanday mashina harakatida uch asosiy davr bo‘ladi (3.1-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.

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

$$\sum \frac{m_i v_0^2}{2} = 0 \quad (3.4)$$

(3.3) tenglama quyidagi ko‘rinishni oladi:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} = A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} \quad (3.5)$$

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

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 3.1-rasmdagi *Oa* grafikdan ko‘rish mumkin.

Mashinaning barqaror yurish davri. Mashinada ilgari lanma-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:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = 0 \quad (3.6)$$

(3.3) tenglama quyidagi ko‘rinishni oladi:

$$A_g = A_{f.q.} + A_{z.q.} \quad (3.7)$$

Demak, mashinaning barqaror harakati davrida hamma vaqt harakatlantiruvchi kuchlarning ishi foydali va zararli qarshilik kuchlari ishlarining yig‘indisiga teng bo‘ladi.

Buni 3.1-rasmdagi grafikning *ab* gorizontaal 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:

$$\sum \frac{m_i v_1^2}{2} - \sum \frac{m_i v_0^2}{2} = 0 \quad (3.8)$$

Buni 3.1-rasmdagi kinetik energiyaning *ab* sinusoida grafigidan ko'rish mumkin.

Mashinaning to'xtash davrida oxirgi tezlik nol bo'ladi ($v_1=0$), bunda (3.3) tenglama quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$A_g - A_{f.q.} - A_{z.q.} = -\sum \frac{m_i v_0^2}{2} \quad (3.9)$$

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:

$$A_{z.q.} = \sum \frac{m_i v_0^2}{2} \quad (3.10)$$

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.

3.2. 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:

$$P_k = dS_k \cos(\widehat{P_k, dS_k}) = \sum_{i=1}^n [P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i] \quad (3.11)$$

bundan:

$$P_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i]}{dS_k \cos(\widehat{P_k, dS_k})} \quad (3.12)$$

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

$$P_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i v_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i \dot{\omega}_i]}{v_k \cos(\widehat{P_k, v_k})} \quad (3.13)$$

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

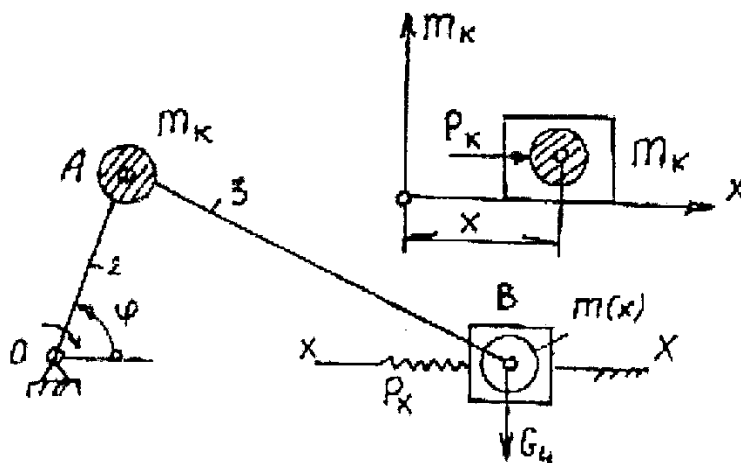
$$M_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i]}{d\varphi_k} \quad (3.14)$$

yoki quvvat ko‘rinishida quyidagicha bo‘ladi:

$$M_k = \frac{\sum_{i=1}^n [P_i v_i \cos(\widehat{P_i, v_i}) + M_i \omega_i]}{\omega_k} \quad (3.15)$$

bu yyerda, M_K – keltirilgan moment; ω_K – keltirish bo‘g‘inining burchak tezligi;

M_i – keltiruvchi i bo‘g‘inning momenti; ω_i – keltiriluvchi bo‘g‘inning burchak tezligi; v_i – keltiriluvchi i bo‘g‘inning 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. Keltirilgan kuch yoki massa metodidan foydalanilganda mexanizm harakatining o‘rniga keltirish bo‘g‘inning harakatini o‘rganish mumkin. 3.2a-rasmdagi aylangich-sudralgichli mexanizm bo‘g‘inlarining massasi, V sudralgichda keltirilgan, deb faraz qilaylik. Undagi keltirilgan massa o‘zgaruvchan



3.2-rasm. a – a ylangich-sudralgichli mexanizm; b – keltirilgan kuch P_K va keltirilgan massa (m_K).

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 (3.2-rasm, b):

$$M_{KB}=m(x) \quad (3.16)$$

bu yyerda $m(x)$ – 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:

$$R_k=R(x, v, t) \quad (3.17)$$

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:

$$m(x) \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d[m(x)]}{dx} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = P(x, v, t) \quad (3.18)$$

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 $m(x)=sonst$ bo'lsa, bu formula N'yutonning bizga ma'lum bo'lgan ikkinchi qonunini beradi.

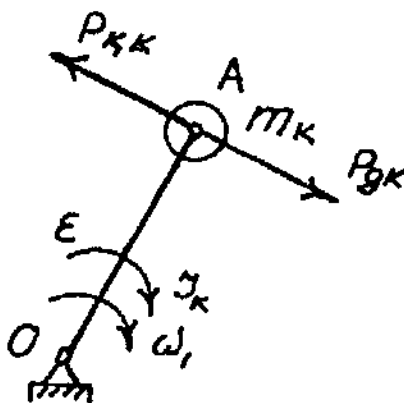
Agar keltirish bo'g'ini sudralgich bo'lmay, \overline{OA} aylangich bo'lsa, u holda keltirilgan massa o'rniga keltirilgan inertsiya momenti va x argument o'rniga aylangichning φ burchagi qo'yiladi, xolos. Bunday hol uchun tenglamani differensial rasmi quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$I(\varphi) \cdot \frac{a^2 \varphi}{dt^2} + \frac{I}{2} \frac{d[I(\varphi)]}{d\varphi} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = P(\varphi, v, t) \quad (3.19)$$

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

3.3. Keltirilgan massa va inertsiya momenti

Mashina va mexanizmlar dinamikasini o'rganishda keltirilgan massa yoki inertsiya momenti tushunchasidan foydalanishga to'g'ri keladi. Ko'pincha, massa yyetaklovchi bo'g'inning biror nuqtasiga, inertsiya momenti esa yyetaklovchi bo'g'inga keltiriladi. Massa keltirilgan nuqta **keltirish nuqtasi** deb, inertsiya momenti keltirilgan bo'g'in esa **keltirish bo'g'ini** deb ataladi. Keltirilgan massa (m_k) bilan keltirilgan inertsiya 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 (3.20) tenglikdan foydalanamiz (3.3-rasm).



3.3-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

$$(J_k).$$

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:

$$m_k = \frac{I_0}{l_{OA}^2} + m_s \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^2 + \frac{I_s}{l_{AB}^2} \left(\frac{ab}{P_a} \right) + m_u \left(\frac{pb}{p_a} \right)^2 \quad (3.20)$$

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

$$I_k = I_0 + m_s l_{OA}^2 \left(\frac{ps}{pa} \right)^2 + I_s \cdot \left(\frac{\omega_s}{\omega_1} \right)^2 + m_u \cdot l_{OA}^2 \left(\frac{pb}{pa} \right) \quad (3.21)$$

(3.20) va (3.21) tenglamalardan ma'lum bo'lishicha, tegishli tezliklar davriy o'zgaruvchan bo'lganliklaridan, keltirilgan massa bilan keltirilgan inertsiya momenti ham davriy o'zgaruvchan kattaliklardir. Ularning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} m_k &= m_k(\varphi + 2p) \\ I_k &= I_k(\varphi + 2p) \end{aligned} \quad (3.22)$$

3.3-rasmda keltirish nuqtasiga qo'yilgan massa bilan inertsiya momentlarining keltirish bo'g'ini ko'rsatilgan.

Mexanizmning keltirilgan massasi inertsiya kuchining momenti quyidagicha yoziladi:

$$M_u = - \left(I_k \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \right) \quad (3.23)$$

Bu momentlarni quyidagi ko'rinishda yozamiz:

$$M_{ua} = - \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.24)$$

$$M_{uk} = - I_k \frac{d\omega}{dt} \quad (3.25)$$

Mexanizm harakatida ikkita inertsiya kuchining momenti borligi ko'rib o'tildi.

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

3.4. 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:

$$M_g(\varphi) - M_k(\varphi) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.26)$$

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

$$M_g(\omega) = M_k(\omega) = I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.27)$$

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

$$M_g(t) - M_k(t) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.28)$$

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

$$M_g(\varphi) - M_k(\varphi) = -I_H \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.29)$$

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

$$M_g(\varphi) - M_k(\omega) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.30)$$

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

$$M_g(t) - M_k(\omega) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.31)$$

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

$$M_g(\varphi, \varphi, t) - M_k(\varphi, \varphi, t) = I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_k}{d\varphi} \quad (3.32)$$

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

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

$$\text{Buni integrallaymiz: } \int_{\varphi_0}^{\varphi_i} [M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = \frac{I_{ki}\omega_i^2}{2} - \frac{I_{ko}\omega_0^2}{2} \quad (3.33)$$

bu yyerda, I_{ki} – keltirish bo‘g‘inining I holatidagi keltirilgan inertsiya momenti; ω_i – keltirish bo‘g‘inining shu holatidagi burchak tezligi; I_{ko} – keltirish bo‘g‘inining boshlang‘ich holatidagi keltirilgan momenti; ω_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 inertsiya momenti o‘zgarmas bo‘lsa, u holda $I_{ki}=I_{ko}=I_k$ bo‘ladi va (3.33) tenglama quyidagicha ko‘rinishiga ega bo‘ladi:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_i} [M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = \frac{I_k}{2} (\omega_i^2 - \omega_0^2) \quad (3.34)$$

Shunday qilib, (3.33), (3.34) tenglamalardan foydalanib ω_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:

$$[M_g(\omega) - M_c(\omega)] = I_k \frac{d\omega}{dt} \quad (3.35)$$

yoki

$$t_i = t_0 + I_k \int_{\omega_0}^{\omega_i} \frac{d\omega}{M_g(\omega) - M_c(\omega)} \quad (3.36)$$

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

$$\int_{t_0}^{t_i} \frac{1}{I_k} [M_k(t) - M_c(t)] dt = \int_{\omega_0}^{\omega_i} d\omega$$

$$\omega_i(t) = \omega_0 + \frac{1}{I_k} k \int_{t_0}^{t_i} [M_g(t) - M_k(t)] dt \quad (3.37)$$

Shunday qilib, tenglamaning chiziqsiz hadi $\left[\frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_k}{d\varphi} \right]$ nolga teng bo'lgan hollar uchun (ya'ni keltirilgan inertsia momenti o'zgarmas miqdor bo'lgan hol), harakat differensial tenglamasining kvadratura yo'li bilan yechish mumkinligi bilan tanishib chiqdik.

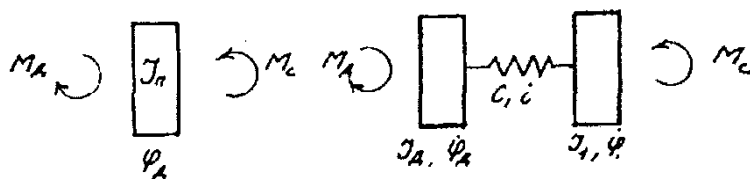
Qolgan hollar uchun M_g va M_k lar juda sodda bo'lsagina tenglamani yechish mumkin, aks holda bunday tenglamalarni yechish mumkin bo'lmay, ularni taqribiy yechish yo'lidan foydalaniladi.

3.5. Bir massaga keltirilgan mashina agregatining 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 3.4-rasmda keltirilgan.

Mashina agregatining matematik modeli differensial tenglamalar sistemasidan iborat:

$$\frac{1}{2\omega_0 M_K} \dot{M}_D + \frac{S_K}{2M_K} M_D = \frac{\varphi_0 - \varphi_D}{\omega_0}, J_P \ddot{\varphi}_D = M_D - M_K \quad (3.38)$$



3.4–rasm.

$$M_K = \frac{1}{i} (M_1 + M_0 \sin \alpha t) \quad (3.39)$$

Bu yyerda, M_K – elektryurituvchini valiga keltirilgan qarshilik momentlarining yig‘indisi; M_1 – qarshilikning doimiy tashkil etuvchisi; M_0 – qarshilik momentini tebranish amplitudasi; i – bika kinematik uzatma sistemasining umumiy uzatish soni.

(3.28) ifoda doimiy koeffitsiyentli differensial tenglama sistemasi hisoblanadi.

Uning ikkinchi differensial tenglamasini quyidagicha yozamiz:

$$J_P \dot{\omega}_D = \dot{M}_D - M_K \quad (3.40)$$

M_D qiymatni (3.29) dan (3.28)ga qo‘yamiz

$$\frac{1}{2\omega_C M_K} M_D + \frac{J_P S_K}{2M_K} \omega_D + \frac{S_K}{2M_K} M_K = -\frac{\omega_0 - \omega_D}{\omega_0} \quad (3.41)$$

M_D hosilasini (3.30) dan (3.31)ga qo‘yamiz

$$\frac{J_P \omega_0}{2\omega_C M_K} \ddot{\omega}_D + \frac{J_P S_K \omega_0}{2M_K} \dot{\omega}_D + \omega_D = \omega_0 - \frac{\omega_0}{2\omega_C} M_C - \frac{S_K \omega_0}{2M_K} M_0 \quad (3.42)$$

Qarshilik momentini vaqtga nisbatan hosilasini olamiz

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

\dot{M}_K va M_K qiymatlarini (3.32) ga qo‘yamiz.

$$\frac{J_P \omega_0}{2\omega_C M_K} \ddot{\omega}_D + \frac{J_P S_K \omega_0}{2M_K} \dot{\omega}_D + \omega_D = \omega_0 - \frac{\alpha M_0 \omega_0}{2i\omega_C M_K} \cos \alpha t - \frac{S_K \omega_0 M_1}{2M_K i} - \frac{S_K \omega_0 M_0}{2M_K i} \sin \alpha t \quad (3.43)$$

Doimiy koeffitsiyentlarni quyidagicha belgilaymiz:

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

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

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

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

Natijada (3.33) quyidagi ko'rinishda bo'ladi

$$\ddot{\omega}_D + \frac{B}{A} \dot{\omega}_D + \frac{C}{A} \omega_D = \omega_D = \frac{D}{A} - \frac{1}{A} \sqrt{1 + \left(\frac{E}{K}\right)^2} \sin(at + \beta) \quad (3.44)$$

bu yyerda, $\beta = \operatorname{arctg} \frac{E}{K}$

(3.34) tenglama $\omega_D = \omega_p$, $\dot{\omega}_D = \dot{\omega}_p$ boshlang'ich shartlarida quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} \omega_D = e^{\frac{B}{2A}t} & \left(\omega_p \cos \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} + \frac{\frac{B}{A} \omega_p + \dot{\omega}_p}{\sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}}} \sin \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} t \right) - \\ & - H e^{\frac{B}{2A}t} \left[\sin(\beta - \gamma) \cos \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} t + \frac{\alpha(\beta - \gamma) + \frac{B}{2A} \sin(\beta - \gamma)}{\sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}}} \cdot \sin \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}} t \right] + \quad (3.45) \\ & + \frac{D}{A} - H \sin(\alpha t + \beta - \gamma) \end{aligned}$$

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

(3.34) differensial tenglama yechimini taxlil qilaylik. (3.35) ni birinchi hadi – sistemaga boshlang'ich ω_n tezlik va ω_n tezlanish berish natijasida ω_∂ burchak tezligini erkin tebranishi. Bu tebranish chastotasi sistemaning tebranish chastotasidan kichik. Odatda, asinxron dvigatelli mashina agregatlarida $\omega_n=0$, $\dot{\omega}_n=0$ sababli (3.35) 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 (3.35) ni

dastlabki ikkita hadi so‘nib nolga intiladi. Shuning uchun asinxron dvigatelli mashina agregatini barqaror harakatini ko‘rganda (3.35)ni dastlabki ikki hadini ishonchli muhandislik hisoblarida nazarga olmasa ham bo‘ladi. Bunda barqaror harakat rejimi uchun quyidagini yozish mumkin:

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

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

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 biktir, keltirilgan sistemani bir massali deb, keltirib chiqarilgan formulalardan texnologik mashinalar ishchi mexanizmlarini ma‘qul bo‘lgan harakat rejimini hisoblash mumkin.

Mashina afegatlarini harakat dinamikasining o‘rganishda haqiqatga yaqinroq bo‘lgan, sistemaning asosiy faktorlarina 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 biktir deb hisoblanadi) noto‘g‘ri natijalarga olib kelishi mumkin.

3.6. Ikki massali mashina agregatining harakati tahlili

3.4 b-rasmda hisoblash sxemasi keltirilgan ikki massali mashina agregatini harakat qonuniga qayishqoq uzatma biktirlikining 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:

$$M_q = M_I + M_0 \sin \alpha t \quad (3.46)$$

bo'lsin. Yuritmani mexanik xarakteristikasini aniqlaymiz:

$$M_D = \frac{M_P \omega_0}{\omega_0 - \omega_H} - \frac{M_H}{\omega_0 - \omega_H} \varphi_D \quad (3.47)$$

Sistemaning harakatini differensial tenglama bilan ifodalaymiz:

$$\begin{aligned} J_D \ddot{\varphi}_D &= M_D - C(\varphi_D - \varphi_1) \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= C(\varphi_D - \varphi_1) - M_C \end{aligned} \quad (3.48)$$

bu yyerda, M_I 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; φ_D , φ_1 – yuritma rotorini va ishchi organni burchak siljishi; ω_0 , ω_H – bo'sh va nominal yurishning burchak tezligi; C – qayishqoq uzatmaning bikrlilik koeffitsiyenti.

(3.38) sistemaning birinchi tenglamasiga (3.47)ni qo'yamiz:

$$\varphi_1 = \frac{J_P}{C} \ddot{\varphi}_D + \frac{M}{C(\omega_0 - \omega_H)} \dot{\varphi}_D - \frac{M_H \omega_0}{C(\omega_0 - \omega_H)} + \varphi_D \quad (3.49)$$

ni vaqtga nisbatan birinchi va ikkinchi hosilasini hisoblab hosil bo'lgan $\dot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_1$ va M_K larni (3.56)dagi qiymatlarini (3.48) sistemaning ikkinchi tenglamasiga qo'yamiz:

$$\begin{aligned} \varphi_D^{IV} &= \frac{J_n M_1}{J_1 J_D (\omega_0 - \omega_H)} \varphi_D^{III} + \frac{C(J_1 + J_D)}{J_1 J_D} \ddot{\varphi}_D + \frac{C M_1}{(\omega_0 - \omega_H) J_1 J_D} \dot{\varphi}_D = \\ &= \frac{C M_H \omega_0}{J_1 J_D (\omega_0 - \omega_H)} - \frac{C M_1}{J_1 J_D} - \frac{C M_0}{J_1 J_D} \sin \alpha t \end{aligned} \quad (3.50)$$

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

$$\lambda^4 + D_1 \lambda^3 + D_2 \lambda^2 + D_3 \lambda = 0 \quad (3.51)$$

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

$$(3.51) \text{ dan } \lambda_0 = 0, \quad \lambda^3 + D_1 \lambda^2 + D_2 \lambda + D_3 = 0 \quad (3.52)$$

(3.52) tenglamani Kardano usulida yechamiz. $\lambda = 1 - \frac{D_1}{3}$ qabul qilamiz va 1 ni qiymatini (3.42) qo'yamiz:

$$z^3 + pz + q = 0 \quad (15.53)$$

$$\text{buyyerda, } p = D_2 - \frac{D_1}{3}, \quad q = \frac{2}{27} D_1^3 - \frac{D_1 D_2}{3} + D_3$$

$$(3.43) \text{ ni ildizi } z_1 = \alpha + \beta, \quad z_2 = \alpha \varepsilon + \beta \varepsilon^2, \quad z_3 = \alpha \varepsilon^3 + \beta \varepsilon^2$$

$$\alpha = \sqrt{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}, \quad \beta = \sqrt{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}$$

$$\text{bu yyerda, } \varepsilon = -\frac{1}{2} + i \frac{\sqrt{3}}{2}, \quad \varepsilon^2 = -\frac{1}{2} - i \frac{\sqrt{3}}{2}$$

$$(3.52) \text{ ni ildizi } \lambda_1 = z_1 - \frac{D_1}{3}, \quad \lambda_2 = z_2 - \frac{D_1}{3}, \quad \lambda_3 = z_3 - \frac{D_1}{3}$$

(3.52) ildizini (3.51) ga qo'yamiz, differensial tenglamani o'ng tomonisiz aniqlaymiz:

$$\varphi_D = C_1 e^{\lambda_0 t} + C_2 e^{\lambda_1 t} + e^{kt} (C_3 \cos pt + C_4 \sin pt)$$

$$\text{buyyerda, } K = -\frac{1}{2}(\alpha + \beta) - \frac{D_1}{3}, \quad \rho = \frac{\sqrt{3}}{2}(\alpha - \beta)$$

Bir jinsli bo'lmagan (3.40) tenglamani xususiy yechimini aniqlash uchun $J_D = A_1 t + A_2 \sin \theta t + A_3 \cos \theta t$ qabul qilamiz, $\dot{\varphi}_D, \ddot{\varphi}_D, \varphi_D''', \varphi_D^{IV}$ hosilasini

$$\dot{\varphi}_D = A_1 + A_2 \theta \cos \theta t - A_3 \theta \sin \theta t$$

$$\ddot{\varphi}_D = -(A_2 \sin \theta t) \theta^2 - A_3 \theta^2 \cos \theta t$$

$$\varphi_D''' = -A_2 \theta^3 \cos \theta t + A_3 \theta^3 \sin \theta t$$

$$\varphi_D^{IV} = -A_2 \theta^4 \sin \theta t + A_3 \theta^4 \cos \theta t$$

ko'rinishda yozamiz.

Hosil bo'lganlarni (3.40) ga qo'yib A_1, A_2, A_3 koeffitsiyentlarini aniqlaymiz. Bunda (3.40) 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 yyerda ikkinchi va uchinchi hadlar ikki massali rotatsion sistemaning harakatida o'tish jarayonini xarakterlaydi. Harakatni barqaror rejimi quyidagi tenglamada ifodalanadi:

$$\varphi_D = C + A_1 t + A_2 \sin \theta t + A_3 \cos \theta t \quad (15.54)$$

Boshlang'ich $t=0$, $\varphi_D=0$ sharoitda (3.54) dan $C_1=-A_3$ kelib chiqadi, bunda

$$\varphi_D = A_3 (t + \cos qt) + A_1 t + A_2 \sin qt$$

(3.39) 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.

3.7. Mashina agregatining harakat tenglamalari bo'yicha dolzarb muammo va 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 xarakteristikalarini: 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.

3.8. «Mashina agregati harakatining tadqiqi» bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar

1. Mashina harakati tenglamasining energetik rasmi qanday bo'ladi?
2. Mashina harakati tenglamasining differensial rasmi qanday ifodalanadi?
3. Mashina harakatining davriyligi qanday izohlanadi va u necha qism?
4. Kuch va kuch momenti qanday keltiriladi?
5. Keltirilgan massa va inertsiya momenti qanday aniqlanadi?
6. Mashina harakati tenglamalari qanday integrallanadi?
7. Bir massaga keltirilgan mashina agregati tenglamasini yechish usulini tushuntirib bering.
8. Ikki massali mashina agregati harakat tenglamalari yechimi qanday amalga oshiriladi?
9. Mashina agregati harakat tenglamalarini tuzish va ularning yechimini olish bo'yicha qanday muammolar mavjud?

4-BOB. MASHINA HARAKATINING 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 yyetaklovchi 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 (yyetaklovchi 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 (yyetaklovchi 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 girooskopik momenti quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$M_u = -\varepsilon \cdot J_0 \quad (4.1)$$

bu yyerda, J_0 – maxovikning inertsiya momenti,

ε – maxovikning burchak tezlanishi,

M_u – burchak tezlanishiga teskari yo'nalgan girooskopik moment, (4.1)

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.

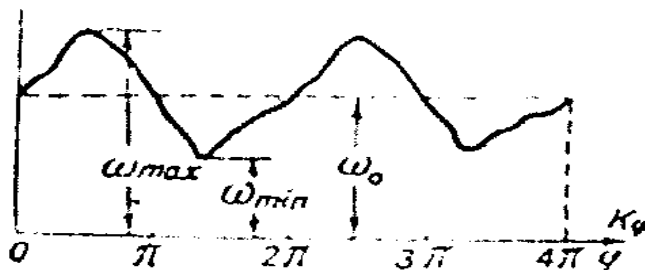
4.1. Mashinaning notekis aylanish koeffitsiyenti

Mashinaning asosiy vali notekis aylanadi, degan xulosaga keldik. Har qanday mashinaning o'rtacha tezligi bo'ladi. 4.1-rasmda asosiy val burchak tezligining 4π ichida o'zgarishi $\omega = \omega(\varphi)$ grafigi tarzida berilgan. O'rtacha burchak tezligi quyidagicha topiladi:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad (4.2)$$

bu yyerda, ω – davr ichidagi o'rtacha integral burchak tezligi, uni

quyidagicha topsa maqsadga muvofiq bo'ladi: $\omega = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \omega d\varphi$



4.1-rasm.

Shunday qilib, mashina keltirish valining o'rtacha burchak tezligi ω_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 δ bilan belgilab, uni quyidagicha topamiz:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0} \quad (4.3)$$

(4.2) va (4.3) tenglamalardan ω_{\max} va ω_{\min} ni topamiz:

$$\omega_{\max} = \omega_0 \left(1 + \frac{\delta}{2} \right); \quad \omega_{\min} = \omega_0 \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad (4.4)$$

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 inertsiya momentini (yoki maxovik massasini) topishga kirishamiz.

4.2. Maxovik inertsiya momentini aniqlash

Mashina harakati vaqtidagi ortiqcha yoki yetishmaydigan ishni A_0 bilan belgilasak, energiyaning o‘zgarish qonuniga ko‘ra quyidagi tenglikni yoza olamiz:

$$A_0 = \frac{1}{2} J_0 (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad (4.5)$$

Qavslar ichidagini quyidagicha o‘zgartiramiz:

$$\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{2} \quad (4.6)$$

Agar keltirish bo‘g‘inining inertsiya momenti o‘zgaruvchan bo‘lsa, u holda (4.5) tenglikni quyidagicha yozamiz:

$$A_0 = E_{i+1} - E_i = \frac{J_{(i+1)k}(\varphi)\omega_{\max}^2}{2} - \frac{J_{ik}(\varphi)\omega_{\min}^2}{2}$$

$$J_{(i+1)k}(\varphi) = J_M + \Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi); \quad J_{1k}(\varphi) = J_M + \Delta J_{ik_3}(\varphi);$$

$$\omega_{\max} = \omega \left(1 + \frac{\delta}{2} \right); \quad \omega_{\min} = \omega \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad (4.7)$$

Bularni (4.5) tenglamaga qo'yib, quyidagilarni olamiz:

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{I}{2} \left\{ \left[J_M + \Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) \right] \omega^2 \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)^2 - \left[J_M + \Delta J_{ik_3}(\varphi) \right] \omega^2 \left(1 - \frac{\delta}{2} \right)^2 \right\} = \\ &= \frac{I}{2} \left\{ J_M \cdot \omega^2 + J_M \omega^2 \delta + J_M \omega^2 \frac{\delta}{4} + \Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) \omega^2 + \Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) \omega^2 + \delta + \right. \\ &+ \Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) \omega^2 \cdot \frac{\delta^2}{4} - J_M \omega^2 + J_M \omega^2 \cdot \delta - J_M \omega^2 \frac{\delta^2}{4} - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \omega^2 + \\ &+ \Delta J_{ik_3}(\varphi) \omega^2 \cdot \delta - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \omega^2 \cdot \frac{\delta^2}{2} \left. \right\} = \\ &= \frac{I}{2} \left\{ 2J_M \omega^2 \delta + \left[\Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \right] \omega^2 + \left[\Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) + \Delta J_{ik_3}(\varphi) \right] \omega^2 \cdot \delta + \right. \\ &+ \left. \left[\Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \right] \omega^2 \frac{\delta^2}{4} \right\} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Bunda J_M ni topamiz:

$$J_M = \frac{A_0 - \frac{\omega^2}{2} \left\{ \left[\Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) - \Delta J_{ik_3}(\varphi) \right] \cdot \left[1 + \frac{\delta^2}{4} \right] + \left[\Delta J_{(i+l)k_3}(\varphi) + \Delta J_{ik_3}(\varphi) \right] \delta \right\}}{\omega^2 \delta} \quad (4.9)$$

Suratdagi hadlar ichida katta qavs ichidagilar ba'zi hollar uchun maxovikning inertsiya momenti J_M ga qaraganda kichik son bo'lganligidan tashlab yuborsak bo'ladi, u holda tenglik taqriban quyidagi ko'rinishni oladi:

$$J_M = \frac{\Delta_0}{\omega^2 \delta} \quad (4.10)$$

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ ekanligini e'tiborga olib, (4.10) tenglikni quyidagicha yozamiz:

$$J_M = \frac{90 \cdot A_0}{n^2 \delta} \quad (4.11)$$

Yuqoridagi $J(j)$ – mashina bo'g'inlaridan asosiy valga (yyetaklovchi bo'g'inga) keltirilgan unerstiya momenti, u asosan quyidagilardan iborat:

1. J_3 – mashina yoki mexanizm bo'g'inlaridan keltirilgan inertsiya momenti.

2. J_I – keltirish bo‘g‘inining (asosiy valning) inertsiya momenti.

3. J_M – asosiy valga o‘rnatiladigan maxovikning inertsiya momenti.

$$J(\varphi) = J_3 + J_I + J_M = \Delta J + J_M \quad (4.12)$$

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 inertsiya 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.

4.3. Urinma kuchlar usuli bilan ortiqcha ishni topish

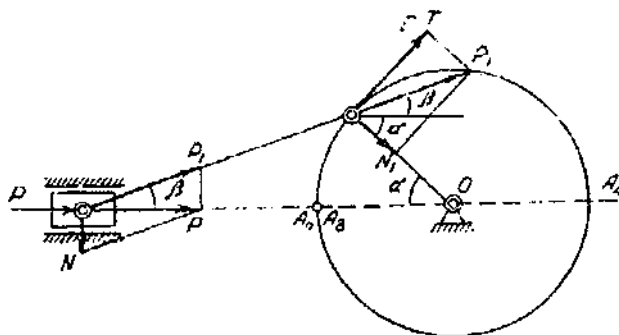
4.2-rasmda aksial (markaziy) aylangich-sudralgichli mexanizmning B nuqtasiga qo‘yilgan P kuch berilgan. Bu kuch harakatlantiruvchi kuch (agar ichki yonuv dvigateli bo‘lsa) yoki qarshilik kuchi bo‘lishi mumkin. Qarshilik kuchi bo‘lsa ham, harakatlantiruvchi kuch bo‘lsa ham bayon qilinayotgan usul o‘z kuchida qoladi.

4.2-rasmdan T kuchni topamiz:

$$P_1 = \frac{P}{\cos \beta}; \quad T = P_1 \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (4.13)$$

Bulardan T ni topamiz:

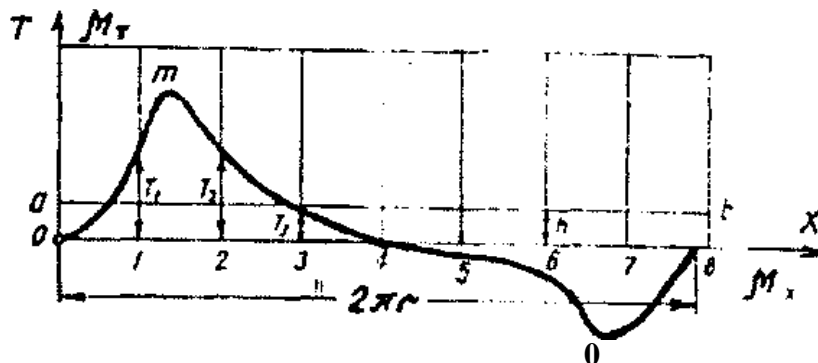
$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (4.14)$$



4.2-rasm. Aylangich-sudralgichli mexanizm.

Ikki taktli yuritgichning indikator diagrammasidan foydalanib, sudralgichga (B

nuqtaga) ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuchni (P ni) mexanizmning 8 vaziyati uchun topamiz, uni (4.14) formulaga qo'yib, aylangichning A nuqtasiga qo'yilgan tangensial kuchlarni aylangichning 8 vaziyati uchun topamiz-da, μ_T masshtabda 4.2-rasmdagi diagrammani tuzamiz.



4.3-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 yuz bilan almashtiramiz:

$$h \cdot 2\pi \cdot r = (F_1 + F_2) \quad (4.15)$$

bundan

$$h = \frac{F_1 + F_2}{2\pi r} [MM] \quad (4.16)$$

Bu h balandlik m_T masshtabga ko'paytirilsa, qarshilik kuchi chiqadi. ab gorizontal chiziqdan yuqorigi yuz ortiqcha ish bo'lsa, pastki yuz 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:

$$\sum_{i=0}^n F_{i0} = \sum_{i=0}^n F_{ie}; \text{ yoki } \sum_{i=0}^n A_{i0} = \sum_{i=0}^n A_{ie} \quad (4.17)$$

Maksimal ortiqcha ish beruvchi yuzani tanlab aylangichning bir aylanishida bajariladigan ortiqcha ishni quyidagicha topamiz:

$$A_0 = \mu_t \cdot \mu_X \cdot F_{\max}$$

(4.11) tenglamaga A_0 ni qo'yib, maxovikning inertsiya momentini topamiz.

Maxovikning butun og'irligi uning gardishidadir:

$$J_M = mR^2 = \frac{GD^2}{4g}; \quad GD^2 = 4J_M \cdot g = \frac{360 \cdot A_0 \cdot g}{n^2 \delta} \quad (4.18)$$

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:

$$S = \frac{G_G}{2\pi Rv} [M^2] \quad (4.19)$$

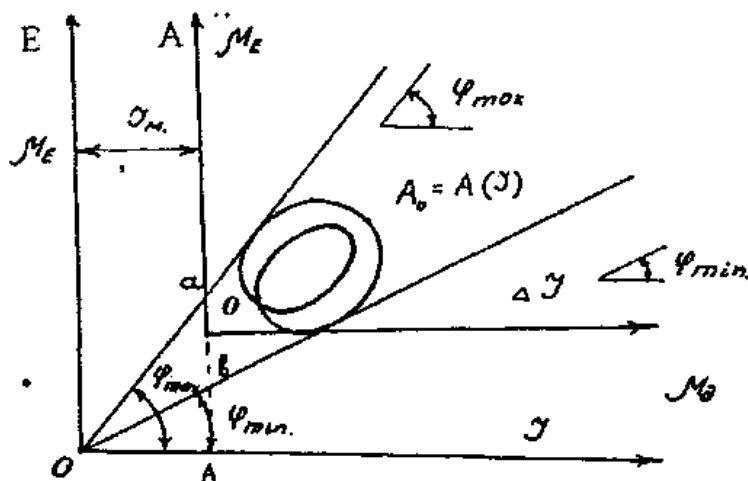
bu yerda, v – maxovik materialining solishtirma og'irligi.

4.4. 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 $M_{f.q.} - \varphi$ grafigi bilan mexanizmning (maxoviksiz) keltirilgan inertsiya momenti grafigi ($DJ - \varphi$) ni tuzamiz. $M - \varphi$ grafigini integrallab, $A_0 - \varphi$ grafigini hosil qilamiz, chunki:

$$A_0 = \int_0^{\varphi} M_{DK} d\varphi - \int_0^{\varphi} M_{f.q.} d\varphi = \int_0^{\varphi} M d\varphi \quad (4.20)$$

bo'ladi. A_0-j va $DJ-j$ grafiklaridagi umumiy parametr (j) ni grafik usulda chiqarib, $A_0-\Delta J$ grafigini olamiz (4.4.-rasm). Agar mexanizmning keltirilgan inertsia momentiga maxovikning inertsia momentini qo'shsak ($J_M=const$), yangi koordinatlar boshi O_I nuqtadan biror O nuqtaga ko'chadi. Mexanizmning maxovik qo'shilgandan so'nggi kinetik energiyasi quyidagicha bo'ladi:



4.4-rasm. Energiya – keltirilgan inertsia momenti ($E-I_k$) grafigi.

$$E=A_0+A' \quad (4.21)$$

Mexanizmning maxovik qo'shilgandan keyingi keltirilgan to'la inertsia momenti quyidagicha bo'ladi:

$$J_K=\Delta J+J_M \quad (4.22)$$

Bu yyerda, J_M – maxovikning topilishi lozim bo'lgan inertsia momenti. Bizga quyidagilar (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) ma'lum:

$$\omega_{\max} + \omega_{\min} = 2 \cdot \omega; \quad \omega_{\max} - \omega_{\min} = \omega \cdot \delta \quad (4.23)$$

$$\omega_{\max} = \omega \left(1 + \frac{\delta}{2} \right); \quad \omega_{\min} = \omega \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad (4.24)$$

Kinetik energiyadan:

$$\omega^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \cdot \frac{Y_E}{X_J} = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg} \varphi \quad (4.25)$$

Agar burchakning ekstremal qiymatlarini topmoqchi bo'lsak, (4.25) tenglamani quyidagicha yozamiz:

$$\operatorname{tg} \varphi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{\min}^2; \quad \operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{\max}^2 \quad (4.26)$$

ω_{\max} , ω_{\min} qiymatlarini (4.26) tenglamaga qo'yib, tegishli φ_{\max} va φ_{\min} burchaklarni topamiz. $(A_0-\Delta J)$ grafigiga bu burchaklar ostida urinma o'tkazib, ularning kesishuv nuqtasi O ni topamiz (4.4-rasm). Bu rasmdagi ab kesma m_E masshtabda A_0 ishni bildiradi, shuni isbot qilamiz. 4.4-rasmdan quyidagilarni topamiz:

$$\overline{ab} = \overline{Aa} - \overline{Ab}; \quad tg\varphi_{\max} = \frac{\overline{Aa}}{\overline{OA}}; \quad tg\varphi_{\min} = \frac{\overline{Ab}}{\overline{OA}}$$

$$tg\varphi_{\max} - tg\varphi_{\min} = \frac{\overline{ab}}{\overline{OA}}$$

(4.26) tenglamadagi $tg\varphi_{\min}$ va $tg\varphi_{\max}$ qiymatlarini o'rniga qo'yib quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\frac{\mu_J}{2\mu_E} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = \frac{\overline{ab}}{\overline{OA}}$$

yoki

$$\frac{\mu_J}{2\mu_E} 2\omega^2 \delta - \frac{\overline{ab}}{\overline{OA}}$$

$$\mu_J \cdot \overline{OA} = \frac{\mu_E \cdot \overline{ab}}{\omega^2 \cdot \delta} \quad (4.27)$$

(4.11) tenglama bilan (4.27) tenglamani bir-biriga taqqoslab qarasak, $J_M = \mu_J \cdot \overline{OA}$, $A_0 = \mu_E \cdot \overline{ab}$ ekanligini ko'ramiz.

Shunday qilib, energomassa usulida ortiqcha ishni (A_0) grafik tarzda topsa yaxshi bo'lar ekan. 4.4-rasmdagi OA kesma μ_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 yyetaklovchi bo'g'inning bir xil aylanish soni uchun kinetik energiya orqali keltirilgan massaning o'zgarishini topib, energomassa grafigining o'zgarishini aniqladik.

4.5. Maxovik inertsiya momentini topish usullari

I.I. 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 yyetaklovchi 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 diafamasidan foydalaniladi. Bu metod ham taqribiydir, chunki avtor mashinaning yyetaklovchi bo‘g‘ini ayni bir vaqtda berilgan notekis aylanish koeffitsiyenti δ 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:

$$M_g = -M_3 = \frac{d}{d\varphi} \left(J_k \frac{\omega^2}{2} \right) = J_k \cdot \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_k}{d\varphi} \quad (4.28)$$

bu yerdagi J_k ni asosan quyidagicha ko‘rsatish mumkin:

$$J_k = J_M + \Delta J \quad (4.29)$$

Buni o‘rniga qo‘yib, quyidagini olamiz:

$$M_d - M_3 = (J_M + \Delta J) \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J)}{d\varphi} \quad (4.30)$$

I.I. Artobolevskiy $\varepsilon=0$ bo‘lgan mexanizm holatini tekshiradi. Bunday holatlar ω_{max} yoki ω_{min} ga to‘g‘ri kelishini bilish qiyin emas:

$$M'_d - M'_3 = \Delta M' = \frac{\omega_{\max}^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} \quad (4.31)$$

$$M''_d - M''_3 = \Delta M'' = \frac{\omega_{\min}^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J_n)}{d\varphi} \quad (4.32)$$

Umuman olganda, mexanizmning maxoviksiz keltirilgan inertsiya momenti quyidagicha bo‘ladi:

$$\Delta J_k = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{Si}}{\omega} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right] \quad (4.33)$$

bunda, v_{Si} – mexanizm i -bo‘g‘ini og‘irlik markazining ilgariylanma harakat tezligi; ω_i – shu bo‘g‘inning burchak tezligi; J_i – shu bo‘g‘innig og‘irlik markazidan o‘tuvchi o‘qqa nisbatan inertsiya momenti; m_i – shu bo‘g‘inning massasi.

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} \cdot \frac{dt}{dt} = \frac{1}{\omega} \frac{d(\Delta J_k)}{dt} \quad (4.34)$$

(4.33) dan vaqtga nisbatan hosila olib, quyidagi ko‘rinishga ega bo‘lamiz:

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega} \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{Si}}{\omega} \right)^2 \cdot \left(\frac{a^{\tau}_{Si}}{v_{Si}} \right) + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \cdot \left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (4.35)$$

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:

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega} \sum_{i=1}^n \left[m_{K_i} l_{OA}^2 \left(\frac{a^{\tau}_{Si}}{v_{Si}} \right) + J_{K_i} \left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (4.36)$$

Boshlang‘ich farazga binoan:

$$\omega = \omega = const; \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0$$

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega^*} \sum_{i=1}^n \left[m_{K_i} l_{OA}^2 \left(\frac{a^{\tau}_{Si}}{v_{Si}} \right) + J_{K_i} \left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (4.37)$$

Tezlik va tezlanishlar rejalaridagi tezlik va tezlanishlar kesmalaridan foydalanib, (4.37) ni quyidagi analoglar orqali yozamiz:

$$\frac{d(\Delta J_k)}{d\varphi} = 2 \sum_{i=1}^n \left[m_{K_i} l_{OA}^2 \left(\frac{a}{b} \right) + J_{K_i} \left(\frac{c}{d} \right) \right] \quad (4.38)$$

bunda,

$$\alpha_{Si}^{\tau} = \alpha \cdot \omega^2, v_{Si} = l\omega, \varepsilon_i = c \cdot \omega^2, \omega_i = d \cdot \omega$$

(agar $\mu=1$ bo'lsa), (4.37) ni (4.32) larga qo'yib quyidagilarni olamiz:

$$\Delta M' = \omega_{\max} \sum_{i=1}^n \left[m_{K_i} l_{OA}^2 \left(\frac{\alpha_{Si}^{\tau}}{v_{Si}} \right) + J_{K_i} \left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (4.39)$$

$$\Delta M'' = \omega_{\min} \sum_{i=1}^n \left[m_{K_i} l_{OA}^2 \left(\frac{\alpha_{Si}^{\tau}}{v_{Si}} \right) + J_{K_i} \left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i} \right) \right] \quad (4.40)$$

(4.39) va (4.40) lardagi summa ostidagi qiymatlar bir-biriga teng bo'lganligidan $\Delta M'=f(j)$ va $\Delta M''=y(j)$ lar faqat o'zgarimas ω_{\max} va ω_{\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'yorli 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:

$$E(\varphi) = E_M + E_3(\varphi) \quad (4.41)$$

bunda, E_M – maxovikning kinetik energiyasi; $E_3(\varphi)$ – qolgan mexanizm bo'g'inlari kinetik energiyalarining yig'indisi.

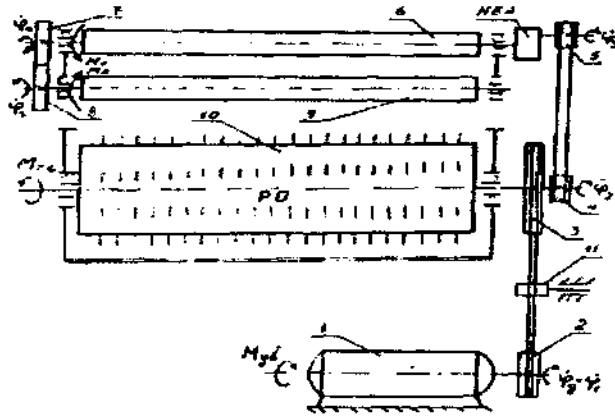
Kinetik energiyaning φ_0 va φ intervaldagi orttirmasi quyidagicha topiladi:

$$E(\varphi) - E(\varphi_0) = \Delta E(\varphi) \quad (4.42)$$

φ grafigi ordinatalaridan turli holatlar uchun ayiriladi, xolos.

4.6. Mashina agregati bo'g'inlarining inertsiya momentlarini tanlash

Paxta ta'minlagich mexanizmini o'z ichiga olgan mashina agregatini ko'rib chiqaylik (4.5-rasm.)



4.5-rasm.

Mashina agregatini yuritgichi asinxron elektrodvigateli bo'lib, u quyidagi dinamik-mexaniq xarakteristikasi orqali hisobga olinadi:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} = \frac{S_k}{2M_k} \cdot M_g + \frac{1}{2\omega_c M_k} \dot{M}_g \quad (4.43)$$

bu yyerda, M_g , M_k – elektr yuritgichning momenti va uni kritik qiymati; S_k – kritik siljish;

$$S_k = \lambda S_H \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2}} \right) \quad (4.44)$$

λ – kritik va nominal momentlarning nisbatini ifodalovchi koeffitsiyent; S_H – nominal siljish; ω_0 , ω_s – rotorning ideal erkin va manbaning burchak tezligi.

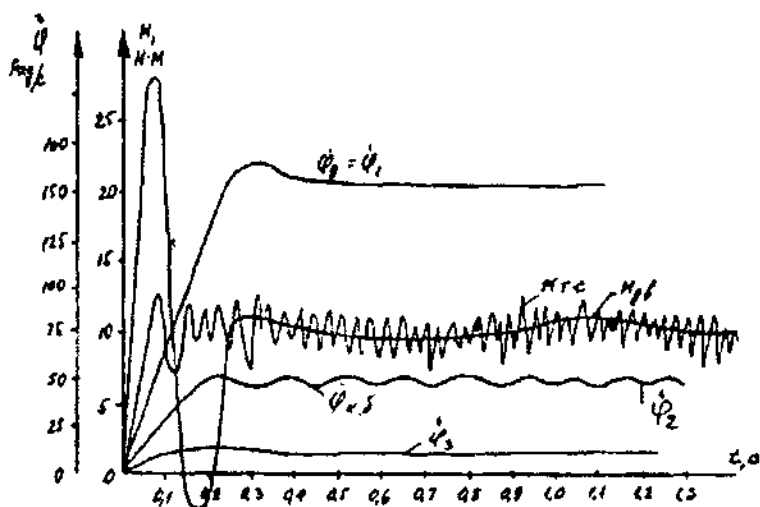
Mashina agregati 4.5-rasmdan ko'rinib turibdiki, uchta umumlashgan ordinatalarga φ_1 , φ_2 , φ_3 (massalarning burchak siljishlari) ega. Mashina agregati harakati quyidagi differensial tenglamalar sistemasi bilan ifodalanadi:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} &= \frac{S_k}{2M_k} \cdot M_g + \frac{1}{2\omega_c M_k} \dot{M}_g \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_g - c_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) \left(1 - \frac{\partial U_{12}}{\partial \varphi_1} \varphi_2 \right) \\ &\quad - b_1 (\dot{\varphi}_1 - U_{12} \dot{\varphi}_2) \left(1 - \frac{\partial U_{12}}{\partial \varphi_1} \dot{\varphi}_2 \right) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= U_{12} c_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) + U_{12} b_1 (\dot{\varphi}_1 - U_{12} \dot{\varphi}_2) - \\ &\quad - c_2 (\varphi_2 - U_{23} \varphi_3) - b_2 (\dot{\varphi}_2 - U_{23} \dot{\varphi}_3) - M_1 \end{aligned}$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 = U_{23}c_2(\varphi_2 - U_{23}\varphi_3) + U_{23}b_2(\dot{\varphi}_2 - U_{23}\dot{\varphi}_3) - M_2 \dots \quad (4.45)$$

bu yyerda, 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 (4.45) ifodani analitik usulda yechimini olishning amaliy imkoniyati deyarli yo‘q. Differensial tenglamalar sistemasi (4.45) ni yechimi shaxsiy komp’yuter IBM PC AT da «Beysik» tilida amalga oshirildi.

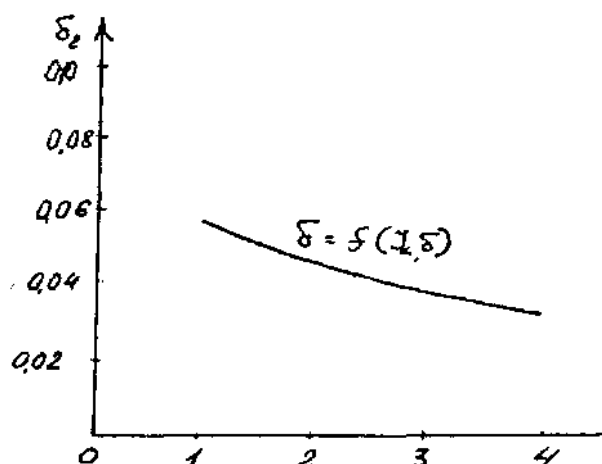


4.6-rasm.

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:

$$M=M_1+M_0\cos(\omega t+\varphi_0) \quad (4.46)$$

Yechimni grafiklar rasmida olib tahlil qilindi (4.6-rasm). 4.6-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 $\dot{\varphi}_2$ ni o‘zgarishida tebranishlar yaqqol ko‘rinib turibdi. Natijalarni qayta ishlab, 4.7-rasmdagi grafik olindi.



4.7-rasm.

Unga ko‘ra J_2 inertsiya momentini ortishi ikkinchi valni (qoziqli baraban) burchak tezligini notekislik koeffitsiyenti δ_2 ni kamayishini ko‘rish mumkin. Ushbu grafik orqali kerakli δ_2 ni ta‘minlash uchun J_2 ni qiymatini tanlash kerak bo‘ladi.

4.7. Mashina harakati notekisligi bo‘yicha dolzarb muammo va masalalar

Mashina agregati mexanizmlari bo‘g‘inlarini harakati tahlilida texnologik jarayon shartlarini amalga oshirish maqsadida, ularning inertsiya momentlari qiymatlari, boshqa kinematik va dinamik parametrlar qatori tanlanadi.

So‘nggi paytlarda murakkab tuzilishli texnologik mashina agregatlarini asosan ularning burchak tezliklari notekislik koeffitsiyenti 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 koeffitsiyenti 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. 4.8-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:

$$m\ddot{X} = -G \sin \varphi_n - F_{ishq} + F_M \quad (4.47)$$

$$\text{bu yyerda, } F_{ishq} = fmg \cos \varphi_n; \quad F_M = \frac{mV^2}{R + X}$$

m – bir chigit massasi; g – erkin tushish tezlanishi; φ_n – qoziqli barabanning burchakli siljishi; V – bir chigit nisbiy tezligi; ϕ – ishqalanish koeffitsiyenti; R – barabanni qoziqlar tagi radiusi.

(4.47) ifoda qator o‘zgartirishlardan so‘ng quyidagi ko‘rinishga keladi:

$$\ddot{X} - \omega^2 X = R\omega^2 - g(\sin \varphi_n + f \cos \varphi_n) \quad (4.48)$$

Bu (4.48) differensial tenglamani taqribiy yechimi:

$$X = 0,02 + \frac{t^2}{2}(0,18\omega_p^2 - 2,94) + \frac{t^2}{6}(0,36 \cdot \omega_p^2 \cdot \dot{\varphi} - 9,8\omega_p^3) + \frac{t^4}{24}(0,36 \cdot \omega_p^2 \cdot \dot{\varphi}_0^2 - 9,8\varphi_0^4 + 2,9\dot{\varphi}_p^4)$$

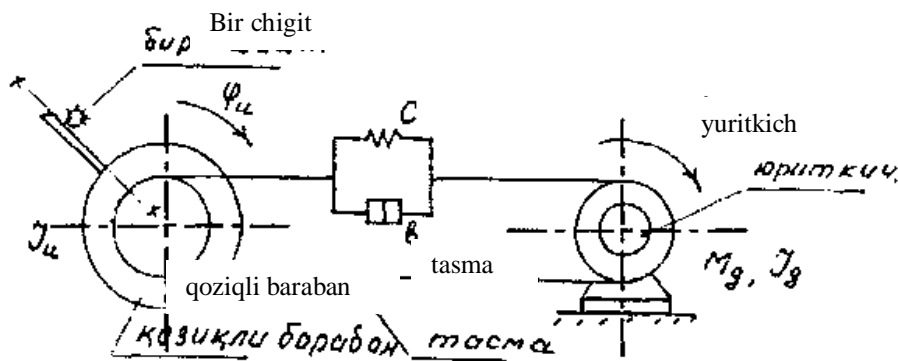
Ushbu yechim, $h=0,7m$; $R=0,16m$; $g=9,81 m/s^2$; $m=0,25 g$; $f=0,3$ qiymatlarida olingan. 4.8-rasmdan, endi mashina agregatini harakat tenglamasini yozamiz:

$$M_g = f(\dot{\varphi}_g); \quad J_g \ddot{\varphi}_1 = M_g - C(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) - b(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) \quad (4.49)$$

$$J_i \ddot{\varphi}_i = C(\varphi_i - U_{21}\varphi_1) + b(\dot{\varphi}_i - U_{21}\dot{\varphi}_1) - (R + X)mg[\sin(\omega t - \alpha) + \cos(\omega t - \alpha)]$$

bu yyerda, M_g , J_1 – 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 (4.58.) ni qo‘yib birgalikda yechim olinsa natijaning aniqligi ortadi.



4.8-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.

4.8. «Mashina harakatining notekisligi» bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish savollari

1. Mashina harakati notekisligi deganda nimani tushunasiz?

2. Davriy va davriy bo'lmagan harakatni izohlab bering.

3. Burchak tezlikning notekislik koeffitsiyenti qanday ifodalanadi?

4. Maxovikning inertsiya momenti qanday aniqlanadi?

5. Urinma kuchlar usulini tushuntirib bering.

6. Energomassa (Vittenbauer) usulida maxovikning inertsiya momenti qanday topiladi?

7. I.I. Artobolevskiy usulini tushuntirib bering.

8. N.I. Mersalov va E.M. Gut'yar usullari qanday farqlanadi?

9. Asinxron elektr yuritgich mexanik xarakteristikasini tushuntiring.

2. Mashina ishchi organi burchak tezligi notekislik koeffitsiyenti qanday kamaytiriladi?

3. Mashina agregati notekisligi bo'yicha qanday dolzarb muammo va masalalar mavjud?

5-BOB. MASHINALAR DA TITRASH VA UNDAN MUHOFAZALANISH

Mashinalarda tebranish (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.

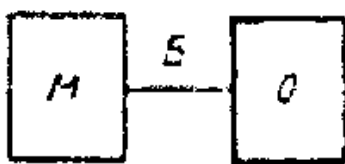
Qurilishda keng qo'llaniladigan titrash va titratib zarb berish jarayonlari asosida ishlaydigan yangi, yuqori darajada samarali mashinalar ham ana shunday oqibatlariga olib keladi. Zararli titrash konstruktor tomonidan planlashtirilgan mashinalar, boshqarish sistemalarining harakat qonunlarini buzadi, 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 emiriladi. 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.

5.1. Titrashni yuzaga keltiruvchi manbalar

Tebranishni keltirib chiqaruvchi jarayonlar kechadigan M sistema tebranish manbai dyeyiladi. O sistema mexaniq sistemaning tebranishlari (5.1-rasm) kamaytirilishi lozim bo'lgan qismi bo'lib, titrashdan muhofazalash ob'ekti deb ataladi. Ushbu ob'ektni tebranish manbai bilan bog'lovchi B bog'lamalarda vujudga keladigan

hamda ob'ektning tebranishiga sabab bo'ladigan kuchlar dinamik ta'sirlar deyiladi.



5.1-rasm

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 ob'ektdir; 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 ob'ekt, 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 **mexaniq ta'sir** atamasi qo'llaniladi.

Mexaniq 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 ob'ektga ta'sir etuvchi $F(t)$ kuchlar yoki $M(t)$ kuch momentlari tashkil

etuvchilarning vaqt funksiyalari bilan ajralib turadi; kinematik ta'sirlar titrashdan muhofazalash ob'ekti 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:

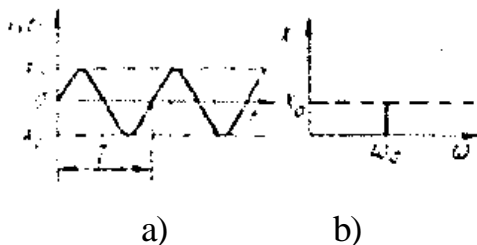
$$x(t) = X_0 \sin(\omega_0 t + \psi) \quad (5.1)$$

bunda, X_0 – amplituda; ω_0 – chastota; ψ – boshlang'ich faza; t – vaqt.

Garmonik jarayon tadqiq qilinganda ko'pincha boshlang'ich faza hisobga olinmaydi va (5.1) tenglama quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$x(t) = X_0 \sin \omega_0 t. \quad (5.2)$$

(5.2) ifoda grafik tarzda vaqt funksiyasida (5.2a)-rasm yoki amplituda-chastota xarakteristikasi – chastota spektri (5.2b)-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.



5.2-rasm.

Bunday spektr diskret yoki chiziqli spektr deb ataladi. Garmonik kuchlar ta'sirida bo'lgan tebranma sistemalariga 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:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t). \quad (5.3)$$

Ko'pgina zamonaviy texnik ob'ektlarda 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:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_1 t + b_k \sin k\omega_1 t) \quad (5.4)$$

bu yyerda

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos k\omega_1 t dt; \quad k = 0, 1, 2, \dots,$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin k\omega_1 t dt; \quad k = 0, 1, 2, \dots,$$

Poligarmonik jarayonni boshqa usulda ham yozish mumkin:

$$x(t) = X_0 + \sum_{k=1}^{\infty} X_k \sin(k\omega_1 t + \psi_k), \quad (5.5)$$

bu yyerda,

$$X_0 = \frac{a_0}{2}; \quad X_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \quad \psi_k = \arctg(a_k / b_k); \quad k = 1, 2, 3, \dots$$

(5.5) 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 ψ_k boshlang‘ich fazalarga ega bo‘ladi. Hamma garmoniklar, chastotalari asosiy ω_1 chastotaga kiradi. Odatda titrashdan muhofazalanuvchi ob’ekt aynan poligarmonik uyg‘onishga duchor bo‘ladi va shu sababli haqiqiy jarayonlarni oddiy garmonika funksiyasi orqali ifodalash yetarli bo‘lmaydi. 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 bo‘ladi. **Ko‘chma** titratuvchi ta’sirlarni ko‘pincha manbalarda sodir bo‘luvchi o‘tish jarayonlari vujudga keltiradi. Masalan, **shig‘ov** olish jarayonida

muvozanatlanmagan rotorli dvigatel korpusiga bo'ladigan kuch ta'siri taxminan quyidagicha ifoda bilan tavsiflanishi mumkin:

$$x=a(\omega)\cos\omega(t)t \quad (5.6)$$

bunda, $\omega(t)$ – rotor burchak tezligining o'zgarish qonuni.

Zamonaviy texnik ob'ektlarda vujudga keladigan poligarmonik ta'sirlar chastotasining chegaralari juda keng. Chegaralari bir necha oktavadan oshib ketadigan $|\omega_{\max/\min} > 10|$ poligarmonik ta'sir keng doiradagi ta'sir deyiladi; agar ta'sirning chegaralari jarayonning o'rtacha chastotasiga qaraganda kam bo'lsa, bunday ta'sir tor doiradagi ta'sir deyiladi. Tor doiradagi ta'sir tepish tarzida namoyon bo'ladi. Titrashdan muhofazalash masalalarini hal qilishda mexanik ta'sir doirasining kengligini hisobga olish birinchi darajali ahamiyatga ega. Xususan, himoya qilinuvchi ob'ektning dinamik nusxasi (hisoblash sxemasi) ta'sir doirasining kengligiga qarab tanlanadi; uni tanlashda ta'sir spektri sohasida joylashuvchi ob'ektning xususiy chastotalari e'tiborga olinishi lozim.

Garmonik yoki poligarmonik uyg'onish kabi **tasodifiy titrash** uyg'onishlarini ham ko'pincha oldindan to'la ravishda bashorat qilib bo'lmaydi. Masalan, gaz oqimining aerodinamik shovqini, suyuqlikning truboprovodda to'xtab-to'xtab oqishi, ustiga bir qancha agregat o'rnatilgan platformalarning titrashi, ishqalanuvchi juftliklarning g'adir-budirligidan kelib chiqadigan titrash kabi jarayonlar o'z tabiatiga ko'ra stoxastikdir. Ushbu jarayonlarni muntazam funksiyalar orqali taxminiy ifodalab (aproximastiyalab) bo'lmaydi. 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, Δq – zarb vaqtida tezlikning, kuch impulsining yoki kuch momentining ortishi. Zarbning davomliligi ob'ektning 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.

5.2. Titrashning salbiy oqibatlari

Turli texnik ob'ektlar (mashinalar, asboblari, apparatlar) va insonga mexanik ta'sirlarning oqibatini ko'rib chiqamiz.

1. Liniyadagi o'ta yuklanishlar ta'siri ob'ektning statik yuklanishiga ekvivalentdir. Ba'zi hollarda, ayniqsa, ob'ektga 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 chiqarishi va hokazo) mumkin.

2. Titrash ta'sirlari texnik ob'ektlar uchun eng xavfli bo'ladi. Titrash ta'sirlaridan kelib chiqadigan har xil ishorali zo'riqishlar materialning toliqishi tufayli darz chiqishiga va yemirilishiga sabab bo'ladi. Mexanik sistemalarda toliqib zo'riqishdan tashqari, titrash tufayli vujudga keladigan boshqa hodisalar ham, masalan, qo'zgalmas birikmalarining asta-sekin bo'shashishi («liqillab qolishi») kuzatiladi. Titrash ta'sirida mashina detallarining birikmalaridagi 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 ob'ektning dissipativ xususiyatlari, o'z chastotasi o'zgarishiga sabab bo'ladi va hokazo.

Agar mexanizmga tirqishli (zazorli) qo'zg'aluvchan birikmalar mavjud bo'lsa (masalan, mexanizmlardagi kinematik juftliklar), titrash ta'sirlari tutash yuzalarning

o‘zaro urilishiga olib kelishi, bu esa ularning yemirilishiga va shovqinning kuchayishiga sabab bo‘lishi mumkin. Ko‘p hollarda titrash ta‘sirida ob‘ektning yemirilishi rezonans hodisalar vujudga kelishi bilan bog‘liq bo‘ladi. Shu sababli ob‘ektda rezonansni vujudga keltiruvchi garmonika poligarmonik ta‘sirlarning eng xavflisidir.

3. Zarbli ta‘sirlar ham ob‘ektning 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 ob‘ektning rezonans tebranishlarini vujudga keltirishga qodir bo‘lganda sodir bo‘ladi.

4. Titrash va zarbli ta‘sirlar ob‘ektning 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. Titrash va zarb ta‘sirida gifoskopik asboblardan 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 ob‘ekt 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.

5. 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 pasayuviga, 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 shtampalaydigan 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.**

5.3. Titrashdan muhofazalashning asosiy usullari

Ob'ektning 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.

Ob'ekt 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 ob'ekt chiziqli xususiyatlarga ega bo'lsa, u holda vazifa uning xususiy chastotalarini keragicha o'zgartirishdan iborat bo'ladi. Chiziqsiz xususiyatli ob'ektlar uchun rezonans hodisalarining bo'lmasligi sharti bajarilishi lozim. Ikkinchi usul, ob'ektda mexanik energiyaning yutilishini kuchaytirishga asoslangan. Titrashdan muhofazalashning so'ndirish (dempferlash) deb ataluvchi ushbu usuli keyinroq ko'rib chiqiladi.

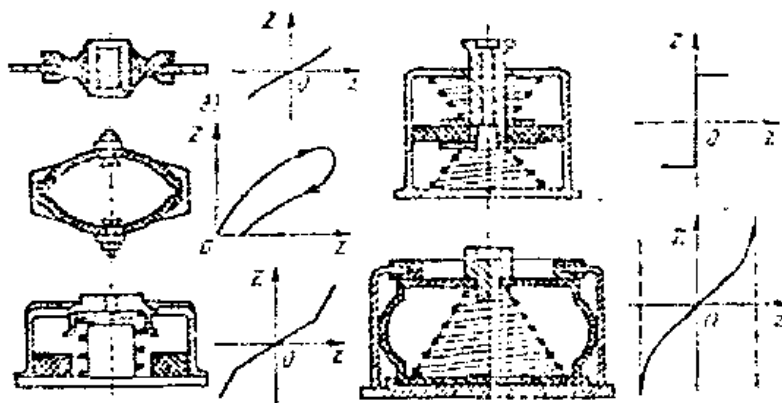
Tebranishlarni dinamik so'ndirish. Dinamik tebranishlarni so'ndirgich (qisqacha – so'ndirgich) ob'ektning so'ndirgich ulanadigan nuqtalariga qo'yiladigan qo'shimcha dinamik ta'sirlarni vujudga keltiradi. Dinamik so'ndirish so'ndirgichning shunday parametrlarini tanlab amalga oshiradiki, bunda ushbu qo'shimcha ta'sirlar manba vujudga keltiruvchi dinamik ta'sirlarni qisman muvozanatlaydi.

Titrashdan izolatsiyalash. Titrashdan izolatsiyalashda manba va ob'ekt orasidagi bog'lamalar bo'shashtiriladi, natijada ob'ektga uzatiluvchi dinamik ta'sirlar kamayadi. Bog'lamalarning bo'shashtirilishi, odatda, bir qancha nomaqbul hodisalar paydo bo'lishiga olib keladi: ob'ektning 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 hamma talablarni qanoatlantiradigan yechimni topish bilan bog'liqdir.

Titrashdan muhofazalash qurilmalari va ularning 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 ob‘ektning birorta o‘ziga xos parametri qiymatini bunday qurilmasi bo‘lmagan ob‘ektning 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, amortizatorda cheklovchi tiraklar, quruqlayin ishqalanish dempferlari, chiziqsiz prujinalar va shu kabi konstruktiv elementlarning mavjudligi bilan tushuntiriladi. 5.3-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.



5.3-rasm.

Har qanday amortizatorda shunday uchta o‘zaro perpendikular x , y , z yo‘nalishlarni belgilash mumkinki, amortizatorni mahkamlash nuqtasi ana shu

yoʻnalishlardan biri boʻyicha siljiganda unga qarama-qarshi yoʻnalishda amortizatorning reaksiya kuchi vujudga keladi. Bunday yoʻnalishlar bosh yoʻnalishlar deyiladi. Agar amortizator reaksiyasining bosh yoʻnalishlariga proyeksiyalarini X , Y , Z lar orqali belgilasak va mavjud amortizatorning elastiklik va soʻndirish xususiyatlarini hisobga olsak, u holda quyidagilarni faraz qilish mumkin: bosh yoʻnalishlar boʻyicha reaksiya kuchlari faqat mos tarzdagi siljishlarga hamda ularning vaqt boʻyicha birinchi hosilalariga bogʻliq boʻladi. U holda,

$$X = X(x, \dot{x}), Y = Y(y, \dot{y}), Z = Z(z, \dot{z}) \quad (5.7)$$

funksiyalar amortizatorlarning dinamik xususiyatlari deyiladi.

Amortizatsiyalanadigan obʼektning muvozanat holatiga yaqin kichik tebranishlarini tahlil qilishda x , y , va z siljishlarni kam, deb hisoblash hamda (5.7) dinamik xususiyatlarni Makloren qatoriga yoyilgan va birinchi tartibdan yuqori boʻlgan hadlarni tashlab yuborgan holda ularni chiziqli koʻrinishga 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 yyerda,

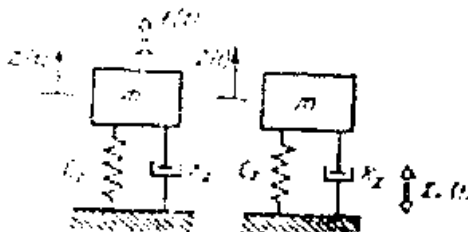
$$Z(z, \dot{z}) \approx c_z z + k_z \dot{z}, \quad (5.8)$$

$$C_x = \frac{dX}{dx}(0,0); \quad C_y = \frac{dY}{dy}(0,0); \quad C_z = \frac{dZ}{dz}(0,0)$$

lar amortizatorning bosh yoʻnalishlaridagi 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 soʻndirish koeffitsiyentlaridir.



5.4.-rasm.

m massali amortizatsiyalanuvchi obʼektning (5.4a-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. (5.8) tenglamaga asosan, m massaga qo‘yilgan kuchlar va $m\ddot{z}$ inertsia kuchining yig‘indisini nolga tenglashtirib m massa harakatini hosil qilamiz:

$$m\ddot{z} + k_z \dot{z} + c_z z = 0 \quad (5.9)$$

Mos ravishdagi xarakteristik tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$ms^2 + k_z s + c_z = 0 \quad (5.10)$$

Uning ildizlari

$$S_{1,2} = \frac{1}{2m} \left(-k_z \pm \sqrt{k_z^2 - 4mc_z} \right)$$

(5.9) 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; $S_{1,2}$ – (5.2.) xarakteristik tenglamasining ildizlari; qulaylik uchun ularni quyidagi ko‘rinishda yozish mumkin:

$$S_{1,2} = -\xi \omega_0 \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \omega_0,$$

bunda,

$$c_z / m = \omega_0^2; \quad k_z / 2\sqrt{c_z m} = \xi;$$

ω_0 – amortizatsiyalangan sistemaning xususiy chastotasi; K – o‘lchamsiz so‘nish koeffitsiyenti.

5.4 b-rasmda poydevorni $z_n = Z_0 \sin \omega t$ tebranishlardan muhofaza qilish uchun amortizatsiya sistemasining sxemasi berilgan.

5.4. Mashinalarda elastik bo‘g‘inlarning dissipativlik xususiyatlari

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 5.5-rasmda ko‘rsatilgan.

Qovushqoq qarshilik (5.5-rasm, a) qarshilik koeffitsiyenti b_1^* bilan ifodalanadi va quyidagi ifoda orqali tavsiflanadi:

$$F_D(x) = b_1 x \quad (5.11)$$

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:

$$F_D(\dot{x}) = b_2 \dot{x}^2 \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (5.12)$$

Ko‘pincha dempferlar konstruksiyalarida quruqlayin ishqalanish elementidan foydalaniladi, uning xususiyati (5.5-rasm) b) quyidagi ko‘rinishdadir:

$$F_D(\dot{x}) = b_0 \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (5.13)$$

bunda, $b_0 = \text{const}$ – quruqlayin ishqalanish kuchi.

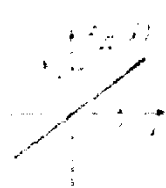
Keltirilgan hamma bog‘liqliklarni chiziqsiz yagona xususiyat orqali ko‘rsatish mumkin:

$$F_D(\dot{x}) = b\mu |\dot{x}|^m \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (5.14)$$

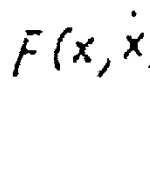
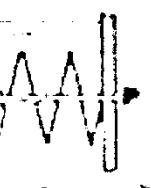
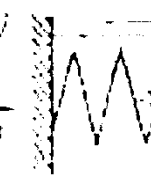
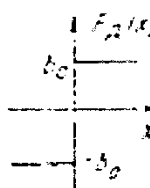
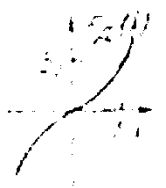
bunda, m , b_m – o‘zgarmas miqdorlar, m ning qiymati 1,2 va 0 ga teng bo‘lganida mos ravishda (5.11) - (5.13) xususiyatlarga ega bo‘lamiz.

Gisterezis. Ko‘p hollarada yaxlit kuchni elastik va dissipativ kuchlarga ajratish shartli bo‘ladi. Boshqa hollarda 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.



5.5-rasm.



5.6-rasm.

Agar elastik, dissipativ elementni (5.6-rasm) davriy tarzda deformatsiyalanishini aytaylik,

$$x = a \cos \omega t \quad (5.15)$$

qonuniyat bo‘yicha amalga oshirsak, u holda kuch – siljish diagrammasida (5.7-rasm) turli yuklanish va yuksizlanish chiziqlarini ko‘ramiz. Bu hodisa **gisterezis** deb ataladi. Gisterezis halqasi bilan chegaralangan yuza deformatsiyalanishning bir davrida yo‘qolgan energiyani ifodalaydi va dissipativ kuchlar bajargan ishni aniqlaydi:

$$\psi = \int F(x, \dot{x}) dx = \int_0^T F_D(\dot{x}) \dot{x} dt \quad (5.16)$$

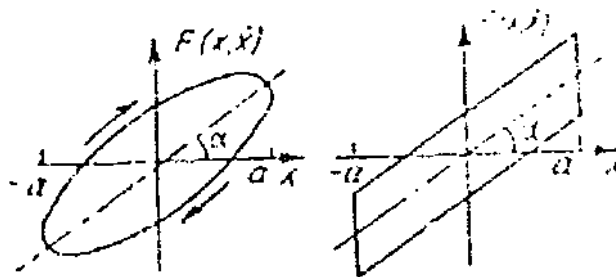
bunda, $T=2\pi/\omega$ - deformatsiyalanish davri.

Masalan, elastik dissipativ elementning dinamik xususiyati quyidagi ko‘rinishga ega bo‘lsin:

$$F(x, \dot{x}) = F_y(x) + F_D(\dot{x})$$

bunda, $F_y(x)=cx$ – chizikli elastik tashkil etuvchi. Chizikli dissipativ kuchga ega bo‘lgan (5.11) bunday elementning gisterezis halqasi (5.15) qonuniyat bo‘yicha deformatsiyalanganda ellips rasmini oladi (5.7-rasm, a). Ellips katta o‘qining a og‘ish burchagi elementning bikrligini ifodalaydi: $c=tga$. Bir davrda (5.15) isrof bo‘lgan energiya

$$\psi = \int_0^T b_1 x^2(t) dt = b_1 (a\omega^2) \int_0^T \sin^2 \omega t dt = \pi a^2 \omega b_1$$



5.7-rasm

5.7b-rasmda quruqlayin ishqalanish (5.13) elementining gisterezis halqasi ko'rsatilgan. Uning uchun yo'qotilgan energiya quyidagicha topiladi:

$$\psi = 4ab_0 \quad (5.17)$$

Dissipativ xususiyati (5.14) formula ko'rinishida bo'lgan element uchun bir davrda yo'qotilgan energiya quyidagiga teng:

$$\psi = k_\mu a^{\mu+1} \omega^\mu b_\mu \quad (5.18)$$

bu yyerda,

$$k_\mu = \int_0^\pi |\sin \tau|^\mu d\tau.$$

Elastik dissipativ sistema tebranganda energiyaning isrofi **yutilish koeffitsiyenti** orqali baholanadi. Xususiyati chiziqli elastik bo'lgan elastik elementning P potentsial energiyasi

$$P = ca^2 / 2$$

yutilish koeffitsiyenti

$$\psi = 2\psi / (sa^2)$$

(5.17) — (5.18) formulalarga asosan va dnssipativ kuchlar xususiyatining turiga ko'ra yutilish koeffitsiyenti qovushqoq so'ndirishda (5.11) chastota funksiyasi bo'ladi:

$$\psi = 2\pi b_1 \omega / c$$

quruqlayin ishqalanishda (5.5.) 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 (5.15) formula ko‘rinishidagi davriy tebranishlarini aniqlashda berilgan $F(x, \dot{x})$ dinamik xususiyat unga ekvivalent bo‘lgan elastik qovushqoq nusxa bilan almashtiriladi:

$$F(x, \dot{x}) \approx cx + bx \quad (5.19)$$

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 (5.16)

$$\psi = \pi a^2 \omega b.$$

Erkinlik darajasi bitta bo‘lgan sistemaning majburiy tebranishi. m massaning harakat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$m\ddot{x} + cx + F(\dot{x}) = Q_0 \cos(\omega t - \varphi) \quad (5.20)$$

(5.15) tenglama yechimini topib hamda (5.19) formuladagi $F(\dot{x})$ chiziqsiz funksiyani chiziqli holga keltirib. (5.20) tenglama o‘rniga ushbuni hosil qilamiz:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = a_0 \cos(\omega t - \varphi) \quad (5.21)$$

Chiziqli ko‘rinishga keltirilgan (5.21) 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 erishilinadigan rezonans amplitudasi uchun

$$a_{rez} = Q_0 / (b\omega_0) \quad (5.22)$$

Chiziqli sistema uchun (5.22.) 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.

Materiallardagi 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 ν 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.

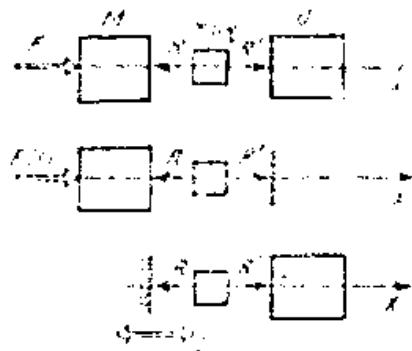
Qo'zg'almas birikmalardagi konstruktion so'ndirish. Mexanik sistemaning tebranishlariga tashqi so'ndiruvchi omillar bilan bir qatorda konstruksiyaning o'z ichida sodir bo'ladigan energetik isroflar (konstruktion so'ndirish) ham sezilarli ta'sir ko'rsatishi mumkin. Bunday isroflar ishqalanish natijasida 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.

5.5. Titrashdan muhofazalash sistemalarining xususiyatlari

Titrashdan muhofazalash sistemasining hisoblash nusxasida uchta asosiy qismni ajratib ko'rsatish mumkin: ta'sir hosil qilish manbai (M), himoyalanuvchi ob'ekt (O) va titrashdan izolatsiyalash qurilmasi (TIQ). Eng oddiy holda manba va ob'ekt qandaydir x o'qi bo'yicha ilgariylanma harakatlanuvchi qattiq jismlar, deb hisoblanadi. 5.8-rasmda titrashdan muhofazalash sistemasining prinsipial sxemasi berilgan: a – umumiy holatdagisi; b – $F=F(t)$ kuch yo'qotiladigan; ν – $x=\bar{x}(t)$ kinematik yo'qotiladigani. Sistemaga qo'yilgan tashqi F kuchlar (majburiy kuchlar),

shuningdek, manba va ob'ekt oralig'ida joylashgan titrashdan izolatsiyalovchi ajratuvchi qurilmaning manba va ob'ektga 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.



5.8-rasm.

Ko'p hollarda sistema jismlaridan bittasining – manba yoki ob'ektning massasi boshqa jismning – mos ravishda ob'ekt 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 ob'ekt «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 (5.8-rasm, b). Agar manba katta massaga ega bo'lsa, u holda $x=x(t)$ harakat qonunini berilgan deb hisoblash mumkin; uning harakati ob'ektning kinematik g'alayonlantiruvchisi rolini o'ynaydi (5.8-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.

5.8b-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. 5.8v-rasmda tasvirlangan sxemadan asboblar, apparatlar, aniq mexanizmlar yoki dastgohlarni, ya'ni titrashga sezgir bo'lgan hamda titrovchi asoslarga yoki harakatlanuvchi

ob'ektlarga 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 ob'ektni himoyalash maqsadi amalga oshadigan bo'lsin. Ko'p hollarda titrashdan izolatsiyalovchi inertsiyalovchi inertsiyasiz qurilmani ishlatish natijasida bunga erishish mumkin; bu qurilma 5.8-rasmda tasvirlangan sxemalar uchun u bir o'qli titrash izolatsiya 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 δ ga proporsional deb hisoblash mumkin:

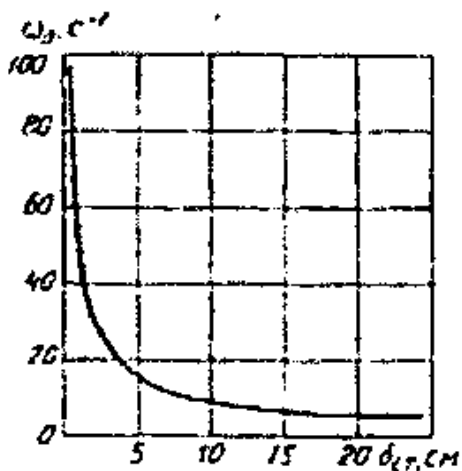
$$R=c\delta+b\delta \quad (5.23)$$

(5.23) munosabat titrashda izolatsiyalovchi inertsiyasiz oddiy qurilmaning chiziqli xususiyatini ifodalaydi; c va b koeffitsiyentlar mos ravishda so'ndirish bikrligi hamda so'ndirish koeffitsiyenti, deb ataladi. $b=0$ bo'lganda (5.23) tenglama ideal elastik elementning (prujinaning) xususiyatini, $c=0$ bo'lganda esa chiziqli qovushqoq dempfer xususiyatini ifodalaydi. SHunday qilib, (5.23) xususiyatli titrashdan izolatsiyalovchi qurilmaning nusxasi sistemaning xususiy $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ chastotasini belgilaydi:

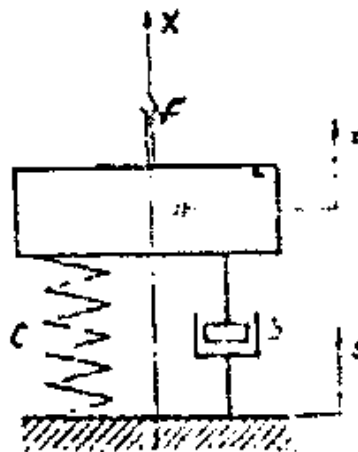
c ning qiymati ω_0 bilan quyidagi formula orqali bog'langan titrashdan izolatsiyalovchi qurilmaning statik deformatsiyalanishi d_{cm} ni (chiqishini) aniqlaydi:

$$\omega_0 = \sqrt{g \sin \alpha / d_{cm}}$$

bunda, d_{cm} - o'q bo'yicha yo'nalgan statik $mgsina$ yuklanish natijasida deformatsiyalanish; m - qo'yiluvchi jismning massasi; a - titrash izolatori o'qining ufqqa nisbatan og'ish burchagi $\omega_0 = \omega_0(d_{cm})$ munosabat 5.9-rasmda keltirilgan.



5.9-rasm.



5.10-rasm.

Erkinlik darajasi bitta bo‘lgan eng oddiy titrashdan muhofazalovchi sistemaning hisoblash nusxasi 5.10-rasmda keltirilgan; bu yyerda, m, x – mos ravishda qo‘yiluvchi jismning massasi va koordinatasi; F – qo‘yiluvchi jismga ta‘sir etuvchi kuch; s, b – mos ravishda titrashdan izolatsiyalovchi qurilmaning so‘ndirish bikrligi va so‘ndirish koeffitsiyenti. Bunday sistemaning so‘ndirish xossalari so‘ndirish koeffitsiyenti

$$n = b / (2m)$$

hamda nisbii so‘ndirish

$$v = n / \omega_0 = b / (2\sqrt{cm})$$

bilan ifodalanadi. $v=1$ bo‘lganda sistemada kritik so‘ndirish amalga oshadi.

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 yyerda, F_0 va ω - mos ravishda majburlovchi kuchning amplitudasi va chastotasi; muhofazalash maqsadi qo‘zg‘almas ob‘ektga 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 ob'ektning 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 ob'ektning 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. 5.10-rasmda tasvirlangan hisoblash nusxasi uchun kuch bilan uyg'otishda quyidagi koeffitsiyentlar kiritiladi:

$$k_k = R_0 / F_0; \quad k_x = s X_0 / F_0$$

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 izolatsiyalash koeffitsiyenti hamda dinamiklik koeffitsiyenti, deb ataladi.

k_R , k_X va $k_{X'}$ larning o'lchamsiz v va $z = \omega / \omega_0$ parametrlarga bog'liqligi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$k_R = \sqrt{\frac{1 + 4v^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4v^2 z^2}}; \quad k_X = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4v^2 z^2}};$$

$$k_{X'} = \frac{z^2}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4v^2 z^2}}$$

Bikrlikning va so‘ndirishning ekvivalent koeffitsiyentlari. Titrashdan izolatsiyalovchi qurilma, odatda, murakkab titrash izolatorini hosil qiluvchi bir qancha titrash izolatorlarining birikmasi tarzida yasaladi. Ma’lum sharoitlarda bunday birikmaning R reaksiyasi (5.23) munosabat orqali taxminiy ifodalanishi mumkin, bu yyerda, δ - birikmaning umumiy deformatsiyalanishi. U holda ko‘rilayotgan murakkab titrash izolatori manba va ob’ektga ta’sir qilish ma’nosida oddiy izolatorga ekvivalent bo‘ladi; s_e va b_e koeffitsiyentlar bikrlikning hamda so‘ndirishning ekvivalent koeffitsiyentlari dyeyiladi.

Poligarmonik ta’sirlarda titrashdan muhofazalash sistemalarining samaradorligi. Tugal trigonometrik yig‘indi ko‘rinishida keltiriladigan jarayon poligarmonik jarayon dyeyiladi. Masalan, kinematik tarzdagi poligarmonik uyg‘onish quyidagi yig‘indi orqali beriladi:

$$\xi(t) = \sum_{j=1}^n \xi_{j0} \sin(\omega_j t + \alpha_j)$$

bu yyerda, x_{j0} , w_j , a_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 ob’ektning $\max |x(t)|$ 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.

5.6. Tebranishlarni dinamik so‘ndirish

Tebranishlarni dinamik so‘ndirish usuli titrashdan muhofazalanuvchi ob’ektning titrashdagi holatini o‘zgartirish maqsadida unga qo‘shimcha qurilmalar o‘rnatishdan iborat. Dinamik so‘ndirgichlarning ishlashi ob’ektga uzatiluvchi kuch ta’sirlarini hosil qilishga asoslangan. Dinamik so‘ndirish titrashni kamaytirishning boshqa usulidan, masalan, ob’ektning biror nuqtasini mahkamlash yo‘li bilan unga qo‘shimcha kinematik bog‘lamalar kiritish usulidan shunisi bilan farq qiladi.

Dinamik so'ndirgich o'rnatib ob'ektning titrashdagi holatini o'zgartirish tebranish energiyasini ob'ektdan 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 ob'ekt – so'ndirgich sistemasining ta'sir etayotgan titrashdan g'alayonlanishlar chastotasiga nisbatan sozlanishi o'zgartirish orqali amalga oshiriladi. Bu holda ob'ektga o'rnatiladigan qurilmalar **inertsion dinamik so'ndirgichlar**, deyiladi. Inertsion so'ndirgichlar monogarmonik yoki tor doiradagi tasodifiy tebranishlarni so'ndirish uchun qo'llaniladi.

Keng doiradagi chastotali titrash yuklanishlari ta'sir etganda esa ikkinchi usuldan foydalangan ma'qul. U ob'ektga so'ndiruvchi qo'shimcha maxsus elementlar o'rnatib, sistemaning dissipativ xususiyatlarini oshirishga asoslangan. Dissipativ dinamik so'ndirgichlar **tebranishli yuritqichlar**, deyiladi. Agar ular bir vaqtning o'zida sistemaning elastik-inertsion va dissipativ xususiyatlarini o'zgartiradigan bo'lsa, u holda ular **ishqalanuvchi dinamik so'ndirgichlar** deyiladi.

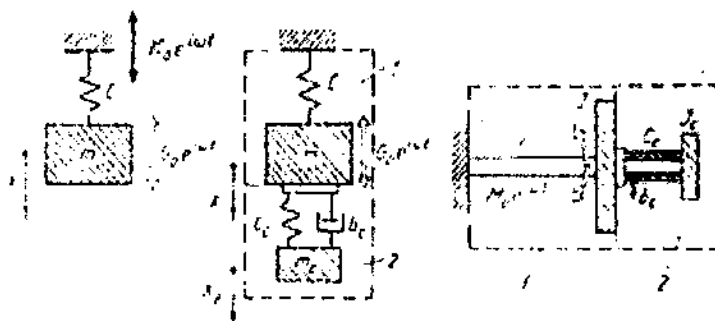
Dinamik so'ndirgichlar konstruktiv jihatdan passiv elementlar (masalan, prujinalar, dempferlar) hamda o'z energiya manbaiga ega bo'lgan aktiv elementlar asosida tayyorlanishi mumkin. Keyingi holda so'z elektr, gidravlik va pnevmatik usulda boshqariluvchi elementlar qo'llanilgan avtomatik rostdash sistemalarini tatbiq etish ustida boradi.

Dinamik so'ndirish usulini hamma turdagi: bo'ylama, egilma, buralma va boshqa tebranishlar uchun qo'llash mumkin, bunda o'rnatilgan qurilma hosil qiladigan tebranish turi, odatda, so'ndirilishi lozim bo'lgan tebranishlar turiga o'xshash bo'ladi.

Prujinali, bir massali inertsion dinamik so'ndirgich (5.11-rasm). Eng oddiy dinamik so'ndirgich 2 (5.11-rasm, b) tebranishlari so'ndiriladigan ob'ekt I ga tebranishlarni so'ndirish talab qilinuvchi nuqtada elastik tarzda birlashtiriladigan qattiq jism ko'rinishida yasaladi. Ob'ektning so'ndirgich bilan birga harakatlanishining natijalovchi xususiyatlariga so'ndirgichdagi dissipativ yo'qotishlar anchagina ta'sir ko'rsatadi. 5.11 a-rasmda tebranishlari so'ndiriladigan ob'ekt asosiga c bikrlikka ega bo'lgan chiziqli prujina yordamida mahkamlangan m massa bilan modellashtiriladigan

eng sodda hol ko'rsatilgan.

So'ndirgichli sistema bo'yлама tebranishlarining differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega:



5.11-rasm.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + b_c(\dot{x} + \dot{x}_c) + cx + c_c(x - x_c) &= G_0 e^{i\omega t}; \\ m_c \ddot{x}_c + b_c(\dot{x}_c - \dot{x}) + c_c(x_c - x) &= 0 \end{aligned} \quad (5.24)$$

bu yyerda, x , x_s – massalar surilishining absolut koordinatalari.

Buralma tebranishlarni 5.11v-rasmda ko'rsatilgan sxema bo'yicha dinamik so'ndirishda so'ndiriluvchi ob'ekt va so'ndirgich disklarining absolut burilish burchaklari φ , φ_s ga ko'ra yozilgan tenglamalar ham yuqoridagiga o'xshash ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\begin{aligned} J\ddot{\varphi} + b_c(\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_c) + c\varphi + c_c(\varphi - \varphi_c) &= M_0 e^{i\omega t}; \\ J_c \ddot{\varphi}_c + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}) + c_c(\varphi_c - \varphi) &= 0 \end{aligned} \quad (5.25)$$

bu yyerda, J , J_c – so'ndiriluvchi ob'ekt va so'ndiruvchining inertsia momentlari; c , c_s – vallarning buralishdagi bikrliklari; b_c – so'ndirgichning parstial tebranishlaridagi qovushqoqlikka isroflar koeffitsiyenti; M_0 – so'ndiriluvchi sistema diskiga tushuvchi burovchi moment amplitudasi.

5.12-rasmda ko'rilayotgan so'ndirgichli sistemaning (5.11-rasm, b ga qarang) amplituda-chastota xususiyatlari keltirilgan (a – so'ndiriluvchi ob'ekt uchun, b – so'ndirgich uchun). Solishtirib ko'rish maqsadida 5.12a-rasmda shtrixli chiziq bilan ob'ektning amplituda-chastota xususiyati (5.11-rasm, a ga qarang) chizilgan. Tanlab olingan sozlanishda so'ndirgichning o'rnatilishi natijasida erkinlik darajasi ikkita

bo'lgan shunday natijalovchi sistema hosil bo'ladiki, uning uyg'onish chastotasi antirezonansga to'g'ri keladi. Bunda antirezonans chastotasi dastlabki sistemaning rezonans chastotasiga ham mos keladi. Agarda (5.24) da $b_c=0$ deb va $F=F_0\cos\omega t$ bo'lsa,

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + cX + C_c(X - X_c) &= F_0 \cos \omega t \\ m_c\ddot{X}_c - C_c(X_c - X) &= 0 \end{aligned} \quad (5.26)$$

Ushbu (5.26) 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

$$X = A\cos\omega t,$$

$$X_c = kA\cos\omega t \quad (5.27)$$

ko'rinishida olamiz. Bu yyerda, k – amplitudani taqsimlanish koeffitsiyenti.

$$k = \frac{C_c}{C_c - m_c\omega^2} \quad \text{yoki} \quad X_c = kX \quad (5.28)$$

Olingan (5.28) ni (5.25) ning birinchi tenglamasiga qo'yamiz

$$m\ddot{X} + [C + C_c(1 - k)]X = F_0 \cos \omega t \quad (5.29)$$

Hosil qilingan (5.29) 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:

$$(C + C_c - m\omega^2)(C_c - m_c\omega^2) - C_c^2 = 0 \quad (5.30)$$

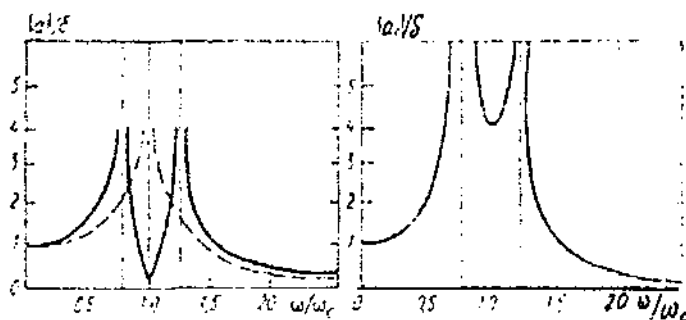
Olingan (5.30) tenglama chastotalar tenglamasi bo'lib, ω ning 4ta qiymati mavjud. Ulardan ω_1 va ω_2 sistema masalalarini xususiy tebranishlar chastotalari. A ifodasidagi kasrning surati ham nolga teng bo'lishi mumkin:

$$C_c - m_c\omega^2 = 0 \quad (5.31)$$

Yoki
$$\omega_A^2 = \frac{C_c}{m_c}$$

(5.31) sharti bajarilsa m massaning A amplitudasi nolga teng bo‘ladi yoki m massasi qo‘zg‘almaydi. Bu hodisani antirezonsans holati deyiladi, ω_A ni esa antirezonsans chastotasi deyiladi. Bunda $\omega < \omega_A < \omega_C$.

G‘altakli inertsion so‘ndirgichlar. So‘ndirgichda muvozanatlovchi reaksiya kuchlari vujudga kelishini ta‘minlash orqali inertsion 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.



5.12-rasm.

Masalan, silindrsimon bo‘shliqdagi silindr, silindrsimon yoki sferik bo‘shliqdagi shar, sterjenga kiygazilgan xalqa kabi yopiq ichki yuzada g‘ildirab harakatlana oladigan elementlar noizoxronlik xususiyatiga ega. Bunday elementlar titrovchi ob‘ektga mahkamlansa, 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 ob‘ektni ko‘rib chiqamiz (5.12-rasm). Ko‘rilayotgan sistema quyidagi differensial tenglamalar orqali tavsiflanadi:

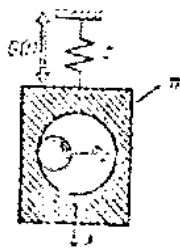
$$(m + m_c)\ddot{x} + cx = G_0 \cos(\omega t + \psi) + (\rho + \rho_c)m_c(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi + \ddot{\varphi} \sin \varphi);$$

$$m_c(\rho - \rho_c)^2 \ddot{\varphi} = m_c(\rho - \rho_c) \ddot{x} \sin \varphi \quad (5.32)$$

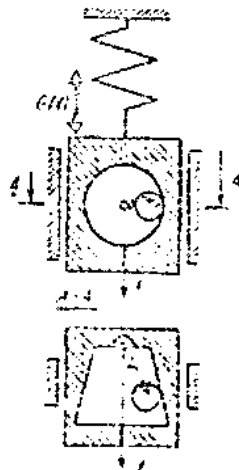
Bu yyerda, x – ob’ektning bo‘ylama koordinatasi; j – vertikal o‘qdan boshlab o‘lchanadigan so‘ndirgich holatining nisbiy burchak koordinatasi. $x=x=0$ deb faraz qilgan holda ob’ektning barqarorlashishi shartini aniqlaymiz. (5.32) ga ko‘ra,

$$\varphi = \omega_c t + \varphi_0$$

ya’ni so‘ndirgich ravon aylanadi. Ravon aylanuvchi jism so‘ndiriluvchi ob’ektga uzatilayotgan markazdan qochma reaksiya uyg‘otishni to‘la muvozanatlaydi va ob’ektning 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.



5.13-rasm.



5.14-rasm.

Bu holda barqarorlikni tiklash uchun bo‘shliqning $r(w)$ radiusini kattalashtirishni so‘ndirgich konstruksiyasini 5.14-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 ob’ektga yo‘naltiruvchilar bo‘lishi kerak. U so‘ndirgichning yon tomondan bo‘ladigan

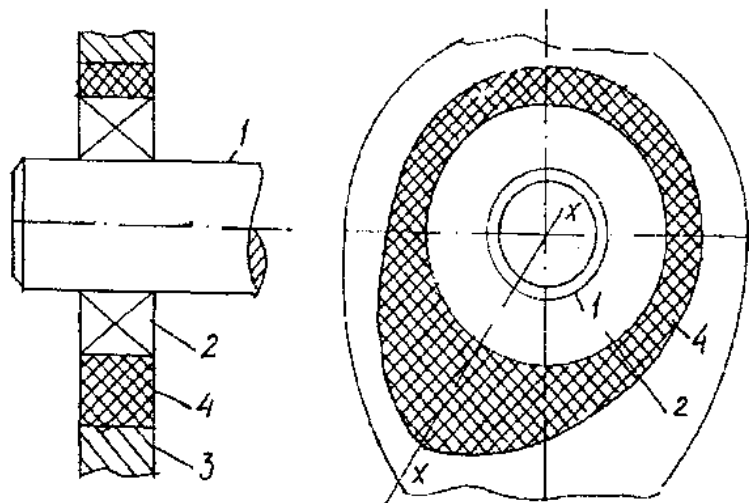
reaksiyasi ta'sirini bartaraf etadi. Uyg'otuvchi kuchning ta'sir chizig'iga nisbatan simmetrik joylashgan yarim massali ikkita bir xil so'ndirgichlardan foydalanilsa, yo'naltiruvchilarga zarurat qolmaydi. Rezonans chastotasidan bo'lganidan so'ng so'ndirgichlar sistemasi yon tomondan bo'ladigan yuklanishlarni 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, kompensastiyalovchi 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. Girooskopik tinchlantirgichlardan farqli o'laroq, bunday qurilmalar faqat suzish vaqtida kemalarning chayqalishini so'ndiradi.

5.7. Titrashdan aktiv muhofazalash sistemalarining asosiy sxemalari

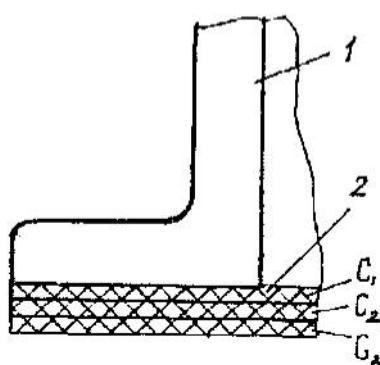
Tebranishlarni kamaytirishda keng ma'noda elastik, qayishqoq elementlardan foydalanish katta samara berishi yuqoridagilardan ma'lumdir. 5.15-rasmda mashina va mexanizmlarning asosi bo'lgan aylanuvchi valni yo'naltiruvchi uslubdagi qayishqoq element bilan tebranishlarni kamaytiruvchi konstruktiv sxema keltirilgan.



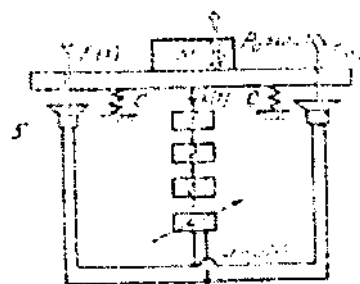
5.15-rasm. Yo'naltiruvchi qayishqoq elementli vallarning yangi sxemasi:

(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 moslashtirilgan. 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 yostiqlar qo'yiladi. Katta diapazondagi chastota bilan poydevorga ta'sir qiluvchi sistemalarda qatlamli yostiqlar ishlatish maqsadga muvofiqdir (5.16-rasm).



5.16-rasm. (1 – korpus; 2 – qatlamli yostiqlar).



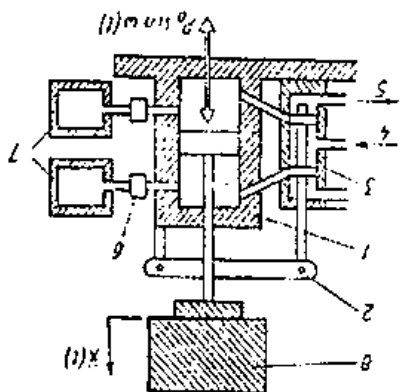
5.17-rasm.

Hozirga qadar titrashdan aktiv muhofazalash sistemalarining ko'plab sxemalari ishlab chiqilgan. 5.17-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

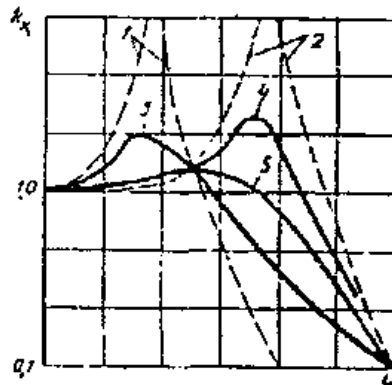
o'tish tartiblarida ishlaydigan sistemaning tebranishini so'ndirish uchun qo'llashga imkon tug'diradi.

Bunda M massali tebranuvchi agregat elastik bikrlik 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'zgartgichlarni ta'minlovchi kuchaytirgich 4 ga $x(t)$ signal uzatadi.

Sxemadan ko'rinib turibdiki, ushbu elementlar elektromexaniq teskari bog'lanish halqasini hosil qiladi. Halqa parametrini o'zgartirish orqali sxema parametrini o'zgartirish, binobarin, uning rezonans xossalari keng doirada o'zgartirish mumkin.



5.18-rasm.



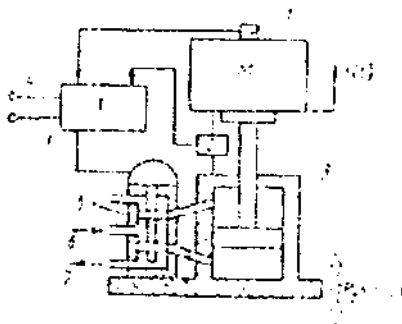
5.19-rasm.

5.18-rasmda pnevmatik uyg'otkichi (kuch silindri) bo'lgan ikki tomonlama ishlovchi pnevmomexaniq titrashdan muhofazalash sistemasining sxemasi tasvirlangan (1 – pnevmomexaniq uyg'otkich; 2 – siljish bo'yicha mexaniq teskari bog'lanish; 3 – servoklapan; 4 – kirish kanali; 5 – chiqish kanali; 6 – drossel; 7 – idish; 8 – izolatsiyalanuvchi ob'ekt). Siljish bo'yicha mexaniq 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 ob'ektni ma'lum holatga keltirishdagina foydalaniladi. Titrashdan va zarbalardan himoyalanishning sifati esa passiv pnevmatik sistemaning bikrligi va so'ndirishiga bog'likdir. Sistemaning

izolatsiyalanuvchi massa kattaligining o'zgarishiga nisbatan sezgirligi past.

Qo'shimcha idishlarga ega bo'lgan pnevmomexanik tarzda titrashdan muhofazalash sistemasi uchun siljish bo'yicha k_h koeffitsiyentning w chastotaga bog'liqligi 5.19-rasmda logarifmik masshtabda ko'rsatildi. Bunda 1-nol, 2-cheksiz, 3-past, 4-yuqori, 5-eng maqbul so'ndirishdagi egri chiziqlar.

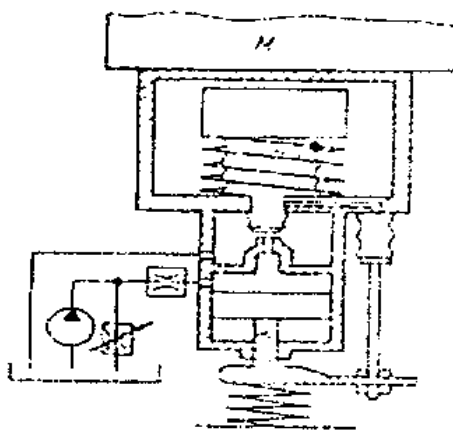
3 va 4 egri chiziqlar drossellash bo'lmagan hamda uyg'otkich bilan qo'shimcha idishlar orasida gaz oqimi to'xtatilgan hollarda hosil bo'ladi. Eng maqbul so'ndirish dinamik rezonans koeffitsiyentini eng kichik qiymatga keltirish orqali aniqlanadi. So'ndirish qiymatining eng maqbul qiymatdan anchagina farq qilishi k_x ga kam ta'sir ko'rsatadi.



5.20-rasm.

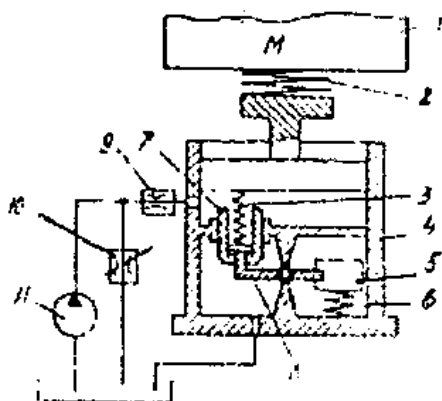
5.20-rasmda ikki tomonlama ta'sir qiluvchi kuch silindri bo'lgan elektrogidravlik titrashdan muhofazalash sistemasining sxemasi keltirilgan (1-tezlanish datchigi; 2-nisbiy siljish datchigi; 3-servokuchaytirgich; 4-elektr toki bilan ta'minlagich; 5-servozolotnik; 6-kirish kanali; 8-gidravlik uyg'otkich). Ushbu sxemada tezlanish va nisbiy siljish datchiklarining signallari elektr toki bilan ta'minlanuvchi kuchaytirgichga beriladi.

Kuchaytirgich kuch hosil qiluvchi silindrdan (tashqi gidravlik energiya manbaidan) 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 kuchayish koeffitsiyentlari mustaqil tarzda sozlanadi.



5.21.-rasm.

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 (5.21-rasm) «gidravlik pishang» qo‘llaniladi.

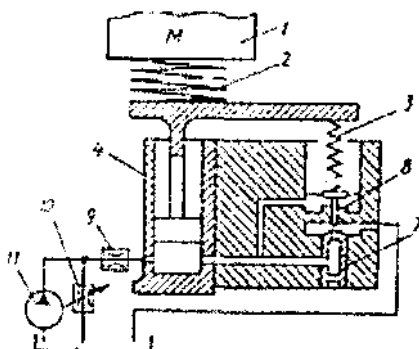


5.22.-rasm.

U har xil diametrlilik ikkita **silfondan** tayyorlanib, siqilmaydigan suyuqlik bilan to‘ldiriladi. Izolatsiyalanuvchi ob’ektning kuch sistemasi porsheniga nisbatan holatini barqarorlashtirish uchun, shuningdek, suyuqlikning issiklikdan kengayishini kompensastiyalash maqsadida silfonlarda nisbiy siljish bo‘yicha teskari bog‘lanish signalini hosil qiluvchi holatning avtomatik rostlash sistemasi qo‘llanilgan.

Ana shunday titrashdan muhofazalash sistemasining dinamik nusxasi 5.22-rasmida ko‘rsatilgan (1 – izolatsiyalanuvchi massa; 2 – elastik element; 3 – holat

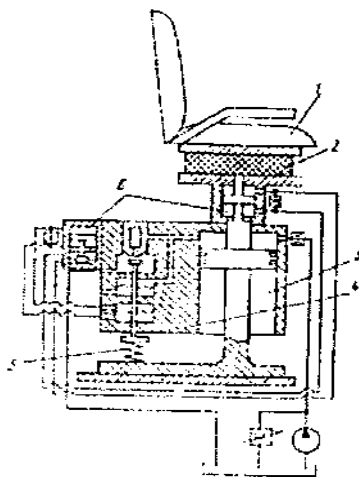
bo'yicha teskari bog'lanish; 4 – kuch gidrosilindri; 5 – massa; 6 – prujina; 7 – soplo; 8 – qopqoq (zaslonka); 9 – doimiy drossel; 10 – rostlanuvchi drossel; 11 – ta'minlovchi nasos).



5.23-rasm.

Ko'rsatilgan sxemalarda samaradorlikning quyi chegarasi titrashdagi siljish datchigining xususiy chastotasi qiymati bilan chegaralangan. Dinamik nusxasi 5.23-rasmda keltirilgan (pozistiyalarning tavsifi 5.22-rasmda berilgan) gidravlik titrashdan muhofazalash sistemasida ushbu cheklanish yo'q.

Bu yyerda 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.



5.24-rasm.

5.24-rasmda inson-operatorning kursisi (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 kompensastiyalash 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.

5.8. Mashinalarni titrashdan muhofazalashning dolzarb muammolari

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 inertsiya kuchlari orqali tebranish;
- o‘zgaruvchi massali, inertiya momentli bo‘g‘nmlarni 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. 5.25-rasmda tebranishlari so‘ndirilishi kerak bo‘lgan, muvozanatlanmagan (disbalansli) shkivning sxemasi keltirilgan. Ta‘sir qiluvchi tashqi kuchning (disbalansdan) ifodasi quyidagidan iborat:

$$P = m\ddot{\varphi}r \sin \omega t + m\dot{\varphi}^3 r \cos \omega t$$

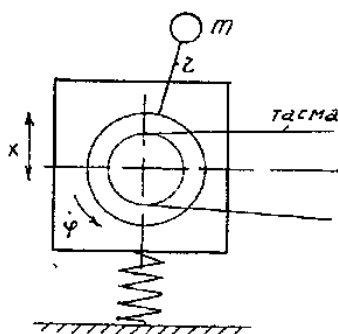
bu yyerda, m , r – muvozanatlanmagan massa va uning aylanish o‘qidan joylanish radiusi; $\dot{\varphi}$ — shkiv burchak tezligi.

Yechilmagan masala bu yyerda shundaki, ta’sir kuchi orqali shkivning aylanish o‘qida joylashtirilgan podshipniklarda ishqalanish kuchi hosil bo‘ladi. Bu kuch momenti ko‘p hollarda inobatga olinmaydi:

$$M_{uoi} = mfr_n (r - |x|) (\ddot{\varphi} \sin \omega t + \dot{\varphi}^2 \cos \omega t)$$

bu yyerda, 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.



5.25-rasm.

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) yostiqchalar qo‘yiladi. Bunda boltlar orqali bkr 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.

5.9. «Mashinalarda titrash va undan muhofazalanish» bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar

1. Titrash o'zi nima? Uning kelib chiqish sabablari nimalardan iborat?
2. Titrashning oqibatlarini izohlab bering.
3. Titrashdan muhofazalashning qanday usullarini bilasiz?
4. Mexanizm qayishqoq bo'g'inlarining dissipativ (so'ndirish) xususiyatlari nimalardan iborat?
5. Qanday hodisa gisterezis deb ataladi va u nimani anglatadi?
6. Titrash ob'ektlari xususiyatlari nimalardan iborat?
7. Titrashlarni dinamik so'ndirish mohiyatini tushuntirib bering, misol keltiring.
8. Titrashlarni so'ndirish konstruksiyalarini chizib ko'rsating.
9. Titrashdan muhofazalash sistemalarining sxemalariga misollar keltiring.
2. Mashina va mexanizmlarni titrashdan muhofazalashning qanday muammolarini bilasiz?

6-BOB. MASHINA VA MEXANIZMLARNI TAJRIBA

USULIDA TEKSHIRISH

Mexanizmlar sintezi va tahlilida masalalarni nazariy yechishda qator yo'qo'yishlar qabul qilingan: bo'g'inlarni absolut biki deb taxminlash, sharnirlarni bo'shliqsiz, deb qabul qilish, va o'zgarma burchak tezligida harakat qiladi va h.k.

Mexanizmlarga ideal holda qarash, loyihalandigan 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 asboblarga ko'rsatishiga ta'sirini yo'qotadi. Bu usulda laboratoriya va ishlab chiqarish sharoitida mashinaning turli qismida tabiiy 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 asboblari 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.

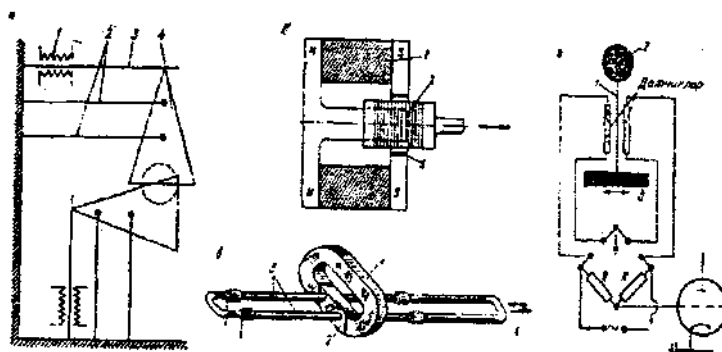
6.1. Mexanizm bo'g'inlarining kinematik parametrlarini o'lchash

6.1.1. Bo'g'in ilgarilama harakatlenganda parametrlarni

hamda 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. Balkaningdeformatsiyasi qarshilikli sim datchiklarni (tenzodatchiklar) balkaga yopishtirish yo'li bilan o'lchanadi. Uskuna korpusiga (6.1 a-rasm) prujina 2 mahkamlanadi. Prujinaning uchiga metalldan yasalgan uchburchak rasmlil 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.

CHiziqli tezliklarni o'lchash. Katta va kichik o'lchash datchiklari ikki gruppaga bo'linadi: 1) kichik (10 *mm* gacha) siljishlarni chiziqli tezligini o'lchashda magnit-elektro induktsiya prinsipidan foydalaniladi. Ma'lumki, o'tkazgich doimiy magnit



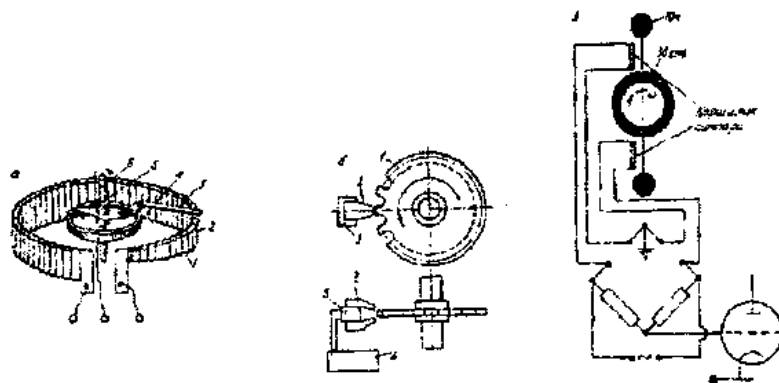
6.1-rasm.

maydonining magnit kuch chiziqlariga tik yo‘nalishda biror tezlik bilan harakatlantirilsa, unda tezlikka proporsional ravishda elektr yurituvchi kuch (EYUK) indukstiyalanadi va tok paydo bo‘ladi. Kichik siljishning chiziqli tezligini o‘lchash datchigi 6.1 b-rasmda ko‘rsatilgan. Datchik doimiy magnit 1, izolatsiyalangan mis sim o‘ralgan g‘altak 2 va tekstolit yo‘naltirgich 8 dan iborat. Magnit harakatlantiruvchi bo‘g‘in bilan birga mahkamlanadi. G‘altaklarning uzunligi tezligi o‘lchanadigan bo‘g‘inining siljish qiymatiga qarab tanlanadi. Tekstolitdan yasalgan nomagnit yo‘naltirgich teshigiga g‘altak ko‘yiladi. Ular datchik korpusiga qo‘zg‘almas qilib o‘rnatiladi. Magnit siljiganda g‘altak simlarida tok indukstiyalanadi va osstillofafga uzatiladi;

2) katta siljishlarning chiziqli tezliklarini o‘lchash uchun g‘altak uzunligi oshiriladi. SHunday datchiklardan biri tekshiriladigan bo‘g‘inga, magnit esa qo‘zg‘almas staninaga o‘rnatilgan. Ko‘pincha g‘altak siljish qiymatiga nisbatan 20-30 mm uzunroq qilinadi.

Chiziqli tezlanishlarni o‘lchash. Tezlanishlarni o‘lchash uchun turli tipdagi mexanik akselerometrlar ishlatiladi. Bu asboblarda plastinaga mahkamlangan yukning inertsia kuchidan foydalanadi. Yukning siljishi tezlanishga proporsional o‘zgaradi. U elektrik usul bilan yozib olinadi. 6.2g-rasmda chiziqli tezlanishni o‘lchash datchigi ko‘rsatilgan. U balka 1 yordamida asos 0 ga mahkamlangan yuk 2 dan iborat.

Asos tezlanishi aniqlanuvchi bo‘g‘inga o‘rnatiladi. Balkaning ikki tomoniga qarshilik simlari (datchiklar) yopishtiriladi. Tezlanish osstillografda yozib olinadi.



6.2-rasm.

6.1.2. 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 6.2a-rasmda ko'rsatilgan. Izolatsion materialdan yasalgan karkas 1 ga o'ralgan sim 2 bo'ylab harakat beruvchi valik 6ga 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 izolatsiyalangan bo'lib, 4o'lchash ob'ektiga 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 sryelkasini buradi. Sryelka 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 osillogramfda arrasimon izlar ko'rinishida yoziladi. Osillogrammada vaqtning masshtabini belgilab, ikki tish oralig'idagi burchak $\Delta\varphi$ ning o'zgarishiga ketgan vaqt Δt aniqlanib, valning burchak tezligi quyidagi formula bilan hisoblab topiladi:

$$\omega_1 = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad (6.1)$$

Burchak tezlanishni aniqlash. Mexanizmni inertsiya 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 inertsiya 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 6.2v-rasmda ko'rsatilgan.

6.2. Mexanik 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 yyetaklanuvchi 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.

$$R = R(S), \quad R = R(V) \quad (6.2)$$

Kuch momenti burchak burilishi va tezligiga bog'liq bo'ladi.

$$M=M(\varphi); \quad M=M(\omega) \quad (6.3)$$

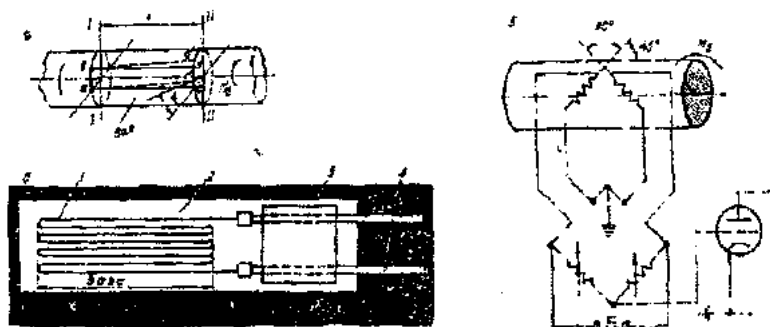
Burovchi moment tormoz tuzilmasi yuritish starteriga reaktiv moment uzatish, bo'g'inlarning deformatsiyalanishi va boshqa tajriba usullarda o'lchanadi. Bulardan mexanizmning mexanik parametrlarini, bo'g'inlarning deformatsiyalanishi ta'sirida kuch yoki burovchi momentning uzatilishini elektrik usulda o'lchash bilan tanishib chiqamiz. Mexanizm bo'g'inlarining deformatsiyasi orqali kuch momentining 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 (6.3 a-rasm) burovchi moment M_b ta'sir qilsa, valning l oraliqdagi kesimi II shu valning I kesimiga nisbatan φ burchakka buriladi. Shunda valning $abcd$ qismi deformatsiyalanib, $abd's'$ ga aylanadi. Valning l uzunlikdagi uchastkasining deformatsiyalanishidagi buralish burchagi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\varphi = \frac{M_b l}{J_P G_7} \quad (6.4)$$

bu yyerda, J_P – val kesimining qutb inertsiya momenti, doira uchun $J_P=0,1d^4$, m^4 ; G_7 – val materialining II tur elasiklik moduli, N/m^2 .



6.3-rasm.

Tajriba o'tkazishda l , G_7 , J_P parametrlarning qiymatlari o'zgarmas bo'lgani uchun buralish burchagi φ burovchi moment M_b ga proporsional bo'ladi:

$$\varphi = K \cdot M_b \quad (6.5)$$

Yoki $M_b = S\varphi \quad (6.6)$

Bu mexaniq 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:

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad (6.7)$$

bu yyerda, ρ – simning solishtirma qarshiligi, Om, m ;

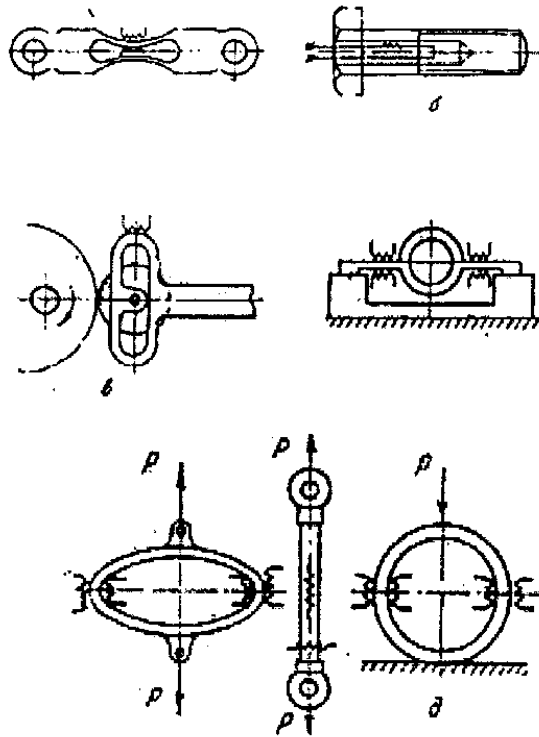
l – simning uzunligi, m ; S – simning ko'ndalang kesim yuzasi, m^2 .

Sim cho‘zilganda uning ko‘ndalang kesim yuzasi kichrayadi va simning elektrik qarshiligi ortadi. Sim datchik (6.36-rasm) ingichka (diametri 25...30 mikron), solishtirma qarshiligi katta (konstantan, manganin va boshqalardan) iborat. U qog‘oz 2 qavatiga sirtmoq rasmida maxsus elim 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 elim 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 (6.3 v-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 osillografga yozib olinadi. 6.4-rasmda kuchni o‘lchash datchiklarining ayrimlari ko‘rsatilgan.

6.3. 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.



6.4-rasm.

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:

$$\begin{aligned}
 y &= \frac{A_{o'r}}{2} + A_1 \cos x + A_2 \cos 2x + \dots + A_n \cos nx + \\
 &+ B_1 \sin x + B_2 \sin 2x + \dots + B_n \sin nx = \frac{A_{o'r}}{2} + \\
 &+ \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos nx + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin nx +
 \end{aligned}
 \tag{6.8}$$

bu yyerda, $\frac{A_{o'r}}{2}$ – quriladigan davrdagi funksiyaning 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:

$$A_n \approx \frac{2}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \cos\left(\frac{2\pi n}{m} i\right), \quad B_n = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \sin\left(\frac{2\pi n}{m} i\right),
 \tag{6.9}$$

bu yyerda, 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 2π davrini 48 teng qismiga bo'lamiz va har biridagi ordinatalarni o'laymiz.

φ , grad	M_q , nm	φ , grad	M_q , nm	φ , 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.

$$\frac{A_{o'r}}{2} = \frac{1}{48} (y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_{47} + y_{48}) \quad (6.10)$$

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:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{1}{24} (Y_1 \cos 7,5^\circ + Y_2 \cos 15^\circ + \dots + Y_{48}) \\ B_1 &= \frac{1}{24} (Y_1 \sin 7,5^\circ + Y_2 \sin 15^\circ + \dots + Y_{48} \cdot 6) \end{aligned}$$

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 2π 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.

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 ESTVM M-222 da korrelatsion 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:

$$\bar{m}(\varphi_K) = \frac{\sum_{i=1}^n X_i(\varphi_K)}{n} \quad (6.11)$$

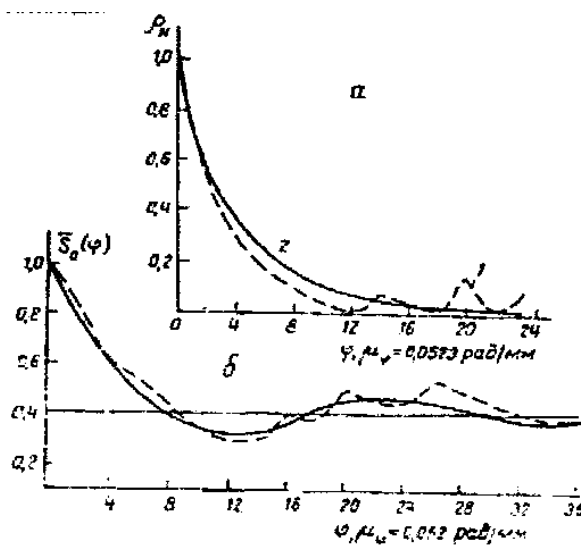
bu yyerda, $X_i(\varphi_K)$ – texnologik qarshilik momenti; n – sodir bo‘lish soni ($n_p = 64, n_o = 20$).

(6.11) formuladan hisoblangan va aylanish burchagini chiziqsiz funksiyasi bo‘lgan ishchi va qaytaruvchi valiklarga ta’sir qiluvchi texnologik qarshilikni matematik kutish qiymatlari quyida keltirilgan:

φ_p	$\bar{m}_p(\varphi_p)$	φ_p	$\bar{m}_p(\varphi_p)$	φ_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.



6.5-rasm.

Shunday qilib, texnologik qarshilikning tasodifiy funksiyalari statsionar bo‘ladi, chunki matematik kutishni, dispersiyani, normallashtirilgan parallel bo‘ylab (korrelatsion funksiya jadvalidan) bir oz o‘zgarishi cheklangan sondagi hisoblar sabablidir.

Ishchi valikka ta’sir qiluvchi paxtani texnologik qarshiligini o‘rtacha normallashtirilgan korrelatsion funksiyasi grafigi 6.5-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 normallashtirilgan korrelatsion funksiyasini o‘rtacha holga keltirish orqali olingan. Bunda funksiyadagi φ oshishi bilan nolga intiluvchi, ya’ni ergodik xususiyatga ega bo‘lgan korrelatsion funksiyani silliqlash maqsadga muvofiqdir. Berilgan grafikni silliqlash uchun uni taxminiy funksiya bilan almashtiramiz.

$$\bar{S}_p(\varphi_p) = e^{-\alpha\varphi} \quad (6.12)$$

Qaytaruvchi valikka texnologik qarshilikning o‘rtacha normallashtirilgan korrelatsion funksiyasi 6.5b-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:

$$\bar{S}_p(\varphi_p) = e^{-0,624\varphi_p}, \quad \bar{S}_0(\varphi_0) = 0,4 \div 0,6e^{-0,462\varphi_0} \cos \varphi_0 \quad (6.13)$$

tasodifiy funksiyaning spektral zichligini olish uchun Fur’eni qayta tashkil qilishning kompleks rasmidan foydalanamiz

$$\cos \omega t = \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \quad (6.14)$$

Natijada spektral zichlik quyidagicha bo‘ladi:

$$S(\varphi) = \frac{2}{\pi} \int_0^\varphi \bar{\rho}(\varphi) \left[\frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \right] d\varphi \quad (6.15)$$

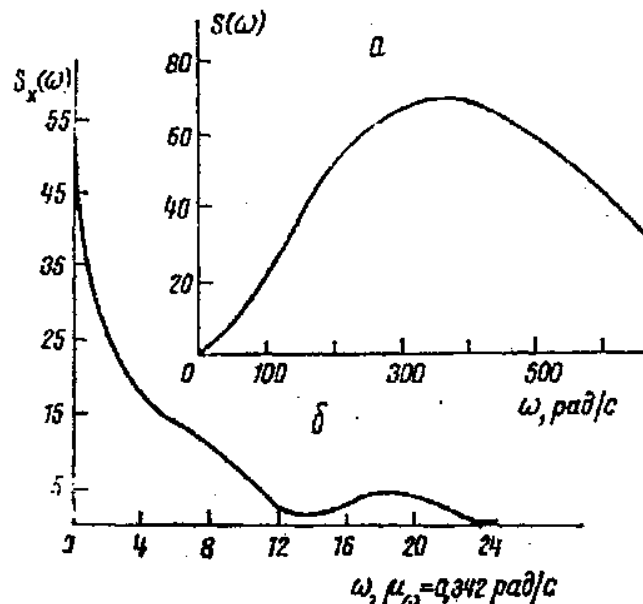
(6.13) ni (6.14) ga qo‘yib tasodifiy texnologik qarshiliklar zichligining bog‘lanishini olamiz:

$$S_p(\varphi_p) = \frac{4e^{-\alpha \cdot \varphi_p}}{\pi(\alpha_1^2 + 1)} (\alpha_1 \cos \varphi_p + \sin \varphi_p) + \frac{4\alpha_1}{\pi(\alpha_1^2 + 1)}, \quad (6.16)$$

$$S_0(\varphi_0) = \frac{D_0 \sin \varphi_0}{4\pi} + \frac{A\alpha_2}{2\pi(\beta^2 + \varphi_0^2)}$$

bu yyerda, $d_1=0,624$, $D_0=0,04$, $A=0,6$, $a_2=0,462$, $b=0,27$ (6.13) ifoda $P_p(\varphi_p)$ funksiyasining grafigi 6.5a-rasmda (2-egri chiziq), - 6.5b-rasmda keltirilgan.

$\bar{S}_p(\varphi_p)$ va $\bar{S}_0(\varphi_0)$ funksiyalarini τ ga bo'lib (ishchi va qaytaruvchi valiklarni 5° ga burilish vaqtida) spektral zichlikni bog'lanish grafigini olamiz (6.6-rasm, a,b). 6.16-rasmdan ishchi valik qarshiligi dispersiyasining ajralish spektrining asosiy qismi (60-70%) $250 \dots 470 s^{-1}$ chastotalari oralig'iga to'g'ri keladi va qaytaruvchi organga texnologik qarshilik $0 \dots 41,1 s^{-1}$ tashkil etadi.



6.6-rasm.

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.

6.4. Mashina va mexanizmlarni tajriba usulida tekshirish istiqbollari

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 asboblarning 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.

6.5. «Mashina va mexanizmlarni tajriba usulida tekshirish» bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar

1. Mashina va mexanizmlarni tajribada tekshirish deganda nimani tushunasiz?
2. Mashinalarning qanday parametrlarini tajriba usulida o'lchash mumkin?
3. Ilgarilanma harakat qiluvchi bo'g'inlarning siljishi, tezlik va tezlanishlari tajribada qanday usullarda o'lchanadi?
4. Aylanma harakat qiluvchi bo'g'inlarni burilish burchagi, burchak tezlik va tezlanishlari tajribada qanday o'lchanadi?
5. Mashina va mexanizm elementlarida kuch va kuch momenti tajribada qanday o'lchanadi?

7-BOB. MASHINA VA MEXANIZMLAR NAZARIYASIDAN MASALA VA MASALALAR

7.1. Mexanizmlarni tuzulishi

Mexanizmlarni qo'zg'aluvchanlik darajasi va sinfini aniqlash bo'yicha masalalarni ko'rib chiqamiz.

1-masala. SHarnir richagli 4 zvenoli mexanizmning qo'ag'aluvchanlik darajasi aniqlansin (7.1-rasm).

Yechish. Qo'zg'aluvchan zvenolar soni $n=3$; quyi kinematik juftlar soni $P_1=4$; oliy kinematik juftlar soni $P_2=0$.

Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi CHEbishev formulasiga asosan:

$$W=3*3-2*4-0=1$$

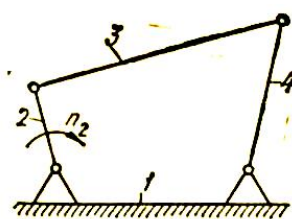
Demak, mexanizm barcha zvenolarining holatlari undagi bitta zvenoning holatiga bog'liq, ya'ni mexanizmning yagona etakchi zvenosi bor.

2-masala. SHarnir richagli 5 zvenoli mexanizmning qo'ag'aluvchanlik darajasi aniqlansin (7.2-rasm).

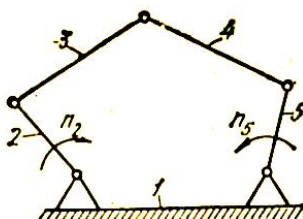
Yechish. $n=4$; $P_1=5$; $P_2=0$

$$W=3*4-2*5-0=2$$

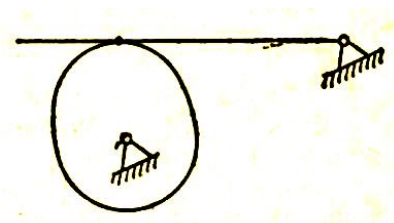
Demak, mexanizmda ikkita etakchi zveno bor.



7.1-rasm. SHarnir richagli 4 zvenoli mexanizm



7.2-rasm. SHarnir richagli 5 zvenoli mexanizm



7.3-rasm. Kulochokli mexanizm

3-masala. Kulochokli mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi aniklansin (7.3- rasm).

Yechish. $n=2$; $P_1=2$; $P_2=1$ (A nuqta).

$$\text{Demak, } W=3*2-2*2-1=1$$

Mexanizmning etakchi zvenosi bitta ekan.

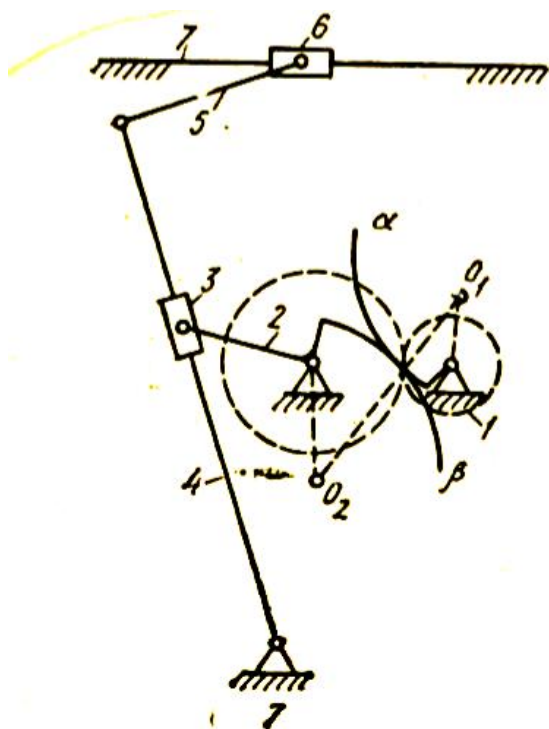
4-masala. 7.4-rasmda ko'rsatilgan randalash stanogi mexanizmi Assur-Artobolevskiy bo'yicha klassifikaqiya qilinsin.

Yechish. 1) mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi aniklanadi: $n=7$ umumiy zvenolar soni; $n=6$ - harakatlanuvchi zvenolar soni; $P_1=8$ -quyi kinematik juftlar soni; $P_2=1$ -oliy kinematik juftlar soni.

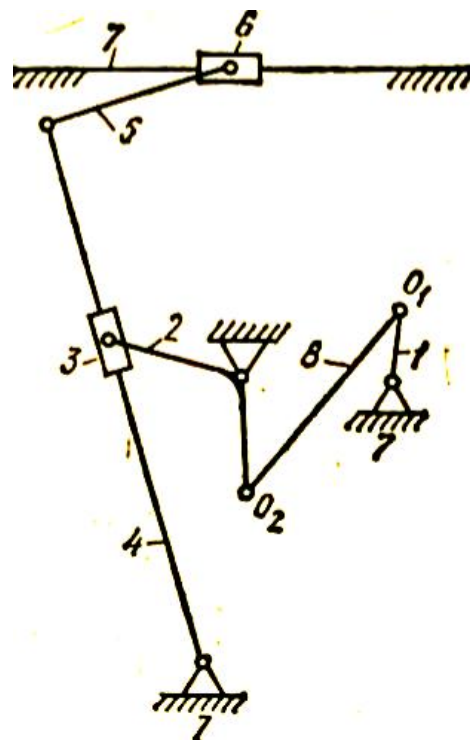
$$U \text{ holda: } W=3n-2P_1- P_2=3*6-2*8-1=1$$

7.4-rasmga binoan, oliy kinematik juftni bitta (8-nchi) zveno va ikkita quyi (O_1 va O_2) kinematik juft bilan almashtiramiz (7.5-rasm).

Buning uchun oliy kinematik juftni tashkil etuvchi α va β sirtlarga umumiy normal chiziq o'tkaziladi hamda shu chiziqda α va β sirtlarning egrilik markazlari belgilanadi. Egrilik markazlarida mos ravishda aylanma harakat qiluvchi quyi kinematik juftlarning markazlari O_1 va O_2 ko'rsatiladi xamda ular o'zaro 8-zveno (almashtiruvchi zveno) orqali tutashtiriladi (7.5-rasm).



7.4-rasm. Randalash stanogi mexanizmi.



7.5-rasm. Randalash stanogi mexanizmining almashtirilgan bo'g'inlar ko'rinishi

2) Mexanizm Assur gruppalariga ajratiladi. Assur gruppalarini ajratish

almashtirilgan mexanizm ustida olib boriladi. 3.5-rasmdan ko'rinib turibdiki, yetaklovchi zvenolar soni bitta va u qo'zg'almas zveno bilan quyi kinematik juftni tashkil etadi. Mexanizm zvenolarining hammasi o'zaro quyi kinematik juftlar orqali bog'langan. Demak, mexanizm uchun Assur-Artobolevskiy bo'yicha klassifikasiyasiing hamma shartlari bajarilgan. Mexanizmdan avval 5 va 6, sungra 3 va 4, eng oxirida 2 va 8 zvenolardan tashkil topgan, shuningdek, hammasi ikkinchi klassga mansub bo'lgan Assur gruppalarini ajratib olamiz. Assur gruppalariga ajratib olingandan so'ng qolgan zvenolarning biri yetaklovchi, ikkinchisi esa qo'zg'almas zveno bo'ladi. Demak, gruppalariga ajratish ishi tugallangan hisoblanadi.

3) Mexanizmning klassi hamda uning tuzilishi formulasi quyidagicha bo'ladi:

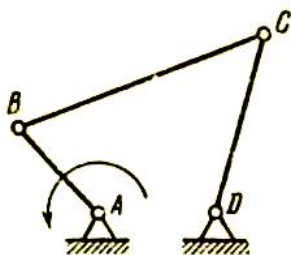
$$I (1, 7) \rightarrow II (8, 2) \rightarrow II (3, 4) \rightarrow II (5, 6).$$

Bundan ko'rinib turibdiki, mexanizmni tashkil qiluvchi gruppalarining eng yuqori klassi 2 ga teng, demak, mexanizm ikkinchi klassga mansubdir.

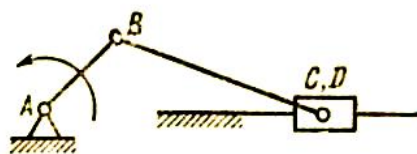
7.2. Mexanizmlarning kinematik taxlili.

7.2.1. Mexanizmlarning kinematik taxlilini analitik usulda aniqlash.

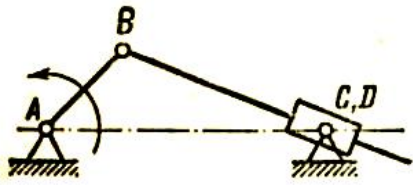
Mexanizmning erkinlik darajasi aniqlanib uning sinfi topilsin. Passiv bog'lanish yoki ortiqcha erkinlik darajasi xosil qiluvchi bo'g'in bo'lganda uni ko'rsatib mexanizmni erkinlik darajasini hisoblashda nazarga olinmasin. Xar bir IV sinfli kinematik juftni ikkita kinematik juftga bita bo'g'inga almashtirilsin. Kinematikning Assur guruxlariga ajratib ularni tuzilishi formulasi yozilsin va sinflari ko'rsatilsin.



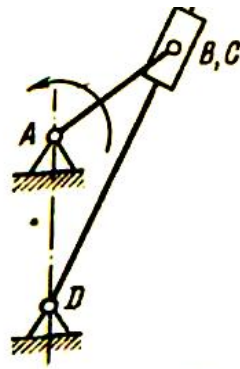
7.6-rasm. 5 - Masala



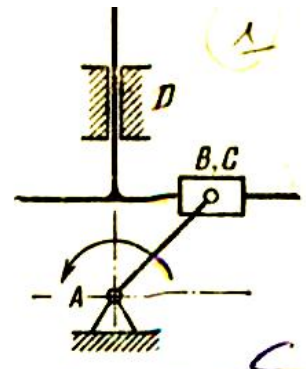
7.7-rasm. 6- masala



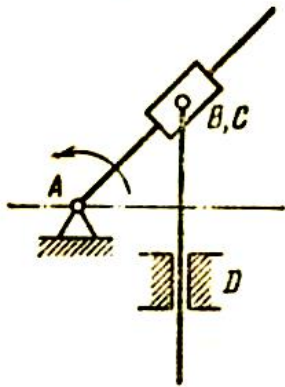
7.8-rasm. 7 - masala



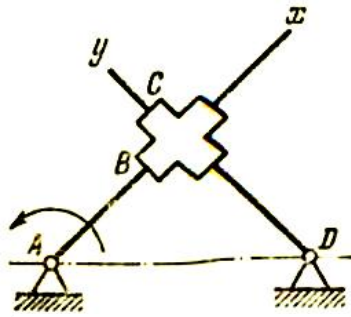
7.9-rasm. 8- masala



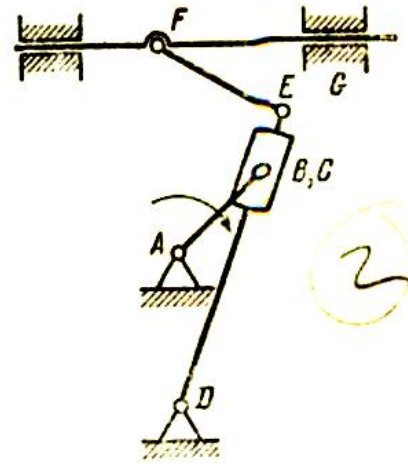
7.10-rasm. 9- masala



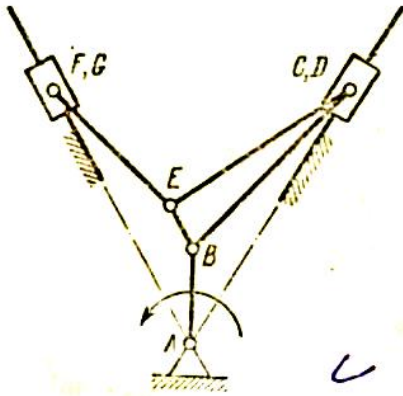
7.11-rasm. 10- masala



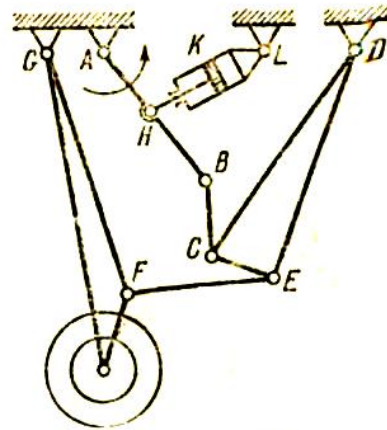
7.12-rasm. 11- masala



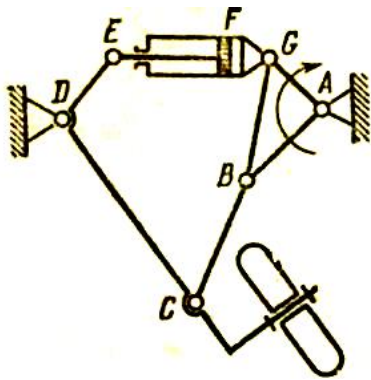
7.13-rasm. 12- masala



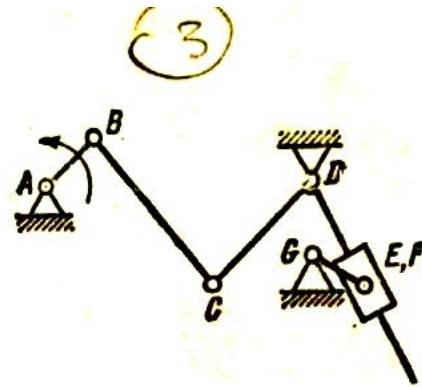
7.14-rasm. 13- masala



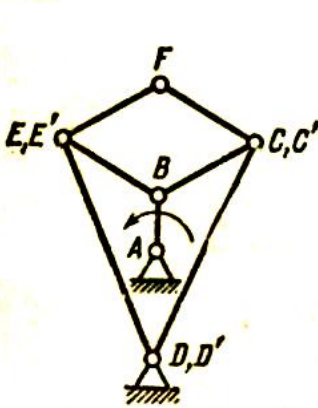
7.15-rasm.14- masala



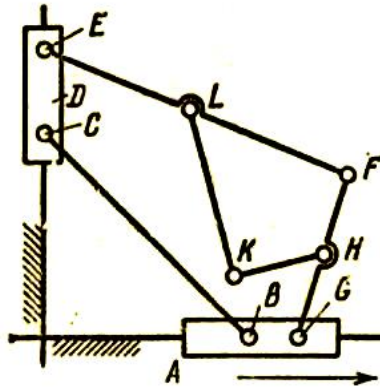
7.16-rasm. 15- masala



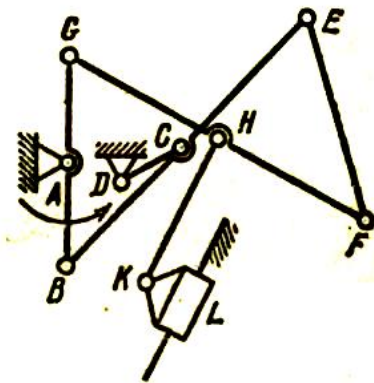
7.17-rasm. 16- masala



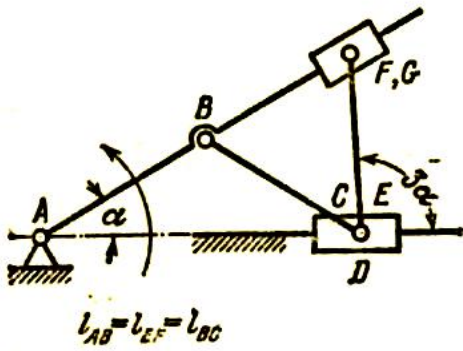
7.18-rasm.17- masala



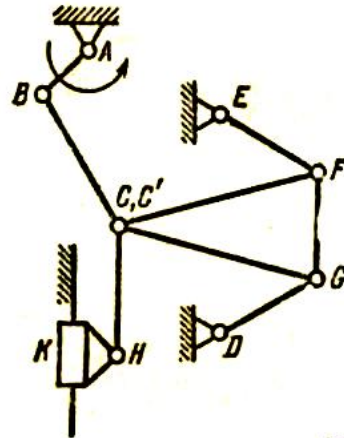
7.19-rasm.18- masala



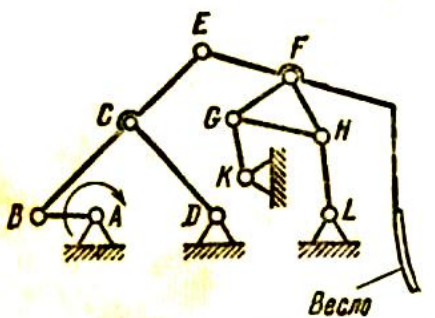
7.20-rasm.19- masala



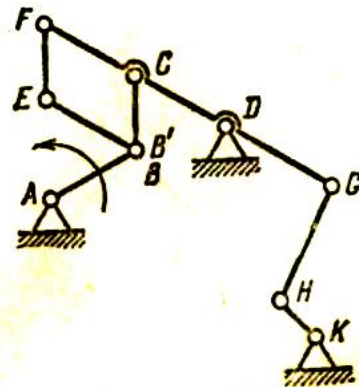
7.21-rasm. 20- masala



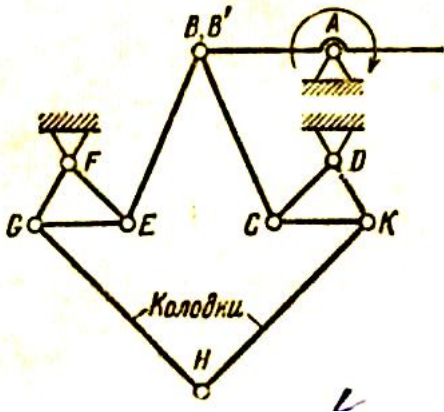
7.22-rasm. 21- masala



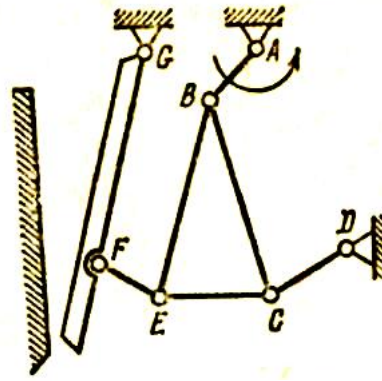
7.23-rasm. 22- masala



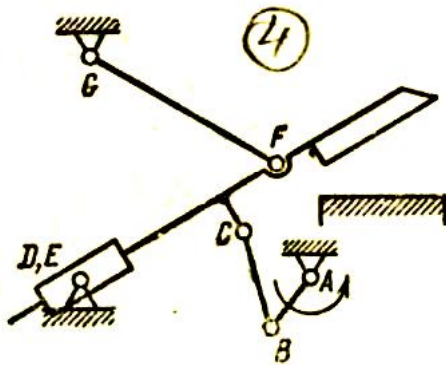
7.24-rasm. 23- masala



7.25-rasm. 24- masala



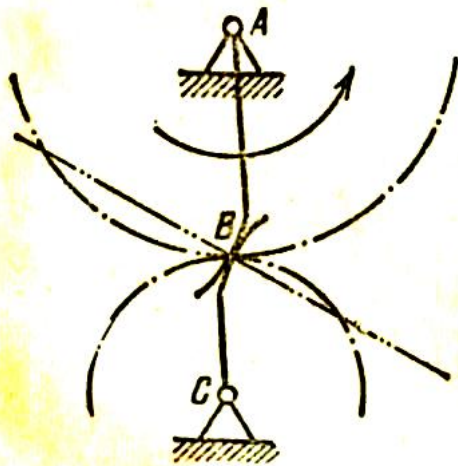
7.26-rasm. 25- masala



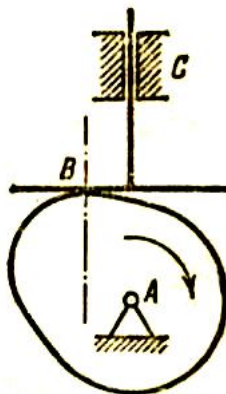
7.27-rasm. 26 masala



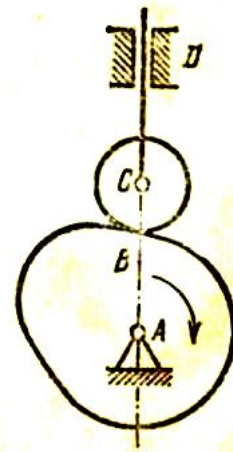
7.28-rasm. 27- masala



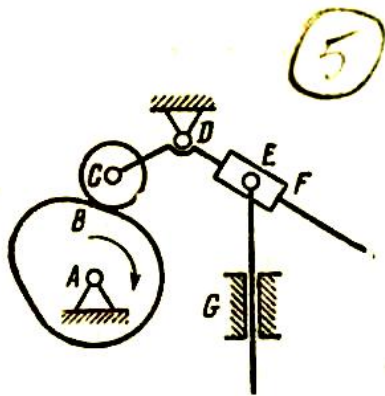
7.29-rasm. 28- masala



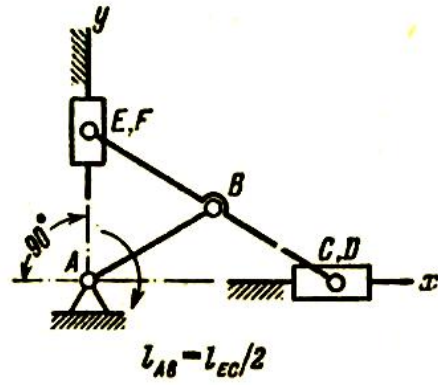
7.30-rasm. 29- masala



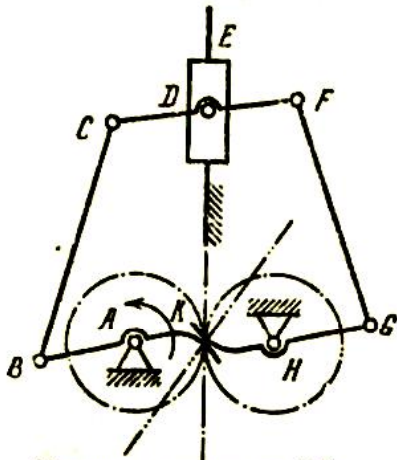
7.31-rasm. 30- masala



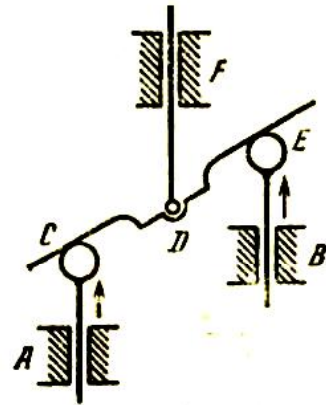
7.32-rasm.31- masala



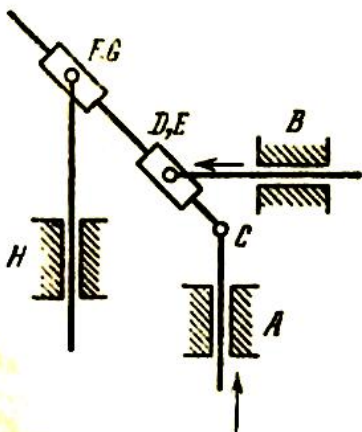
7.33-rasm. 32- masala



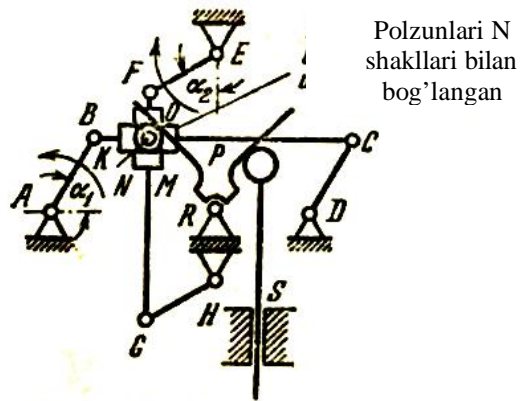
7.34-rasm. 33- masala. Ram keritmasi mexanizmi



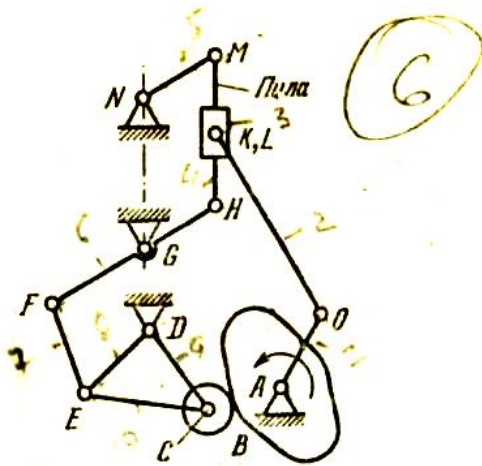
7.35-rasm. 34- masala. Qo'shuvchi mexanizmi



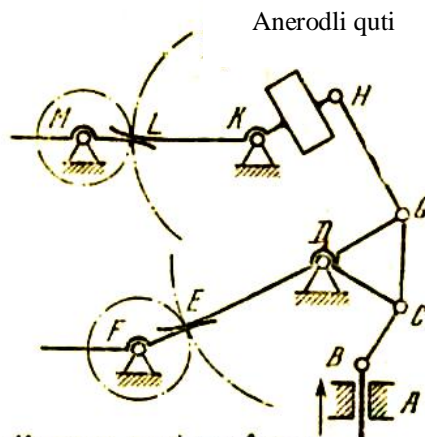
7.36-rasm. 35- masala



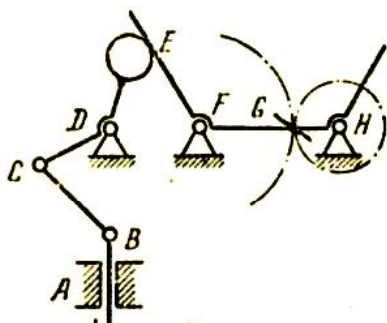
7.37-rasm. 36- masala. Sinus burchagini hisobga oluvchi mexanizm



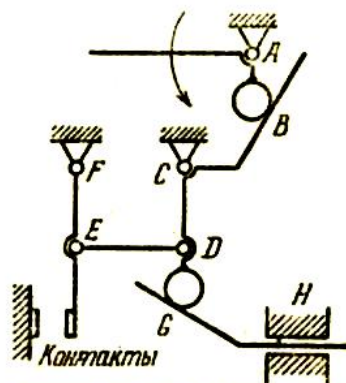
7.38-rasm. 37- masala. Пилорама механизми



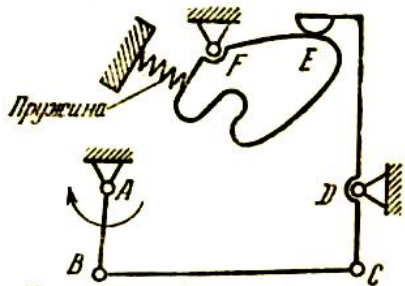
7.39-rasm. 38- masala. Samalyot tezligini kombinatsiyali mexanizmi



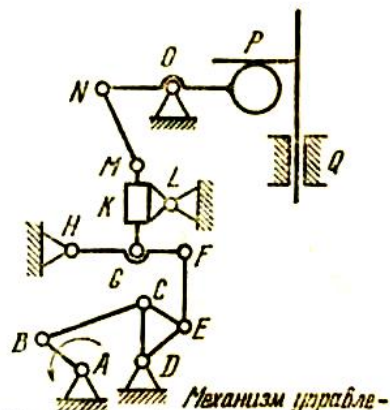
7.40-rasm. 39- masala. Samalyot tezligini vertikaligini ko'rsatuvchi mexanizmi



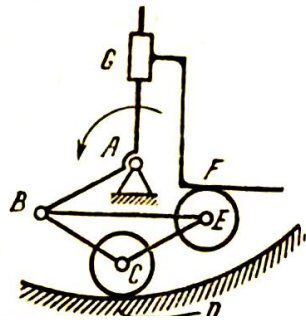
7.41-rasm. 40- masala. Ucirish akkumulyatori avariya rabilnikali mexanizmi



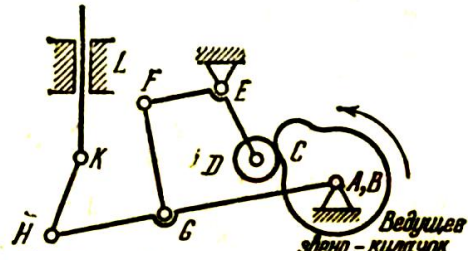
7.42-rasm. 41- masala. Samalyot massasini oldingi mexanizmi



7.43-rasm. 42- masala. Vertalyot vinti qadamini ko'rsatuvchi mexanizmi



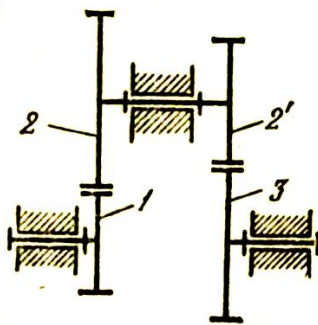
7.44-rasm. 43- masala.
Testla bo'luvchi mashina turtuvchi
porshenli mexanizmi



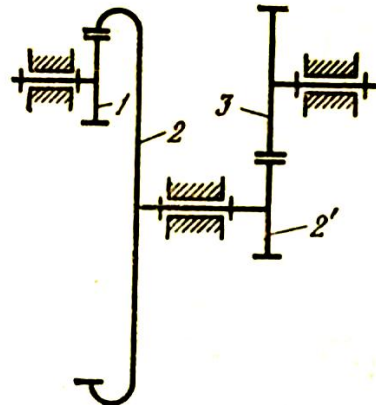
7.45-rasm. 44- masala.
Hisoblash mashinasi tipografiya
shtangasini ko'taruvchi mexanizm

45 - 50 - MASALALAR

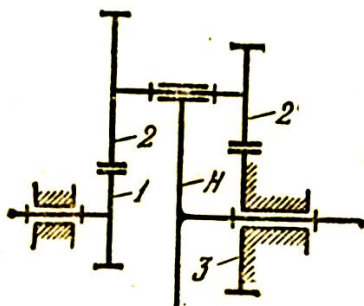
Tishli g'ildiraklardan iborat reduktorlarning erkinlik darajasi aniqlansin.



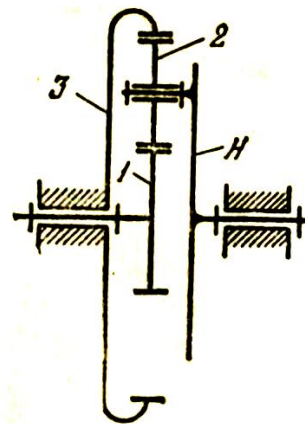
7.46-rasm. 45- masala



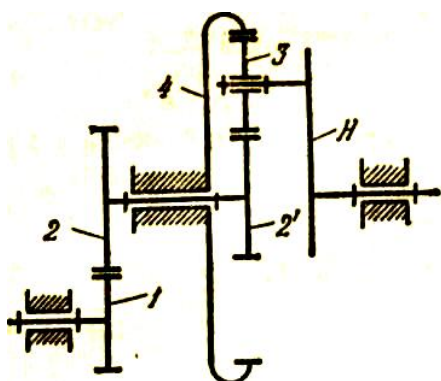
7.47-rasm. 46- masala



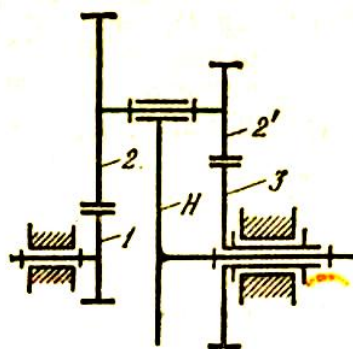
7.48-rasm. 47- masala



7.49-rasm. 48- masala



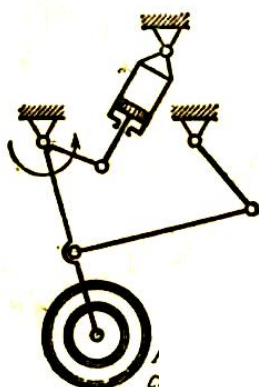
7.50-rasm. 49- masala



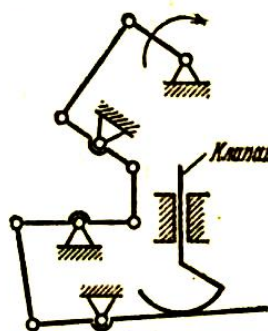
7.51-rasm. 50- masala

51-54 - MASALALAR

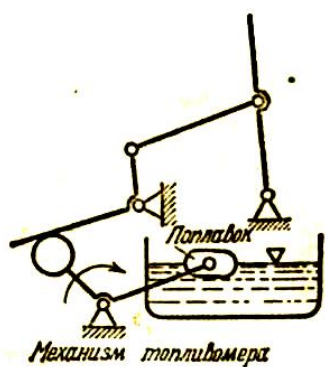
Mexanizmning erkinlik darajasi aniqlansin. Xar bir IV sinfli kinematik juftlarni ikkita V sinfga kinematik juftli bitta bo'g'in bilan almashtirilsin. Mexanizmni Assur guruxlariga ajratilsin; taklif qilinayotgan masalalarda kinematik juftlar xar birlari bilan belgilangan bo'laklarni masalani Yechish va bajarilishi lozim.



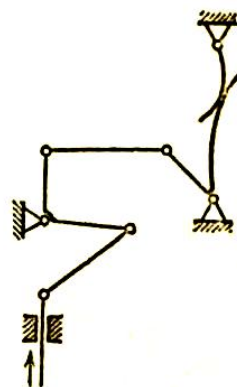
7.52-rasm. 51- masala. Samalyot shasasi mexanizmi



7.53-rasm. 52-masala. Klapanlarni boshqarish mexanizmi

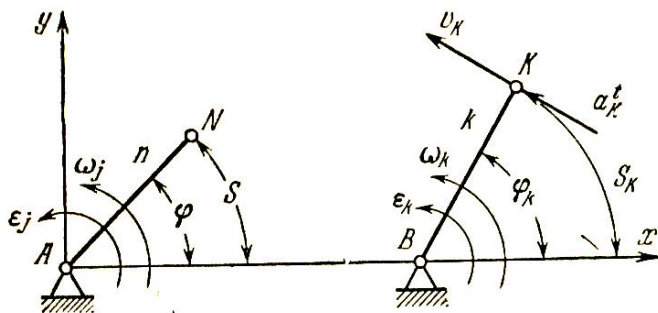


7.54-rasm. 53- masala

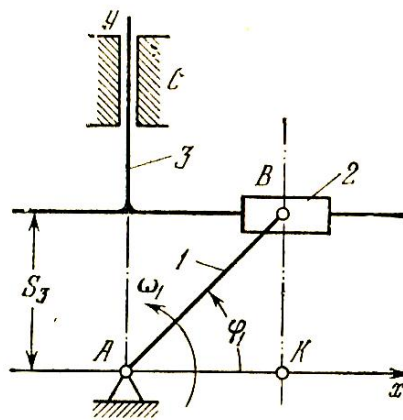


7.55-rasm. 54-masala

Yetaklovchi bo'g'inning (yoki uning nuqtasini) holat funksiyasi deb uni yoki nuqtalar siljishini yetaklovchi bo'g'in (yoki uni nuqtasini) siljitishga bog'liqligiga aytiladi.



7.56-rasm. Holat funksiyasi



7.57-rasm. Sinusli mexanizm. Holat funksiyasi va hosilasini keltirib chiqarish uchun

k bo'g'inning xolat funksiyasi:

$$\varphi_k = \varphi_k(\varphi) \quad (7.1a)$$

k nuqtasining xolat funksiyasi:

$$S_k = S_k(S) \quad (7.1b)$$

Xolat funksiyasining ko'rinishi mexanizmning sxemasiga, unga kiruvchi doimiylarning qiymatlari mexanizmning o'lcham parametrlariga bog'liq.

Mexanizmning xolat funksiyasini tuzilishi uchun bo'g'inlarning o'qlari hosil qiluvchi rasmni ko'rib chiqish kerak. Bu rasmning geometrik xususiyatlaridan izlanuvchi bog'lanishlar topiladi. (bu xaqda batafsil V.A.Zinovievni "Teoriya mexanizmov i mashin", Fizmatgiz, 1972 y kitobidan ko'rilsin).

55-Masala. Sinusli mexanizm (7.7-rasm) 1 bo'lgan yetaklovchi, yetaklanuvchi esa 3 bo'g'in bo'lsin. Yetaklovchi bo'g'inning xolati φ burchakga orqali aniqlansa, yetaklanuvchining Ax o'qidan Ay yo'nalishidagi hisoblanadigan S_3 masofasi orqali aniqlanadi. Bu mexanizm uchun 3 bo'g'inning xolat funksiyasi tuzilishiga talab qilinadi.

Yechish. Ax chizig'idagi V nuqtalar VK ga tik tushiramiz, bunda V nuqta aylanuvchi inemati juft V ni tekis mexanizmning bo'g'inlari nuqtalarining tekisligiga

proeksiyasidir.

Bunda aylanuvchi kinematik juftlarning o'qlarini tekis mexanizm bo'g'inlari nuqtalarini xarakat tekisligiga proeksiyasi bilan belgilanadi, masalan, bazi aylanuvchi S inematik juft uchun S nuqta.

AVK uchburchagidan $BK=AB\sin\varphi$ ammo $VK=S_3$, $AB=l_{AB}$, va bunda 3 bo'g'in uchun izlanuvchi xolat funksiyasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi.

$$S_3 = l_{AB} \sin \varphi_1$$

bu mexanizmدا ulcham paramet ri faqat l_{AB} buladi.

2⁰. Yetaklovchi K bo'g'ini ω_K burchak tezligi quyidagi tenglikda topiladi.

$$\omega_k = \frac{d\varphi_k}{dt} = \frac{d\varphi_k}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varphi_k}{d\varphi} \omega \quad (7.2)$$

Bu yerda $\frac{d\varphi_k}{d\varphi} \omega$ -p yetaklovchi bo'g'inning burchak tezligi. $\frac{d\varphi_k}{d\varphi}$ xosilasi K yetaklovchi bo'g'inning tezlik aylanuvchi yoki K bo'g'in p bo'g'inga uzatish nisbati deb ataladi va quyidagicha belgilanadi.

Burchak analogi $\frac{d\varphi_k}{d\varphi} = \omega_{\varphi_K} \quad (7.3)$

Uzatish nisbati $\frac{d\varphi_k}{d\varphi} = i_{kn} \quad (7.3b)$

K nuqta V_K tezligi quyidagicha tengligidan topilishi mumkin

$$v_K = \frac{dS_k}{dt} = \frac{dS_k}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dS_k}{d\varphi} \omega \quad (7.4)$$

$\frac{dS_k}{d\varphi}$ xosila yetaklovchi K nuqtaning tezligi analogi yoki K nuqtadan p

bo'g'inga uzatish nisbati deb ataladi va quyidagicha belgilanadi.

CHiziqli tezlik analogi $\frac{dS_k}{d\varphi} = v_{\varphi K} \quad (7.5a)$

Uzatish nisbati $\frac{dS_k}{d\varphi} = i_{Kn} \quad (7.5b)$

(7.2)-(7.5) formullardan

$$i_{kn} = \frac{\omega k}{\omega} = \frac{d\varphi k}{d\varphi} \quad \text{va} \quad i_{kn} = \frac{v k}{\omega} = \frac{dS_k}{d\varphi}$$

ya'ni K bo'g'indan (K nuqtadan) p bo'g'inga uzatish nisbati K bo'g'inni (K nuqtani) tezligini p bo'g'inteziqligi nisbatan hisoblanadai.

SHunday qilib mexanizmning tezliklar nisbati faqat mexanizmning kinematik sxemasi va uning o'lcham parametrlariga bog'liqdir, bunda tezliklarning qiymatlari yetaklovchi bo'g'inning tezligi orqali aniqlanadi.

56-Masala. Sinusli mexanizmni (7.7-rasm) 3 bo'g'inning tezligi aniqlansin, agar 1 bo'g'in tezligi ω ga teng bo'lsa.

Yechish. (7.5a) formuladan 3 bo'g'inning tezlik analogini aniqlaymiz.

$$V_{\varphi_k} = \frac{dS_{\varphi}}{d\varphi_1} = \frac{d(l_{AB} \sin \varphi_1)}{d\varphi_1} = l_{AB} \cos \varphi_1$$

(7.4) formuladan 3 bo'g'in tezligi aniqlanadi.

$$V_3 = \omega_1 l_{AB} \cos \varphi_1$$

3^o K bo'g'inni ε_k burchak tezlanishini yoki K nuqta urinma a_k^t tezlanish quyidagicha aniqlanadi.

ε_k burchak tezlanishi;

$$\varepsilon_k = \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_k}{d\varphi}\right)}{dt} = \frac{d^2\varphi_k}{d\varphi^2} \omega \frac{d\varphi}{dt} + \frac{dS_k}{d\varphi} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2S_k}{d\varphi^2} \omega^2 + \varepsilon \frac{d\varphi_k}{d\varphi} \quad (7.6b)$$

$\frac{d^2\varphi_k}{d\varphi^2}$ va $\frac{d^2S_k}{d\varphi^2}$ xosilalari K bo'g'ini (yoki K nuqtani) tezlanishlar analoglari deb ataladi.

Ular yetaklovchi bo'g'inni burchak tezligiga tegishlidir ($\omega = \text{const}$).

Bu analoglar tegishligi, quyidagicha

burchak tezlanishlari analogi.

$$\frac{d^2\varphi_k}{d\varphi^2} = \varepsilon_{\varphi_k}$$

Urinma tezlanish analogi

$$\frac{d^2S_k}{d\varphi^2} = a_{\varphi_k}^t$$

(7.6.a) va (7.6.b) formulalaridan ko'rinayaptiki mexanizmning yetaklovchi bo'g'inlari tezlanishlari to'liq ularning tezlik va tezlanish analoglari va yetaklovchi bo'g'inning xarakat qonuni bilan aniqlanadi.

Masala. Sinusli mexanizm uchlari (7.7-rasm), agar 1 bo'g'inning burchak tezligi ω_1 , burchak tezlanish ε_1 ga teng bo'lsa 3 bo'g'inning tezlanishi aniqlansin.

Yechish. 3 bo'g'inning tezlanish analogi

$$a_{\varphi_1 3}^t = \frac{d(l_{AB} \cos \varphi_1)}{d\varphi_1} = -l_{AB} \sin \varphi_1$$

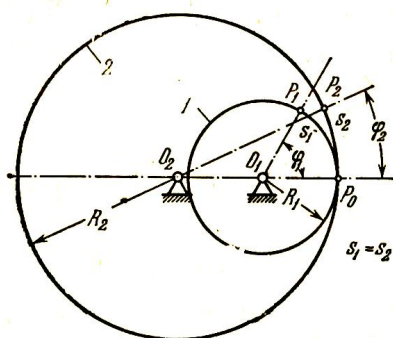
Uning ilgari aniqlangan tezlik analogi $V_{\varphi_1 3} = l_{AB} \cos \varphi_1$ bo'lgani uchun 3 bo'g'inni (5.6b) formuladan aniqlanadigan tezlanishi quyidagicha

$$a_3^t = a_3 = -\omega_1^2 l_{AB} \sin \varphi_1 + \varepsilon_1 l_{AB} \cos \varphi_1$$

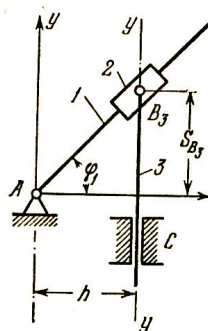
57-masala. Katakning radiuslari R_1 va R_2 bo'lgan friktsion silindirni uzatmani 2 bo'g'inidan 1 bo'g'iniga uzatish nisbati va xolatlar funksiyasi aniqlansin. 1 bo'g'in yetaklovchi, kataklar orasidagi nisbiy sirpanish yo'q, bo'g'inlarning xolatlari φ_1 va φ_2 burchaklari orqali aniqlanadi.

58-masala. Tangensli mexanizmدا 1 bo'g'in B, nuqtasiga urindosh bo'lgan 3 bo'g'ini B₃ nuqtasini xolat funksiyasi va tezlik analogi topilsin. 1 bo'g'inning xolati φ_1 burchagi, B₁ nuqtasini xolati S_{B_3} masofasi aniqlanadi, h o'lchami ma'lum, 3 bo'g'in YY o'qi harakatlanadi.

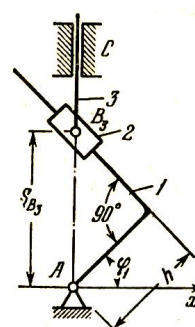
59-masala. Kosinusli mexanizmni 1 bo'g'ini B₁ nuqtasiga o'rindosh bo'lgan 3 bo'g'ini B₃ nuqtasining xolat funksiyasi va tezlik analogi aniqlansin. 1 bo'g'ini yetaklovchi uning xolati φ_1 burchagi bilan B₃ nuqtaning xolati esa S_{B_3} masofasi bilan aniqlanadi. H o'lchami ma'lumdur.



7.58-rasm. 57-masala

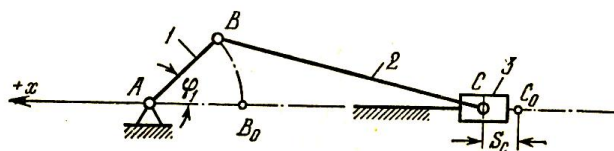


7.59-rasm. 58-masala



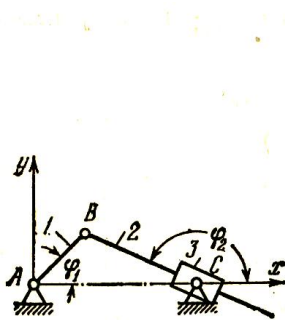
7.60-rasm. 59-masala

60-masala. Krivoship polzunli mexanizmning shatun bilan polzunli bog'lovchi S nuqtasini xolat funksiyasi aniqlansin.

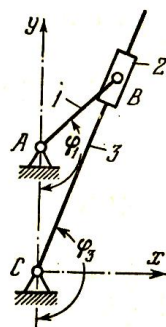


7.61-rasm. 60-masala

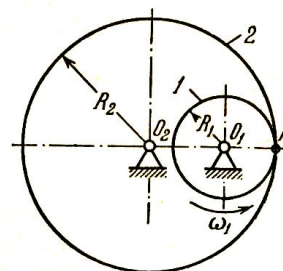
Yetaklovchi 1 bo'g'in va uning xolati φ_1 burchagi orqali aniqlanadi; S nuqtaning xolati uning AX chizig'idagi o'ng chetki xolatidan aniqlanadi; l_{AB} va l_{BC} o'lchamlari ma'lumdir.



7.62-rasm. 61 masala



7.63-rasm. 62 masala



7.64-rasm. 63 masala

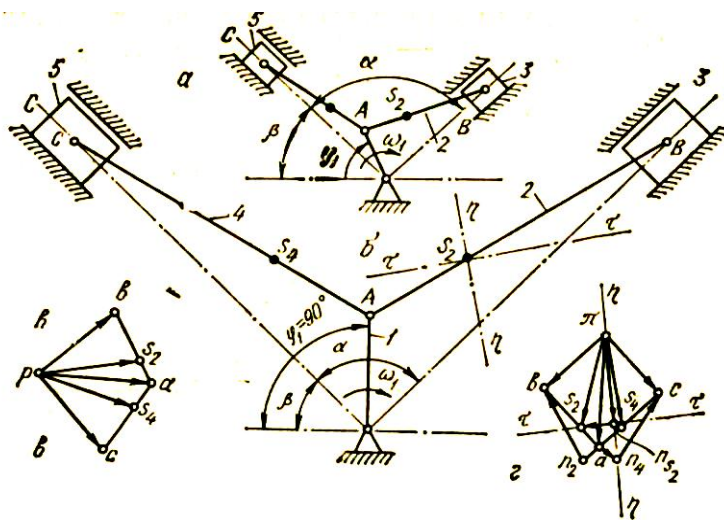
61-masala. Tebranma polzunli krivoship polzunli mexanizm 2 shtokani xolat funksiyasi aniqlansin. Yetaklovchi 1 bo'g'in 1 va 2 bo'g'inlarining xolatlari φ_1 va φ_2 burchaklari bilan aniqlanadi. l_{AV} i l_{VS} o'lchamlari ma'lumdir.

62-masala. Vitvordning kulisali mexanizmining 3 kulisasining xolat funksiyasi aniqlansin. Yetaklovchi 1 bo'g'in 1 va 3 bo'g'inlarining xolatlari φ_1 va φ_2 burchaklari orqali aniqlanadi. l_{AV} va l_{AS} o'lchamlari ma'lum.

7.2.2. Qutb tezlik va tezlanishlar rejalarini qurish.

1-masala. Qilindrlari «V» simon joylashgan ichki yonuv dvigateli mexanizmi qutbiy tezlik va qutbiy tezlanishlar planlarini qurish yo'li bilan kinematik tekshirilsin (7.65-rasm, a). SHuningdek, shatun 2 ning og'irlik markazi bo'lgan S_2 nuqta traektoriyasining egrilik radiusi ρ_{S_2} ning uzunligi aniqlansin.

Berilganlar: $\beta=45^\circ$, $\alpha=90^\circ$, $\varphi=90^\circ$, $l_{0A} = 0,125$ m, $l_{AV} = l_{AC} = 0,375$ m, $l_{AS_2} = l_{AS_4} = 0,125$ m. Krivoshipning burchak tezligi o'zgarmas bo'lib, uning qiymati $\omega_1=300$ rad/s



7.65-rasm.

Yechish. 1. Mexanizmning tuzilishini tekshirib, uning qaysi klassga mansubligini aniqlaymiz. Mexanizm 6 zvenodan iborat bo'lib, undagi qo'zg'aluvchi zvenolar soni $n=5$ ga, quyi kinematik juftlar soni $R_1=7$ ga, oliy kinematik juftlar soni $R_2 = 0$ ga, mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi esa $W=3n-2R_1-R_2=3*5-2*7=1$ ga teng. Mexanizm etakchi zveno OA va qo'zg'almas zveno O ga zvenolar 2 va Z xamda 4 va 5 lardan tashkil topgan ikkita ikkinchi klass gruppani bog'lash natijasida hosil bo'lgan.

2. Mexanizmning kinematik sxemasini quramiz (7.65-rasm, b). Chizma ko'lamini hisobga olgan holda shatun AV ning chizma qiymatini 75 mm uzunlikdagi kesma tarzida belgilaymiz. Uzunlik masshtabining son qiymati:

$$\mu_l = \frac{l}{(AB)} = \frac{0,375}{75} = 0,005 \frac{\text{m}}{\text{mm}}.$$

Qolgan zvenolarning chizma qiymatlari:

$$(OA) = \frac{0,125}{0,005} = 25\text{mm}, (AC) = (AB) = 75\text{mm},$$

$$(AS_2) = (AS_4) = \frac{l_{AS_2}}{\mu l} = \frac{0,125}{0,005} = 25\text{mm},$$

Bosh zveno koordinatasi $\varphi_1=90^\circ$ ga va xamma zvenolarning chizma qiymatlariga kura mexanizmning kinematik sxemasini hosil qilamiz.

3. Mexanizmning ko'rsatilgan holati uchun tezliklar planini quramiz. A nuqtaning tezligi quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = \omega_1 \cdot (OA)\mu_l.$$

Tezliklar planini qurishda krivoship masshtabidan foydalanamiz. Bunda A nuqta tezligining chizma qiymati krivoshipning chizma qiymatiga teng bo'ladi. Tezliklar plani uchun tanlangan qutb r ga A nuqta tezlik vektori v_A ni $(Ra) = (OA) = 25\text{mm}$ uzunlikdagi kesma ko'rinishida krivoshipga tik ravishda xamda uning burchak tezligi yo'nalishi bo'yicha qo'yamiz (3.8-rasm, v).

Tezliklar plani uchun masshtabni hisoblaymiz:

$$\mu_v = \frac{v_A}{(Pa)} = \frac{\omega_1(OA) \cdot \mu_e}{(Pa)} = \mu_l \cdot \omega_1 = 0,005 \cdot 300 = 1,5 \frac{m/s}{mm}$$

V nuqtaning tezligini aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasidan foydalanamiz:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} , \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{B_0} + \vec{v}_{BB_0} , \end{cases}$$

bu yerda \vec{v}_{BA} - V nuqtaning A nuqta atrofida aylanma xarakati natijasida vujudga keladigan nisbiy tezlik vektori. Uning yo'nalishi AV zvenoga tik joylashadi. Qaysi tomonga yo'nalishi va qiymati hozircha noma'lum; v_{V_0} — V nuqta bilan ustma-ust tushadigan qo'zg'almas nuqtaning tezlik vektori. Uning qiymati nolga teng bo'lib, qutb r ning o'zida joylashadi; v_{BB_0} - V nuqtaning qo'zg'almas nuqta V_0 ga nisbiy tezlik vektori. U qilindr o'qi bo'yicha yo'nalgan bo'lib, modul' qiymati hozircha noma'lum.

Tezliklar plani qurishni quyidagicha bajaramiz (3.8-rasm, v). Tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasi shartiga kura, \vec{v}_{BA} vektorni ifodalovchi (ra) kesmaning oxiri a nuqtadan nisbiy tezlik vektori \vec{v}_{BA} ning ta'bir chizig'ini AV zvenoga tik ravishda o'tkazamiz. Tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga kura qutb r ga \vec{v}_{B_0} vektorni qo'yish lozim bo'lar edi. Biroq, uning qiymati nolga teng. SHu sababli v_{BB_0} vektorning ta'bir chizig'ini qilindr o'qiga parallel ravishda to'g'ridan-to'g'ri qutb r dan o'tkazamiz. O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi v ni qutb r bilan tutashtiruvchi (re) kesma V nuqtaning absolyot tezlik vektori v_B ni ifodalaydi.

S nuqtaning tezligini aniqlash yuqorida bayon etilgan tartibda bajariladi. Bunda xam albatta vektor tenglamalar sistemasidan foydalanamiz:

$$\begin{cases} \vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA}, \\ \vec{v}_C = \vec{v}_{C_0} + \vec{v}_{CC_0}, \end{cases}$$

bu yerda \vec{v}_{CA} — S nuqtaning A nuqta atrofida aylanma harakati natijasida vujudga keladigan nisbiy tezlik vektori bo'lib, u AV zvenoga tik joylashadi, v_{S_0} — S nuqta bilan ustma-ust tushadigan, quzgalmas zvenoga tegishli nuqtaning tezlik vektori, u qutbda joylashadi; v_{SC_0} — S nuqtaning qilindrdagi S_0 nuqtaga nisbiy tezlik vektori xam qilindr uki bo'yicha yunalgan buladi.

Tenglamalar sistemasini Yechish uchun birinchi tenglama shartiga kura (ra) kesmaning oxiri a nuqtadan shatun $L S$ ga tik chiziq utkazila-di. Ikkinchi tenglama shartiga kura, qutb r dan qilindr ukiga paral-lel chiziq utkaziladi. Utkazilgan chiziklarning kesishish nuqtasi o tenglamalar sistemasining echimini belgilaydi.

S_2 va S_4 nuqtalarning tezliklarini aniqlash uchun o'xshashlik kriteriyasidan (proporqiya usulidan) foydalanamiz. S_2 nuqta A va V nuqtalar oralig'ini qaysi nisbatda bo'lsa, tezlik planidagi S_2 nuqta ham ($a v$) kesmada joylashib, uni shu nisbatda bo'ladi:

$$(a s_2) = (a v) \cdot \frac{(AS_2)}{(AB)} = \frac{1}{3} \cdot 18 = 6mm,$$

$$(a s_4) = (a c) \cdot \frac{(AS_4)}{(AC)} = \frac{1}{3} \cdot 18 = 6mm,$$

Tezliklarning haqiqiy qiymatlari:

$$v_B = (p v) \cdot \mu_v = 21 \cdot 1,5 = 31,5 m/s,$$

$$v_c = (p c) \cdot \mu_v = 21 \cdot 1,5 = 31,5 m/s,$$

SHatunlarning burchak tezliklari:

$$\omega_{AB} = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{(va) \cdot \mu_v}{(AC) \cdot \mu_l} = \frac{(v\omega)}{(AB)} \cdot \omega_1 = \frac{18}{75} \cdot 300 = 72 rad/s.,$$

$$\omega_{AC} = \frac{v_{AC}}{l_{AC}} = \frac{(ca)}{(AC)} \cdot \omega_1 = \frac{18}{75} \cdot 300 = 72 rad/s.,$$

4. Mexanizm uchun tezlanishlar planini quramiz. Krivoshipning burchak tezligini uncha katta bo'lmagan xatoga yo'l qo'yish orqali o'zgarmas deb qarash

mumkin. U holda A nuqtaning tezlanishi fakat normal tezlanishdan iborat bo'lib, qiymati quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$a_A = a_A^n = \omega^2 l_{OA} = \omega^2 (AO) \mu_l = 11250 \text{ m/c}^2.$$

Tezlanishlar planini qurishda xam krivoship masshtabidan foydalanamiz. Bunda A nuqta tezlanish vektori a_A ning chizma ifodasi va krivoshipning chizma uzunligi OA ga teng bo'ladi. Tezlanishlar plani uchun tanlangan qutbga A nuqtaning tezlanishini krivoship OA ga parallel ravishda A dan O ga yo'nalgan tarzda qo'yamiz (3.8-rasm, g). Tezlanishlar plani uchun masshtab koeffisientini hisoblaymiz:

$$\mu_a = \frac{aA}{(\pi a)} = \frac{\omega_1^2 (OA) \cdot \mu_l}{(\pi a)} = \mu_l \cdot \omega_1^2 = 0,005 \cdot 300^2 = 450 \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}.$$

V nuqtaning tezlanishini aniklash uchun vektor tenglamalar sistemasidan foydalanamiz:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{B_0} + \vec{a}_{B_0}^k + \vec{a}_{B_0}^\tau. \end{cases}$$

Tenglamalar sistemasidagi \vec{a}_{AB}^n V nuqtaning A nuqta atrofida aylanma harakat

qilishi natijasida vujudga keluvchi normal tezlanish vektori bo'lib, uning modul' qiymati $a_{VA} = V^2_{AB}/L_{AB}$ dan aniqlanadi. Uning tezlanishlar planida ko'rishimiz lozim bo'ladigan chizma uzunligi esa modul' qiymatning tezlanish masshtabiga nisbatidan aniqlanadi:

$$a_{BA}^n = a_{n_2} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB} \cdot \mu_a} = \frac{(va \cdot \mu_v)^2}{l_{AB} \cdot \mu_a} = \frac{(va)^2 \mu_l^2 \cdot \varpi_1^2}{(AB) \mu_l \cdot \mu_l \cdot \varpi_1^2} = \frac{(va)^2}{AB} = \frac{18^2}{75} = 4,32 \text{ MM}$$

formuladagi $(va) = 18 \text{ mm}$, $(AB) = 75 \text{ mm}$ qiymatlar tezlik planidan va kinematik sxemadan o'lchab olinadigan kesmalarining uzunliklaridir.

a_{BA}^τ ifoda V nuqtaning A nuqdaga nisbatan tangensial tezlanish vektorini bildiradi. Uning modul' qiymati quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon_2 \cdot l_{AB}.$$

(ε_2 -**AB** zvenoning burchak tezlanishi bo'lib, uning qiymati hozircha nomablum). a_{BA}^r ning taʼsir chizig'i zveno **AV** ga tik yo'nalgan bo'ladi. a_{BA}^r — qo'zg'almas zveno (silindir) ga tegish nuqtaning tezlanish vektori. Uning qiymati nolga teng. $\vec{a}_{BB_0}^k$ - nuqtaning **Vo** nuqtaga (polzunning silindrga) nisbatan nisbiy koriolis tezlanishi vektoridir. **Vo** nuqtaning (silindrning) tezligi nolga teng bulganligi sababli, koriolis tezlanishining qiymati ham nolga teng.

$\vec{a}_{BB_0}^r$ — **V** nukdaning **Vo** nuqtaga (polzunning qilindrga) nisbatan nisbiy bo'ylama (relyativ) tezlanishi vektori. U silindr o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.

Tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasiga asosan **V** nuqtaning tezlanishini aniklash uchun tezlanishlar planidagi \vec{a}_A vektorni ifodalovchi (Pa) kesmaning oxiri **a** nuqtadan \vec{a}_{BA}^n vektorni ifodalovchi (**ap**₂) 4,32 mm kesmani **AV** zvenoga parallel ravishda **V** dan **A** ga yunalgan tarzda ulchab quyamiz (3.8-rasm). Kesma oxiri **p**₂ nuqtadan \vec{a}_{BA}^r vektor taʼsir chizig'ini **AV** shatunga tik ravishda o'tkazamiz. Sungra tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasiga asosan \vec{a}_{B_0} vektorning chizma ifodasini qutb p dan o'lchab quyamiz. Biroq uning qiymati nolga teng bo'lgani uchun \vec{a}_{B_0} vektor qutb p bilan ustma-ust tushadi. Qutb p bilan koriolis tezlanishi vektorining oxiri **k** nuqta xam ustma-ust tushadi (chunki $\vec{a}_{BB_0}^k$ vektorining qiymati xam nolga teng). **k** nuqtadan, binobarin p nuqtadan bo'ylama tezlanish vektori $\vec{a}_{BB_0}^r$ ning taʼsir chizirini silindr o'qiga parallel ravishda o'tkazamiz. O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi **v** absoliot tezlanish vektori \vec{a}_B ning oxirini ifodalaydi. Tezlanish planidagi a va v nuqtalarni tutashtiruvchi (**a v**) kesma **V** nuqtaning **A** nukdaga nisbatan tula nisbiy tezlanishini bildiradi. S₂ nuqtaning tezlanishini uxshashlik kridasiga binoan aiiklaymiz:

$$(as_2) = (ae) \frac{(AS_2)}{(AB)} = 18 \cdot \frac{25}{75} = 6 \text{ mm}$$

S_2 nuqtani qutb l bilan tutashtirib, S_2 nuqtaning absolyot tezlanishi vektori a ifodalovchi (l_2) kesmani xrsil qilamiz.

S nuqtaning tezlanishini aniklash uchun tuziladigan vektor tenglamalar sistemasi V nuqtani aniklash uchun tuzilgan vektor tenglamalar sistemasiga o'xshash buladi:

$$\begin{cases} \vec{a}_c = \vec{a}_A + \vec{a}_{CA}^n + \vec{a}_{CA}^\tau, \\ \vec{a}_C = \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{CC_0}^k + \vec{a}_{CC_0}^r. \end{cases}$$

Tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasidagi S nuqtaning A nuqtaga nisbatan nisbiy normal tezlanishining chizma ifodasi quyidagi qiymatga teng:

$$(\vec{a}_n)_4 = \frac{a_{CA}^n}{\mu_a} = \frac{v^2 CA}{l_{AB} \mu_a} = \frac{(ac)^2}{(AC)} = \frac{18^2}{75} = 4,32_{MM}$$

S nuqtaning A nuqtaga nisbatan tangensial tezlanish vektori \vec{a}_{CA}^τ ning modul' qiymati noma'lum, yo'nalishi esa shatun AS ga tik joylashadi. \vec{a}_{C_0} , $\vec{a}_{CC_0}^k$ vektorlarning qiymatlari nolga teng bo'lib, ular qutb p da joylashadi. $\vec{a}_{CC_0}^r$ - polzun 5 ning silindrga nisbatan nisbiy bo'ylama tezlanish vektori bo'lib, silindr o'qi bo'yicha yo'nalgan. Uning modul' qiymati noma'lum.

Tenglamalar sistemasini grafik usulda Yechish uchun tezlanishlar planidagi (7.65-rasm) A nuqtaning tezlanish vektori \vec{a}_A ni ifodalovchi (pa) kesmaning oxiri a nuqtadan \vec{a}_{CA}^n vektorni ifodalovchi (ap_4)=4,32 mm kesmani AS zvenoga parallel ravishda S dan A ga yo'nalgan tarzda o'lchab qo'yamiz. Kesma oxiri n_4 nuqtadan shatun AS ga tik chiziq o'tkazamiz. Tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga ko'ra, qutb l dan S nuqtaning S_0 nuqtaga nisbatan nisbiy bo'ylama (relyativ) tezlanish vektori $\vec{a}_{CC_0}^r$ ni silindr o'qiga parallel ravishda o'tkazamiz (chunki \vec{a}_{C_0} , $\vec{a}_{CC_0}^k$ vektorlarning chizma qiymatlari nolga teng). O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi s ni qutb p bilan tutashtiruvchi (ps) kesma S nuqtaning absolyot tezlanishi vektori \vec{a}_C ni ifodalaydi. S_4 nuqta tezlanish vektorining oxiri S_4 o'xshashlik qoidasiga ko'ra aniqlanadi:

$$(aS_4) = (ac) \cdot \frac{(AS_4)}{(AC)} = 18 \cdot \frac{25}{75} = 6 \text{ мм}$$

Tezlanishlar planidagi (pS_4) kesma S_4 nuqtaning absolyot tezlanish vektori \vec{a}_{S_4} ni ifodalaydi.

Tezlanishlarning haqiqiy qiymatlari

$$\begin{aligned} a_B &= (\pi \epsilon) \cdot \mu_a = 17,5 \cdot 450 = 7875 \text{ м/с}^2, \\ a_C &= (\pi c) \cdot \mu_a = 17,5 \cdot 450 = 7875 \text{ м/с}^2, \\ a_{s_2} &= (\pi s_2) \cdot \mu_a = 20 \cdot 5 \cdot 450 = 9225 \text{ м/с}^2, \\ a_{s_4} &= a_{s_2}, \text{ ЧУНКИ: } (\pi s_4) = (\pi s_2), \\ a_{BA}^\tau &= (n_2 \theta) \cdot \mu_a = 16,5 \cdot 450 = 7425 \text{ м/с}^2, \\ a_{CA}^\tau &= a_{BA}^\tau, \text{ ЧУНКИ } (n_4 c) = (n_2 \theta). \end{aligned}$$

SHatun AV va AS larning burchak tezlanishlari

$$\epsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{7425}{0,375} = 19800 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}; \quad \epsilon_4 = \epsilon_2$$

5. S_2 nuqta traektoriyasining egrilik radiusini hisoblab topamiz. S_2 nuqtadan (7.65-rasm, b) tezlik planidagi (7.65-rasm, v) (pS_2) kesmaga parallel bo'lgan t - t chizig'ini o'tkazamiz. Bu chiziq S_2 nuqta traektoriyasiga o'tkazilgan urinma bo'ladi. t - t chizig'iga o'tkazilgan perpendikulyar p - p chiziq esa traektoriya o'tkazilgan normal bo'ladi va shu chiziqda traektoriyaga tegishli S_2 nuqtaning egrilik markazi O_{S_2} yotadi. S_2 nuqta tezlanish vektori a_{S_2} ni ifodalovchi kesma (aS_2) ni (7.65-rasm) p-p va t - t chiziq'larga parallel bo'lgan tashkil etuvchilarga ajratamiz. Xosil bo'lgan (pn_{S_2}) kesma S_2 nuqta tezlanishining normal tashkil etuvchisi $\vec{a}_{S_2}^n$ ni ifodalaydi.

Formula $a_{S_2}^n = \frac{v_{S_2}^2}{\rho_{S_2}}$ dan egrilik radiusi ρ_{S_2} ni aniqlaymiz

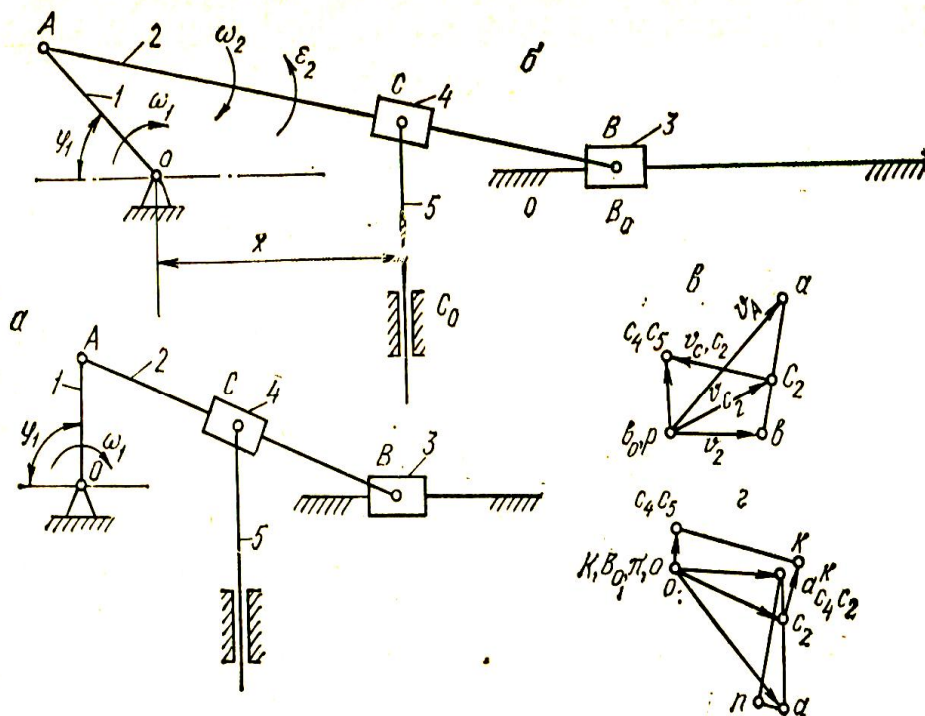
$$\rho_{S_2} = \frac{v_{S_2}^2}{a_{S_2}^n} = \frac{(ps_2)^2 \cdot \mu_l^2 \cdot \omega_1^2}{(\pi n_{S_2}) \cdot \mu_l \cdot \omega_1^2} = \frac{(ps_2)^2}{(\pi n_{S_2})} \cdot \mu_e = \frac{23^2}{20,5} \cdot 0,005 = 0,129 \text{ м.}$$

2-masala. YOg'och arralash mashinasi richagli mexanizmi (7.66-rasm, a) qutbiy tezliklar va qutbiy tezlanishlar planlarini qurish yo'li bilan kinematik tekshirilsin.

Berilganlar: $\varphi_1 = 45^\circ$; $l_{OA} = 0,3M$, $l_{AB} = 1,18M$, $l_x = 0,45M$

Krivoshipning burchak tezligi $\omega_1 = 30 \frac{pad}{c}$

Yechish. 1. Mexanizmning tuzilishini tekshirib, uning kaysi klassga mansubligini aniklaymiz. Mexanizmدا quzgaluvchi zvenolar soni $p = 5$, quyi kinematik juftlar soni $P_1=7$.



7.66-rasm

Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi $W = 3 \cdot n - 2r_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$. Mexanizmning HOSIL kilinish tartibi quyidagicha. Etakchi zveno OA va quzralmas zveno VO ga 2 va 3 zvenodan tashkil topgan ikkinchi klass Assur gruppasi boglangan. Borlangan gruppaga tegishli zveno 2 ga xamda quzg'almas zveno SO ga yana zveno 4 va 5 lardan tashkil topgan yangi Assur gruppasi boglangan. Mexanizmning tuzilish formulasi quyidagicha:

$$I(1,0) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$$

Demak, mexanizm ikkinchi klassga mansub.

Mexanizmning xolatini quramiz.

Zveno OA ning chizma qiymatini 30 mm uzunlikdagi kesma tarzida qabul qilib, uzunlik masshtabini belgilaymiz:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{(OA)} = \frac{0,3}{30} = 0,01_{M / MM}$$

SHatun AV ning chizmadagi uzunligi:

$$(AB) = \frac{l_{AB}}{(\mu_l)} = \frac{1,18}{0,01} = 118_{MM}$$

Krivoship aylanish o'qi bilan zveno 5 o'q chizig'i orasidagi masifaning chizma qiymati:

$$(X) = \frac{l_X}{\mu_l} = \frac{0,45}{0,01} = 45_{MM}$$

Hosil qilingan qiymatlarga ko'ra, mexanizmning kinematik sxemasi chiziladi (7.66-rasm, b).

3. Mexanizmning tezliklar plani qurishni etakchi zveno OA ga hamda qo'zg'almas zveno V_O ga bog'langan grupadan boshlaymiz. Grupa 2 va 3 zvenodan tashkil topgan. Tezlik plani quyidagi vektor tenglamalar sistemasiga ko'ra quriladi:

$$\begin{aligned} \vec{v}_B &= \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B &= \vec{v}_{Bo} + \vec{v}_{BBo}, \end{aligned}$$

Bunda V_V — V nuqtaning tezlik vektori, v_A - krivoship A nuqtasining tezlik vektori. Uning modul' qiymati $v_A = v_X \cdot l_{OA} = 30 \cdot 0,3 = 9$ m/s ga teng bo'lib, ω_1 burchak tezlik yo'nalishi bo'yicha AV zvenoga tik yo'naladi; $v_{BA} - B$ nuqtaning A nuqta atrofidagi nisbiy tezlik vektori bo'lib, AV zvenoga tik yunalgan buladi. Uning modul' qiymati noma'lum. $v_{Bo} - B_o$ nuqtaning tezlik vektoridir. Uning qiymati nolga teng. $v_{BBo} - B$ nuqtaning V_o nuqtaga (polzun 3 ning uz yo'naltiruvchisiga) nisbatan nisbiy tezligi vektori bo'lib, u polzun yo'naltiruvchisi o'q chizig'i bo'ylab joylashadi. Uning modul' qiymati noma'lum.

Tezliklar planini qurish quyidagicha bajariladi (7.66-rasm, ν). Vektor tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasiga asosan qutb r dan A nuqta tezlik vektori \vec{v}_A ni ifodalovchi (ra) kesmani zveno OA ga tik ravishda, ω_1 burchak tezligi yunalishi bo'yicha ko'ramiz. Bunda (ra) kesma uzunligini $(OA) = 30$ mm ga teng qilib olamiz, ya'ni tezlik planini krivoship masshtabida quramiz. So'ng (ra) kesmaning a nuqtasidan \vec{v}_{BA} vektorning ta'bir chizig'ini AV zvenoga tik ravishda o'tkazamiz.

Ikkinchi tenglama shartiga ko'ra qutb r ga \vec{v}_{Bo} vektorni kuyishi-miz lozim edi. Biroq uning qiymati nolga teng bulgani uchun s_2 nuqta kutbda joylashadi. V_o nuqtadan, ya'ni r nuqtadan \vec{v}_{Bo} vektorning ta'bir chizig'ini polzun yo'naltiruvchisiga parallel ravishda (gorizontal chiziq) o'tkazamiz va V nuqta tezlik vektori \vec{v}_B ni ifodalovchi (rv) kesma oxirini hosil qilamiz.

Zveno 2 ga tegishli S_2 nuqtaning tezligini aniklash uchun uxshashlik kridasidan foydalanamiz:

$$(ac_2) = (ab) \cdot \frac{(AC)}{(AB)} = 22 \cdot \frac{68}{108} = 13,85 \text{ mm.}$$

S_2 nuqtaning tezligini aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasi-ni tuzamiz.

$$\begin{aligned} \vec{v}_{C_4} &= \vec{v}_{C_2} + \vec{v}_{C_4 C_2}, \\ \vec{v}_{C_5} &= \vec{v}_{C_0} + \vec{v}_{C_5 C_0}. \end{aligned}$$

\vec{v}_{C_4} - zveno 4 ga tegishli S_4 nuqtaning tezlik vektori; \vec{v}_{C_4} - zveno 2 ga tegishli S_2 nuqtaning tezlik vektori (u tezliklar planida (νs_2) kesma tarzida tasvirlangan); $\vec{v}_{C_4 C_2}$ - polzun 4 ga tegishli S_4 nuqta ning kulisa 2 ga tegishli S_2 nuqtaga nisbatan buylama tezlik vektori bo'lib, zveno 2 bo'ylab yunalgan. Uning modul' qiymati noma'lum; \vec{v}_{C_5} - zveno 5 ga tegishli S_4 nuqtaning tezlik vektori; $\nu_s = 0$ buladi, chunki zveno 4 va 5 lar uzaro aylanma kinematik juft xosil qiladi. \vec{v}_{C_0} —zveno 5 yo'naltiruvchisi

bulgan kuzg'almas nuqtaning tezlik vektori. Uning qiymati nolga teng. $\vec{v}_{C_5C_0}$ - zveno 5 ning o'z yo'naltiruvchisiga nisbatan tezlik vektori. U zveno 5 o'q chizigi bo'ylab yo'nalgan.

$S_4(S_5)$ nuqtaning tezligini aniqlash uchun, birinchi tenglamaga asosan, tezliklar planidagi S_2 nuqtadan AV zvenoga, ikkinchi tenglamaga asosan kutb r dan zveno 5 yo'naltiruvchisiga parallel chiziqlar utkaziladi. Ularning kesishish nuqtasi S_4 ni kutb r bilan tutashtiruvchi (rs_4) kesma s_4 nuqtaning absolyot tezlik vektori v_s ni ifodalaydi. SHuningdek, $\vec{v}_{C_4} = \vec{v}_{C_5}$ bo'ladi.

Tezliklar planining masshtabi:

$$\mu_v = \frac{v_A}{(Pa)} = \frac{\omega_1(OA) \cdot \mu_l}{(pa)} = \mu_l \cdot \omega_1 = 0,01 \cdot 30 = 0,3 \frac{m/c}{mm}$$

YOroch qirquvchi arraning (zveno 5 ning) chiziqli tezligi:

$$v_{c1} = P_{CA} \cdot P_O = 13 \cdot 0,3 = 3,9 m/c$$

Tezlanishlar planini kurishni zvenolar 2 va 3 dan iborat bulgan gruppadan boshlaymiz. Plan quyidagi vektor tenglamalar sistemasiga asosan quriladi:

$$\begin{aligned} \vec{a}_B &= \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \vec{a}_B &= \vec{a}_{B_0} + \vec{a}_{BB_0}^\kappa + \vec{a}_{BB_0}^\nu, \end{aligned}$$

bu yerda \vec{a}_A - A nuqtaning O nuqtaga nisbatan normal tezlanish vektori (shuningdek, tula tezlanish vektori ham). Uning modul' qiymati kuyidagicha aniqlanadi:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 30^2 \cdot 0,3 = 270 m/c$$

\vec{a}_A vektorning ta'bir chizigi OA zvenoga parallel bo'lib, A nuqtadan O markazga qarab yunaladi, \vec{a}_{BA}^n - V nuqtaning A nuqtaga nisbatan normal tezlanish vektori bo'lib, uning modul' qiymati kuyidagi formuladan aniqlanadi

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}$$

Bunda a_{BA}^n vektor AV zvenoga parallel joylashib, V nuqtadan A nuqtaga karab

yunaladi; a_{BA}^{τ} - V nuqtaning A nuqtda nisbatan tangensial tezlanish vektori bo'lib, uning modul qiymati $a_{BA}^{\tau} = E_2 l_{AB}$ dan hisoblanadi. zveno AV ning burchak tezlanishi. Uning qiymati hozircha maълum emas. $\overrightarrow{a_{BA}^{\tau}}$ vektorning yunalishi AV zvenoga tik joylashadi. $\overrightarrow{a_{B_0}^{\tau}}$ - kuzg'almas nuqtaning tezlanish vektori. Uning qiymati nolga teng (chunki polzun V ning yo'naltiruvchisi harakat qilmaydi); $\overrightarrow{a_{BB_0}^k}$ - V nukdaning V_0 nuqtaga (polzunning uz yo'naltiruvchisiga) nisbatan koriolis — burilma tezlanish vektori. Polzun V ning yo'naltiruvchisi aylanma xarakat qilmaganligi sababli $\overrightarrow{a_{BB_0}^k}$ ning modulь k,iymati nolga teng. $\overrightarrow{a_{BB_0}^r}$ - polzunga tegishli V nuqtaning yo'naltiruvchiga tegishli V_p nukdaga nisbatan buylama (relyativ) tezlanish vektori. Uning taъsir chizigi yo'naltiruvchining uq chizigiga parallel joylashadi.

Tezlanishlar planini kurishni kuyidagicha bajaramiz (3.9-rasm,g). Tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasiga asosan tanlangan kutb a dan A nuqta tezlanish vektori $\overrightarrow{a_A}$ ni ifodalovchi (πa) kesmani OA zvenoga parallel ravishda A nuqtadan O nuqtaga yo'naltirgan xrlda kuramiz. (πa) kesma uzunligini krivoshipning chizma uzunligi (OA) ga teng kilib olamiz, yaъni tezlanishlar planini krivoship masshtabida kuramiz. Tezlanishlar masshtabini hisoblaymiz:

$$\mu_a = \frac{a_a}{(\pi_a)} = \frac{\omega^2(OA) \cdot \mu_l}{(\pi a)} = \mu_l \cdot \omega_1^2 = 0,01 \cdot 30^2 = 9 \frac{M/c^2}{MM}$$

a nuqtadan a_{BA}^{τ} vektorning chizma ifodasi ap kesmani kuyamiz, uning qiymati kuyidagicha xlsoblanadi:

$$an = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB} \cdot \mu_a} = \frac{(\theta a)^2 \cdot \mu_l^2 \cdot \omega_1^2}{(AB) \cdot \mu_l \cdot \mu_l \cdot \omega_1^2} = \frac{(a\theta)^2}{(AB)} = \frac{22^2}{108} = 4,48 MM$$

n nuqtadan AV zvenoga perpendikulyar ravishda a_{BA}^{τ} ning taъsir chizirini utkazamiz.

Tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga kura kutb a dan V_0 nuqtaning tezlanish vektori \vec{a}_{B_0} ni kuyamiz. Uning qiymati nolga teng bulgani uchun v_0 nuqta kutb π da joylashadi. SHuningdek, kutb π da $\vec{a}_{BB_0}^k$ tezlanish vektorining oxiri bulgan k nuqta ham joylashadi (chunki koriolis tezlanishi nolga teng). k nuqtadan, yaʼni a nuqtadan $\vec{a}_{BB_0}^r$ tezlanish vektorining taʼsir chizirini polzun **3** ning yoʻnaltiruvchisiga parallel ravishda utkazamiz. Uning AV chizigʻda utkazilgan perpendikulyar bilan kesishish nuqtasi v tenglamalar sistemasining grafik usuldagi echimini beradi, yaʼni (πv) kesma V nuqtaning (polzun **3** ning) absolyot tezlanish vektori \vec{a}_B ni ifodalaydi. Ikkinchi zvenoga tegishli S_2 nuqta tezlanish vektori \vec{a}_{C_2} ning oxiri bulgan s_2 nuqtani uxshashlik kridasiga binoan aniklamiz:

$$(ac_2) = (ab) \cdot \frac{(AS_2)}{(AB)} = 22 \cdot \frac{68}{108} = 13,85_{MM}$$

s_2 nuqtani kutb l bilan tutashtirib, s_2 nuqta absolyot tezlanishi vektori \vec{a}_{C_2} ni ifodalovchi (\vec{a}_{C_2}) kesmani xosil qilamiz.

Zvenolar **4** va **5** dan tashkil topgan grupp uchun tezlanishlar plani kuyidagi vektor tenglamalar sistemasiga asoslanib kuruladi:

$$\begin{aligned} \vec{a}_{C_4} &= \vec{a}_{C_2} + \vec{a}_{C_4 C_2}^k + \vec{a}_{C_4 C_2}^e, \\ \vec{a}_{C_5} &= \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{C_5 C_0}^k + \vec{a}_{C_5 C_0}^r, \end{aligned}$$

bu yerda \vec{a}_{C_4} - zveno **4** ga tegishli S_4 nuqtaning tezlanish vektori boʻlib, S_4 nuqta ayni holatda zveno **2** ga tegishli S_2 nuqta bilan ustma-ust joylashgan. \vec{a}_{C_2} - zveno **2** ga tegishli S_2 nuqtaning tezlanish vektori boʻlib, tezlanish planida uni (a_5) kesma ifodalaydi. a^k - zveno **4** ga tegishli S_4 nuqtaning zveno **2** ga tegishli S_2 nuqtaga nisbatan nisbiy Koriolis (burilma) tezlanish vektoridir. U zveno **2** ning aylanma xarakati natijasida vujudga keladi. Koriolis tezlanishining modulʼ qiymati kuyidagi formulaga asosan xisoblanadi:

$$a_{C_4 C_2}^k = 2 \omega_2 \cdot v_{C_4 C_2} = 2 \cdot \frac{v_{BA}}{l_{AB}} v_{C_4 C_2}$$

Uning yunalishini aniklash uchun zveno 4 ga tegishli S_4 nuqtaning zveno 2 ga tegishli S_2 nuqtaga nisbatan kuchirma xarakati natijasida xrsil buluvchi nisbiy tezlik vektori $v_{c_4c_2}$ ni zveno 2 ning burchak tezligi yunalishi bo'yicha 90° ga burish'lozim (7.66-rasm v, g).

$a_{c_4c_2}^K$ - S_4 nuqtaning S_2 nuqtaga (zveno 2 ga) nisbatan nisbiy (relyativ) tezlanish vektoridir. U zveno 2 uq chizigi bo'ylab yunalgan buladi $a_{c_4c_2}^K$ - zveno 5 ga tegishli S_5 nuqtaning tezlanishi vektori. Zveno 4 va 5 lar uzaro aylanma kinematik juft xosil kilganliklari sababli $a_{c_4c_2}^K = a_s$ buladi. a_s - zveno 5 yo'naltiruvchisiga tegishli kuzralmas nuqtaning «tezlanish» vektori (uning qiymati nolga teng). $a_{c_4c_2}^K$ - S_6 nuqtaning S_0 nunstaga nisbatan koriolis tezlanishi vektori. Uning qiymati xam nolga teng (chunki zveno 5 xarakatlanmaydi). $a_{c_4c_2}^K$ - S_5 nuqtaning S_0 nuqtaga nisbatan ilgarilama xarakati natijasida vujudga keluvchi buylama (relyativ) tezlanish vektori bo'lib, zveno 5 uq chizigi bo'yicha yunalgan buladi. Tezlanishlar planini kurishni kuyidagi tartibda davom ettiriladi. (7.66-rasm, g). Tenglamalar sistemasiga tegishli birinchi tenglamaga asosan $a_{c_4c_2}^K$ vektorni ifodalovchi (as_2) kesmaning s_2 nuqtasidan $a_{c_4c_2}^K$ vektorni ifodalovchi (s_2k) kesmani ulchab kuyamiz. Uning chizma qiymatini kuyidagicha xisoblaymiz:

$$(c_2K) = \frac{a_{c_4c_2}}{\mu_a} = 2 \cdot \frac{v_{BA} \cdot v_{c_4c_2}}{l_{AB} \cdot \mu_a} = 2 \cdot \frac{(ea) \cdot \mu_1 \cdot \omega_1 \cdot (c_4c_2) \cdot \mu_1 \cdot \omega_1}{(AB) \cdot \mu_1 \cdot \mu_1 \cdot \omega_1^2} = 2 \cdot \frac{(ea)}{(AB)} (c_4c_2) = 2 \cdot \frac{22 \cdot 20}{108} = 8,14_{MM}$$

Ifodadagi $(va)=22mm$, $(s_4 s_2) = 20$ mm kesmalar tezlik planidan, $(AV) = 108$ mm sxemadan o'lchab olingan qiymatlardir. Aniqlangan a nuqtadan $\vec{a}_{c_4c_2}^r$ tezlanish vektorining taʼsir chizigini zveno 2 ning o'q chizig'iga parallel ravishda o'tkazamiz.

Tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasiga asosan, qutb p dan \vec{a}_{c_0} vektorni qo'yamiz. Uning qiymati nolga teng bulganligi sababli s_0 nuqta kutb a da

joylashadi. s_0 nuqtadan, demak, qutb p dan boshlab $\vec{a}_{c_5C_0}^k$ vektorning chizma ifodasini kuyamiz. Uning ham qiymati nolga teng. SHu sababli $\vec{a}_{c_5C_0}^k$ vektorning oxirini ifodalovchi k nuqta ham qutb p da joylashadi. k nuqtadan, yaʼniy p nuqtadan $\vec{a}_{c_4C_2}^r$ vektorning taʼsir chizigini zveno 5 oʻq chizigʻiga parallel ravishda oʻtkazamiz va uning AV zvenoga parallel ravishda oʻtkazilgan $\vec{a}_{c_4C_2}^r$ vektorning taʼsir chizigi bilan kesishish nuqtasi s_4 (s_5) tenglamalar sistemasining grafik usuldagi echimini bildiradi, yaʼni $s_4(s_5)$ nuqtani qutb p bilan tutashtiruvchi $(pS_4) = (pS_5)$ $s_4(s_5)$ nuqtaning absolyot tezlanish vektori $a_{C_4}(a_{C_5})$ ni ifodalaydi.

Tezlanishlarning haqiqiy qiymatlarini xisoblaymiz:

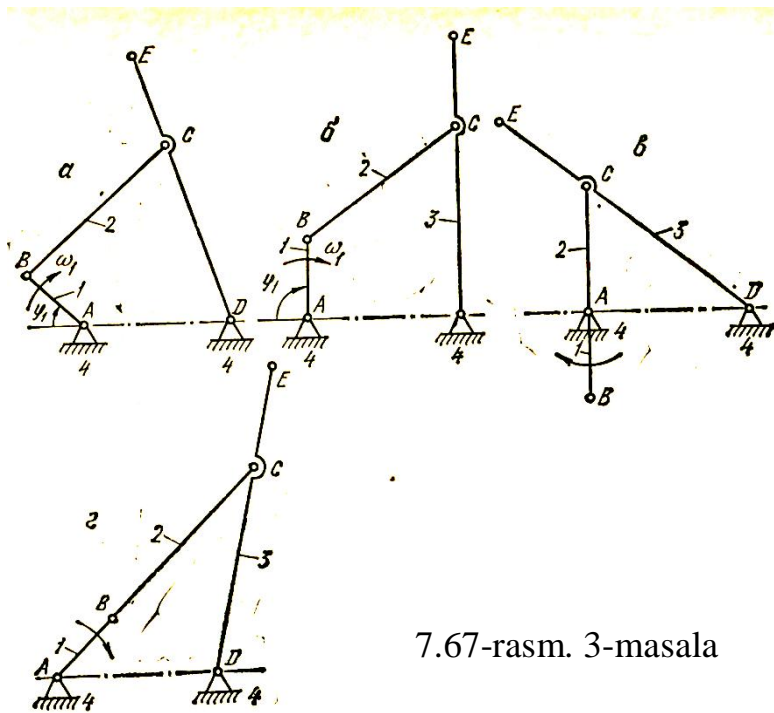
$$\begin{aligned} a_B &= (\pi \vartheta) \cdot \mu_a = 20 \cdot 9 = 180 \text{ m/c}^2, \\ a_{C_2} &= (\pi c_2) \cdot \mu_a = 65 \cdot 9 = 58,5 \text{ m/c}^2, \\ a_{BA}^\tau &= (n \vartheta) \cdot \mu_a = 21 \cdot 9 = 189 \text{ m/c}^2 \text{ va } \text{ҲОКАЗО}. \end{aligned}$$

Zveno 2 ning burchak tezlanish:

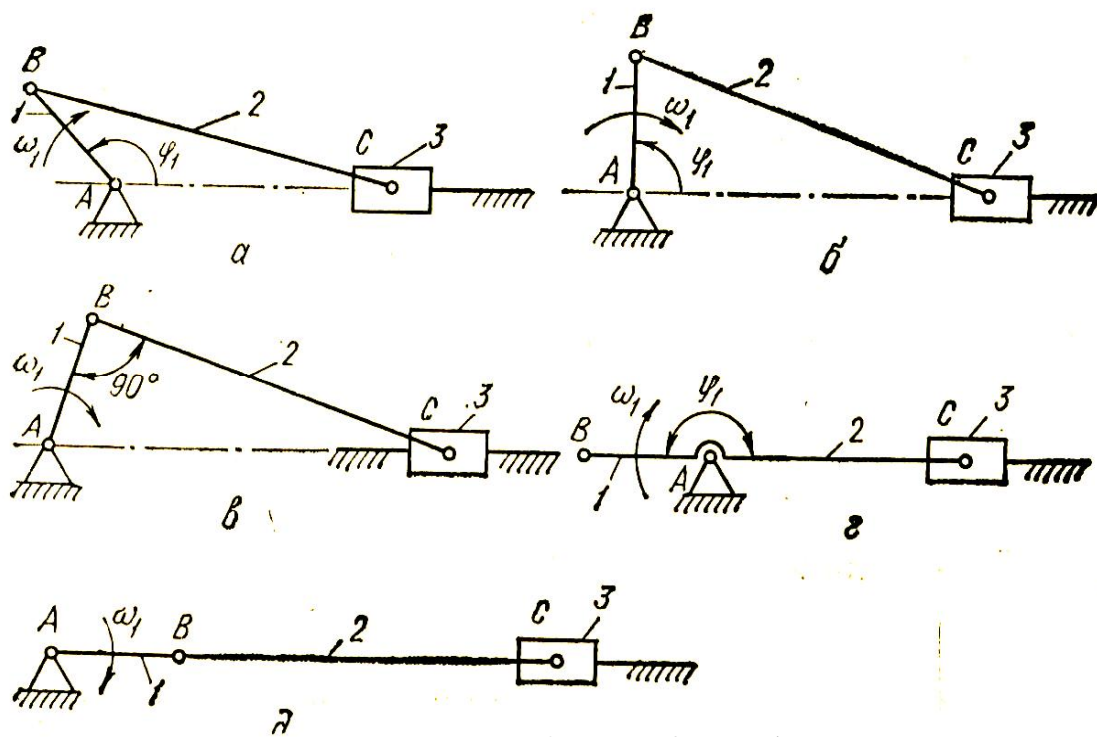
$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{189}{1,18} = 160,17 \text{ rad/c}^2$$

3-15 - MASALALAR

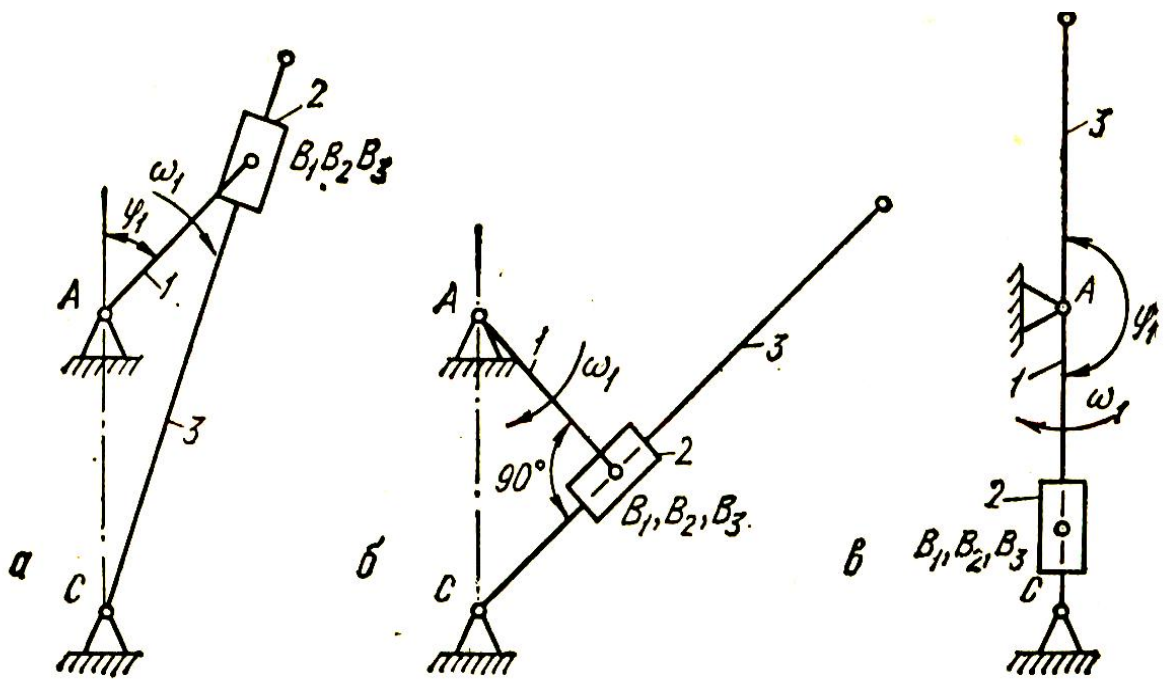
3-masala. qabul qilingan $l_{DE} = 130$ mm, $l_{BC} = l_{DC} = 250$ mm, $l_{AD} = 200$ mm, $l_{DE} = 375$ mm, $\omega_I = 50$ rad/s qiymatlarga kura krivoship-koromisli mexanizmning tezlik va tezlanishlar planlari mexanizmning kuyidagi xolatlari uchun kurilsin: a) $\varphi_1 = 45^\circ$, b) $\varphi_1 = 90^\circ$, v) koromislo 3 ning eng chetki chap xolati, g) koromislo 3 ning eng chetki ung xolati. SHuningdek, E , S nuqtalarning absolyot tezlik va tezlanishlari, zvenolar 2 va 3 ning burchak tezliklari x,amda burchak tezlanishlari aniklansin.



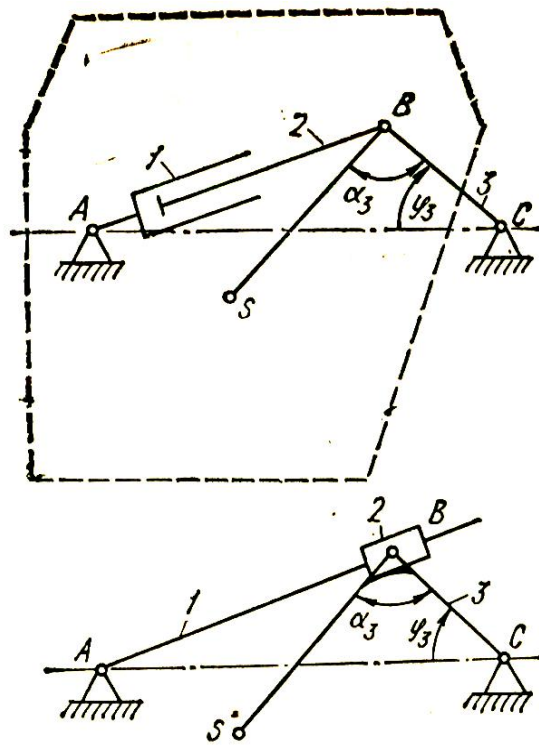
7.67-rasm. 3-masala



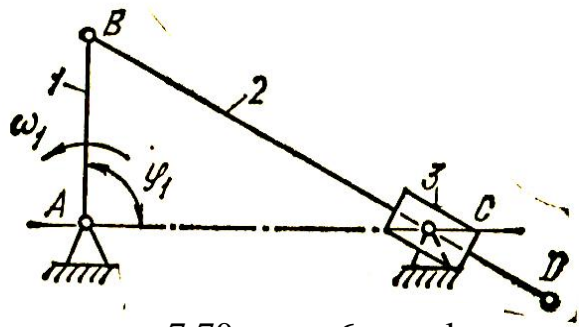
7.68-rasm. 4-masala



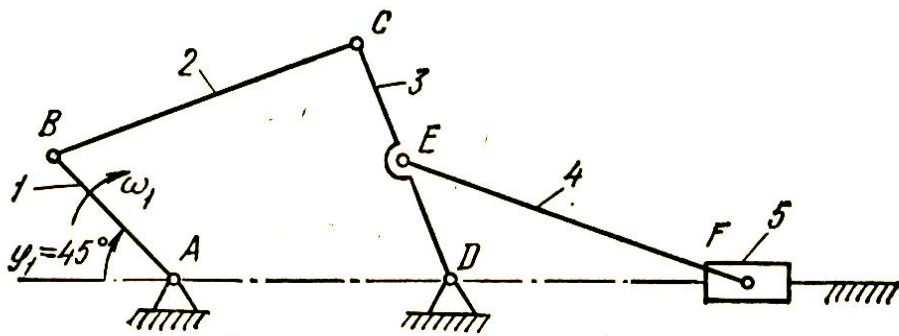
7.69-rasm. 5-masala



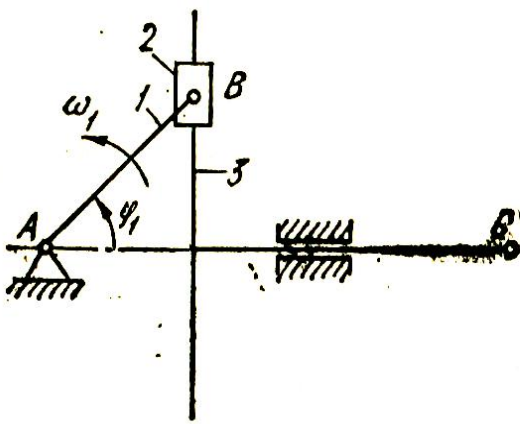
7.79-rasm. 15-masala



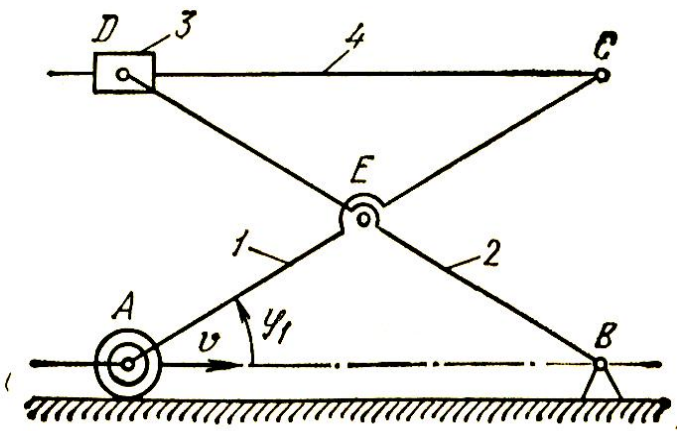
7.70-rasm. 6-masala



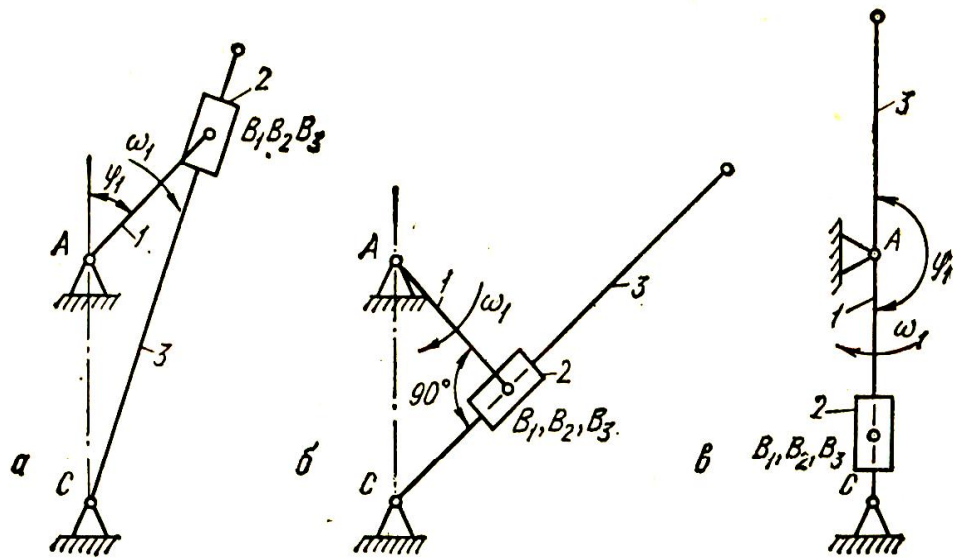
7.71-rasm. 7-masala



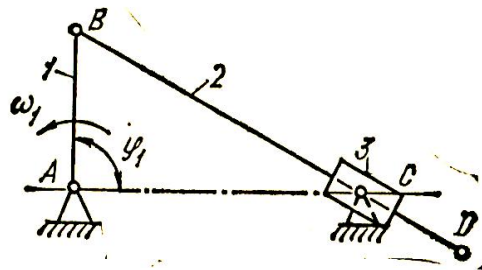
7.72-rasm. 8-masala



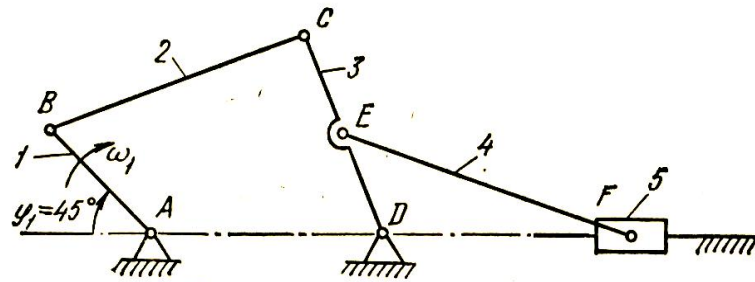
7.73-rasm. 9-masala



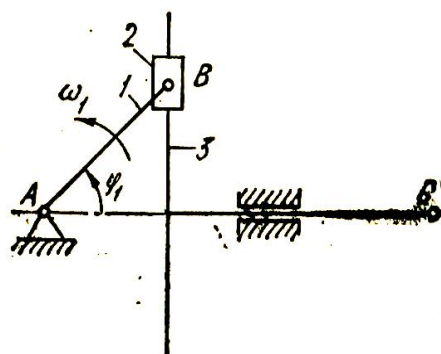
7.74-rasm. 10-masala



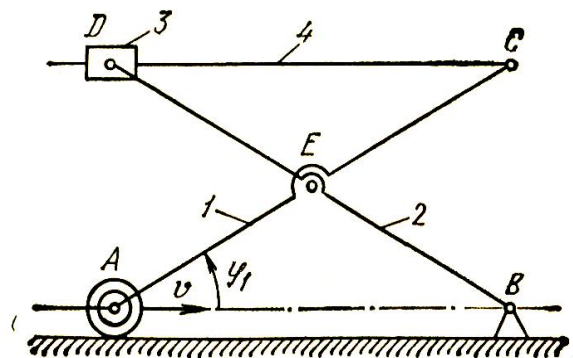
7.75-rasm. 11-masala



7.76-rasm. 12-masala



7.77-rasm. 13-masala



7.78-rasm. 14-masala

4-masala. Qabul qilingan $l_{AB} = 100\text{mm}$, $l_{BC} = 300\text{mm}$ $\omega_1 = 400 \frac{\text{rad}}{\text{c}}$ qiymatlarga ko'ra krivoship – polzunli mexanizmning tezlik va tezlanishlar planlari mexanizmining quyidagi holatlari uchun qurilsin. a) $\varphi_1 = 135^\circ$, b) $\varphi_1 = 90^\circ$, v) shatunning yuqori eng chetki holati (bunda uning krivoship bilan hosil qiladigan burchagi 90° ga teng), g) $\varphi_1 = 0^\circ$ (shatun krivoshipning davomida joylashib, ular bir to'g'ri chiziqda yotadi), e) $\varphi_1 = 180^\circ$ (shatun va krivoship bir-biri bilan ustma – ust tushib, ular bir to'g'ri chiziqda yotadi). SHatun VS ning burchak tezligi va burchak tezlanishlar aniqlansin.

5-masala. Berilgan $l_{AB} = 30\text{mm}$, $l_{AC} = 40\text{mm}$, $\omega_1 = 20 \frac{\text{rad}}{\text{c}}$ qiymatlarga ko'ra Vitvort mexanizmning (kurilsali mexanizmining) tezlik va tezlanishlar planlari mexanizmning quyidagi xolatlari uchu: 7.79-rasm. 15-masala

a) $\varphi_1 = 45^\circ$, b) kulisa 3 ning eng chetki o'ng xolati, v) $\varphi_1 = 180^\circ$ krivoship 1 va kulisa 3 bir – biri bilan ustma – ust joylashadi. Kulisa 3 ning burchak tezlik va burchak tezlanishlari aniqlansin.

6-masala. polzuni tebranma harakat qiluvchi krivoshipli mexanizm D nuqtasining absolyot tezlik va tezlanishlari quyidagi qabul qilingan qiymatlarga ko'ra aniqlansin: $l_{AB} = 30\text{mm}$; $l_{AC} = 60\text{mm}$; $l_{BD} = 120\text{mm}$; $\varphi_1 = 150^\circ$;

$$\omega_1 = 40 \frac{\text{rad}}{\text{c}};$$

7-masala. Tebranuvchi konveyer mexanizmi koretkasining (polzun 5 ga tegishli F nuqtaning) absolyot tezlik va tezlanishlari quyidagi qabul qilingan qiymatlarga ko'ra aniqlansin:

$$l_{AB} = 0,8\text{M}; \quad l_{BC} = 1,6\text{M}; \quad l_{CD} = 1,2\text{M}; \quad l_{AD} = 1,4\text{M};$$

$$l_{DE} = 0,6\text{M}, \quad l_{EF} = 1,8\text{M}; \quad \varphi_1 = 45^\circ; \quad \omega_1 = 2 \frac{\text{rad}}{\text{c}}$$

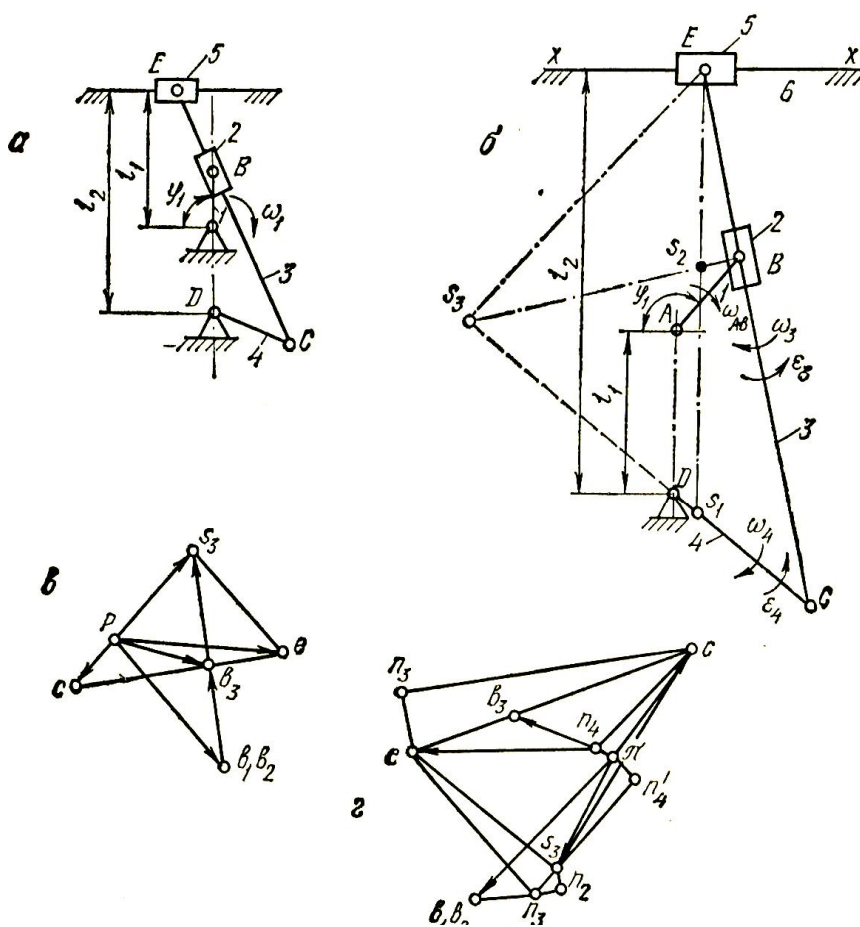
kuyidagi kabul qilingan qiymatlarga kura aniklansin: $l_{AV} = 30 \text{ mm}$, krivoship AV ning burchak tezligi $\omega = 20 \text{ rad/c}$. bo'lib, uzgarmasdir, $\varphi = 45^\circ$.

8-masala. Ko'tarish platformasi mexanizmining yuk kutarish tezligi va tezlanishini quyidagi kabul qilingan qiymatlarga kura aniqlansin:

$$l_{AC} = 2l_{AE} = l_{BD} = 2l_{BE} = 4 \text{ m}, \varphi_1 = 30^\circ$$

A nuqtaning tezligi $v_A = 0,2 \text{ m/s}$ bo'lib, uzgarmasdir.

9-Masala. Olti zvenoli randalash stanogi mexanizmining (4-rasm, a) kinematikasi qutbiy tezlik va qutibiy qutibiy tezlanish planlarini qurish usuli bilan tekshirilsin.



7.80-rasm. 9-masala

Berilganlar: $\varphi_1 = 135^\circ$, $l_{AV} = 0,1 \text{ m}$; $l_{DC} = 0,175 \text{ m}$; $l_{CE} = 0,525 \text{ m}$; $l_1 = 0,155 \text{ m}$; $l_2 = 0,41 \text{ m}$. Krivoship AV ning minutiga aylanishlar soni uzgarmas bo'lib, uning qiymati

$$n_{AB} = 400 \text{ aylanish/min}$$

Yechish. 1. Mexanizmning tuzilishini tekshirib, uning kaysi klassga: mansubligini aniqlaymiz. Mexanizmدا xarakatlana oluvchi zvenolar soni $p = 5$, quyi kinematik juftlar soni $r_5 = 7$, oliy kinematik juftlar soni $r_4 = 0$. Mexanizmning

ko'zg'aluvchanlik darajasi $W = 3n - 2r_5 - r_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$. Mexanizm yetaklovchi zveno AV - va qo'zg'almas zvenoga bazis zvenosi richag ko'rinishida bo'lgan va zvenolar $2, 3, 4, 5$ lardan tashkil topgan uch tortkili uchinchi klass Assur gruppasini bog'lash orqali xosil bo'lganligi sxemadan (7.80-rasm. *a*) ko'rinib turibdi. Demak, mexanizm uchinchi klassga mansub.

2. Mexanizmning xolatini ko'rish uchun chizma masshtabini tanlab, zvenolarning chizma qiymatlarini aniqlaymiz. Krivoship AV ning chizma qiymatini 20 mm deb belgilaymiz. U xolda chizma masshtabi:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{(AB)} = \frac{0,1}{20} = 0,005_{M/MM}.$$

Qolgan zvenolarning chizmadagi uzunliklari:

$$(DC) = \frac{l_{DC}}{\mu_l} = \frac{0,175}{0,005} = 35 \text{ MM};$$

$$(CE) = \frac{l_{CE}}{\mu_l} = \frac{0,525}{0,005} = 105 \text{ MM};$$

$$(l_1) = \frac{l_1}{\mu_l} = \frac{0,155}{0,005} = 31 \text{ MM};$$

$$(l_2) = \frac{l_2}{\mu_l} = \frac{0,41}{0,005} = 82 \text{ MM}.$$

Xosil bulgan o'lchamlarga asoslanib, mexanizmning xolatini ko'ramiz (7.80-rasm, *b*).

3. Mexanizmning tezliklar planini kuramiz. Bosh zvenoning burchak tezligi:

$$\omega_{AB} = \frac{\pi n_{AB}}{30} = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,86 \text{ рад/с}.$$

V nuqtaning chizikli tezligi:

$$v_{B_1} = \omega_{AB} \cdot l_{AB} = 41,86 \cdot 0,1 = 4,186_{M/c}$$

Tanlangan tezlik kutbi r ga (7.80-rasm, *v*) V nuqtaning tezlik vektori k ni ($\omega_{AB} = 35$ mm bulgan kesma kurinishida ulchab kuyamiz. U zveno AV ga tik va shiv yunalishida joylashadi. Tezliklar planining masshtab koeffitsientini aniklaymiz:

$$\mu_v = \frac{v_{B_1}}{(p_{v_1})} = \frac{4,186}{35} = 0,12 \frac{M/c}{MM}$$

Uchinchi klass mexanizmlarining kinematikasini tekshirishda Assur

nuqtalaridan yoki boshqacha aytganda alohida nuqtalardan foydalanish lozimligini ruqorida ko'rib o'tgan edik. Gruppada bazis zveno 3 ga tegishli bo'lgan alohida nuqtalar soni 3 ta. Ularni quyidagicha aniqlaymiz (7.80-rasm, b). S_1 nuqta zveno DC o'q chizig'i bilan E nuqtadan o'tuvchi polzun yo'naltiruvchisiga o'tkazilgan tik chiziqning kesishuvidan hosil bo'ladi. S_2 nuqta zvenolar 2 va 5 ning aylanma kinematik juftlariga tegishli bo'lgan V va E nuqtalardan o'tuvchi hamda shu zvenolarning yo'naltiruvchilariga tik bo'lgan chiziqlarning kesishuvidan hosil bo'ladi. S_3 nuqta V nuqtadan o'tuvchi va zveno 2 ning yo'naltiruvchisiga tik bo'lgan chiziq bilan zveno VS o'q chizig'ining kesishuvidan hosil bo'ladi.

Mexanizmning kinematikasini tekshirishda biz o'zimiz uchun qulay deb hisoblaydigan istalgan alohida nuqtadan foydalanishimiz mumkin.

Masalaimizda S_3 nuqtadan foydalanamiz.

S_3 nuqtaning tezligi quyidagi vektor tenglamalardan foydalanilgan holda aniqlanadi:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{S_a} &= \vec{v}_{B_3} + \vec{v}_{S_3B_3} = \vec{v}_{B_2} + \vec{v}_{B_3B_2} + \vec{v}_{S_3B_3} \\ \vec{v}_{S_a} &= \vec{v}_C + \vec{v}_{S_3C} = \vec{v}_D + \vec{v}_{CD} + \vec{v}_{S_3C} \end{aligned}$$

bu yerda $\vec{v}_{B_2} = \vec{v}_{B_1}$ (chunki 1 va 2 zvenolar uzaro aylanma kinematik juft orqali bog'langandirlar); $\vec{v}_{B_3B_2}$ - kulisa 3 ga tegishli V_3 nuqtaning tosh 2 ga tegishli V_2 nuqtaga nisbatan nisbiy bo'ylama tezlik vektori bo'lib, u zveno 3 o'qi bo'yicha yo'nalgan. $\vec{v}_{S_3B_3}$ - zveno 3 ga tegishli bo'lgan S_3 shu zvenoga tegishli V_3 S_3 nurga tik, ya'ni kulisa 3 o'qiga parallel ravishda yo'nalgan. $v_D = 0$ bo'lib, qutibda yotadi. \vec{v}_{CD} - S nuqtaning aylanish o'qidagi D nuqtaga nisbatan nisbiy tezlik vektori bo'lib, zveno CD ga tik ravishda yo'nalgan bo'ldi. v_{S_3C} - S_3 nuqtaning S nuqtaga nisbatan nisbiy tezligi bo'lib S_3C nurga tik joylashadi.

Tenglamalar sistemasidagi tepasidan umumiy vektor chizig'i orqali bog'langan tezlik vektorlari bitta chiziqda yotadi, ya'ni $\vec{v}_{B_3B_2}$ va $\vec{v}_{S_3B_3}$ vektorlar zveno 3 o'q chizig'iga parallel joylashadi. \vec{v}_{CD} va \vec{v}_{S_3C} vektorlar esa S_3C nurga perpendikulyar

yo'nalgan chiziqda yotadi.

Tezlik planidagi S_3 nuqtaning xolatini aniqlash uchun tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasiga ko'ra $\overrightarrow{v_{B_2}}$ vektorni ifodalovchi (rv_2) kesmaning oxiri v_2 nuqtadan zveno 3 ga parallel chiziq o'tkaziladi. Ikkinchi tenglama shartiga ko'ra, $\overrightarrow{v_D}$ vektorni ifodalovchi qutib r dan kinematik sxemadagi S_2C nurga tik chiziq o'tkaziladi. O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi S_3 yb senb, π bilan tutashtirish natijasida hosil bo'lgan (rS_3) kesma S_3 nuqtaning absolyot tezlik vektori $\overrightarrow{v_{S_3}}$ ni ifodalaydi.

E_5 nuqtaning tezligini aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasini tuzamiz:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{v_{E_5}} &= \overrightarrow{v_{S_3}} + \overrightarrow{v_{E_5S_3}} \\ \overrightarrow{v_{E_5}} &= \overrightarrow{v_{E_6}} + \overrightarrow{v_{E_5E_6}} \end{aligned}$$

bu yerda $\overrightarrow{v_{E_5S_3}}$ - E_5 nuqtaning S_3 nuqtaga nisbatan nisbiy tezlik vektori bo'lib, E_5 nurga tik joylashadi; $\overrightarrow{v_{E_6}}$ qo'zg'almas nuqtaning "tezlik" vektori bo'lib, qutibda joylashadi; $\overrightarrow{v_{E_5E_6}}$ - zveno 5 ning qo'zg'almas zveno 6 ga nisbatan nisbiy tezlik vektori bo'lib, $x-x$ chizig'i bo'ylab yo'nalga bo'ladi.

E_5 nuqtaning tezligini aniqlash uchun tezlik planidagi S_3 nuqtadan, tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasi shartiga ko'ra kinematik sxemadagi S_3E to'g'ri chiziqqa tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga ko'ra r qutibdan $x-x$ yo'naltiruvchiga parallel chiziq o'tkaziladi. O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi e nuqta E ning tezligini aniqlaydi.

V_3 nuqtaning tezligini aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasi quyidagicha yoziladi:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{v_{B_3}} &= \overrightarrow{v_E} + \overrightarrow{v_{B_3E}}, \\ \overrightarrow{v_{B_3}} &= \overrightarrow{v_{B_2}} + \overrightarrow{v_{B_3B_2}} \end{aligned}$$

bu yerda $\overrightarrow{v_{B_3E}}$ nisbiy tezlik vektori zveno 3 ga tik yo'nalga bo'lib, $\overrightarrow{v_{B_3B_2}}$ nisbiy tezlik

vektori zveno 3 bo'ylab joylashadi. Tezlik planida V nuqtaning tezligini aniqlash uchun, tenglamalar sistemasiga asosan, tezlik planidagi e nuqtadan zveno 3 ga perpendi kulyar chiziq va v_2 ni qutib bilan tutashtiruvchi (rv_3) kesma V_3 nuqtaning absalot tezlik vektori \vec{v}_{B_3} ni ifodalaydi.

S nuqtaning tezligi aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasi quyidagicha yoziladi:

$$\begin{aligned}\vec{v}_C &= \vec{v}_E + v_{CE} \\ \vec{v}_C &= \vec{v}_D + v_{CD}\end{aligned}$$

Tenglama echimini hosil qilish uchun tezlik planidan aniqlangan l nuqtadan \vec{v}_{CE} vektor taʼsir chizig'ini, yani zveno 3 o'qiga perpendikulyar o'tkaziladi. $\vec{v}_D = 0$ bo'lganligi sababli, ikkinchi tenglamaga ko'ra, qutib r dan zveno 4 ga tik chiziq o'tkaziladi. O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi s tenglamalar sistemasining echimini belgilaydi.

Haqiqiy tezliklarni aniqlash uchun tezlik planidagi kesmalar tezlik masshtabiga ko'paytiriladi.

$$\begin{aligned}v_E &= (pe) \cdot \mu_v = 34 \cdot 0,12 = 4,56M/c; \\ v_{B_3B_2} &= (e_3e_2) \cdot \mu_v = 21 \cdot 0,12 = 2,52M/c \\ v_C &= (pc) \cdot \mu_v = 12 \cdot 0,12 = 1,44M/c \\ v_{EC} &= (ec) \cdot \mu_v = 42 \cdot 0,12 = 5,04M/c\end{aligned}$$

Zvenolar 2 va 3 ning bkrchak tezliklari:

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{v_{EC}}{l_{EC}} = \frac{5,04}{0,525} = 9,6 \frac{pad}{c}$$

Zveno 4 ning burchak tezligi:

$$\omega_4 = \frac{v_C}{l_{CD}} = \frac{1,44}{0,175} = 8,23 \frac{pad}{c}$$

4.Mexanizmning tezlanishlar planini ko'ramiz. Krivoship o'zgarmas burchak tezlik bilan harakatlanadi deb qaraymiz.

U holda V_I nuqtaning tezlanishi normal tezlanishdan iborat bo'ladi:

$$a_{B_1} = a_{BA}^n = \omega_{AB} \cdot l_{AB} = (41,86)^2 \cdot 0,1 = 175,2M/c^2$$

V_1 nuqta tezlanish vektori a_{B_1} ni tanlangan tezlanishlar qutbi π nuqtadan boshlab (π_{B_1})=40mm kesma tarizda krivoshipga parallel ravishda hamda uning V nuqtasidan aylanish markazi A ga qarab yo'naltirilgan holda quramiz. SHuningdek $\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_1}$ bo'ladi (7.80-rasm, g).

Tezlanish masshtabi:

$$\mu_a = \frac{a_{B_1}}{(\pi_{B_1})} = \frac{175 \text{M}75^{\circ}}{40 \text{MM}} = 4,38 \frac{\text{M}/\text{c}^2}{\text{MM}}$$

Alohida nuqta S_3 ning tezlanishini aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasi tuziladi:

$$\begin{aligned} \vec{a}_{S_3} &= \vec{a}_{B_3} + \vec{a}_{S_3 B_3} = \vec{a}_{B_2} + \vec{a}_{B_3 B_2} + \vec{a}_{S_3 B_3} \\ \vec{a}_{S_3} &= \vec{a}_D + \vec{a}_{S_3 C_3} = \vec{a}_D + \vec{a}_{C_3 D} + \vec{a}_{S_3 C} \end{aligned}$$

Tezlanishlarni tashkil etuvchilarga ajratgan xolda xadlarni guruppalab, tenglamalar sistemasini qayta yozamiz.

$$\begin{aligned} \vec{a}_{S_3} &= \vec{a}_{B_3} + \vec{a}_{B_3 B_2}^K + \vec{a}_{S_3 B_3}^n + \vec{a}_{B_3 B_2}^r + \vec{a}_{S_3 B_3}^{\tau} \\ \vec{a}_{S_3} &= \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{S_3 C}^n + \vec{a}_{CD}^r + \vec{a}_{S_3 C}^{\tau} \end{aligned}$$

bu yerda $\vec{a}_{B_3 B_2}^K$ - Koriolis tezlanish vektori. $\vec{a}_{S_3 B_3}^n$ - S_3 nuqtaning V_3 nuqta atrofida aylanma xarakati natijasida hosil bo'luvchi normal tezlanishlar vektori; \vec{a}_{CD}^n - S nuqtaning qo'zg'almas D nuqta atrofida aylanishi natijasida hosil bo'ladigan normal tezlanish vektori; $\vec{a}_{S_3 C}^n$ - S_3 nuqtaning S nuqta atrofida aylanishi natijasida hosil bo'ladigan normal tezlanish vektori. Ularning chizma qiymatlarini aniqlaymiz.

Koriolis tezlanishining chizma qiymati:

$$(\epsilon_2 \kappa) = \frac{a_{B_3 B_2}^K}{\mu_a} = \frac{2 \cdot \omega_3 \cdot v_{B_3 B_2}}{\mu_a} = \frac{2,9 \cdot 6,2 \cdot 52}{4,38} = 11 \text{MM}$$

$a_{S_3 B_3}^n$ - tezlanishning chizma uzunligi:

$$(Kn_2) = \frac{a_{S_3B_3}^n}{\mu_{(a)}} = \frac{v_{S_3B_3}^2}{l_{S_3B_3} \cdot \mu_a} = \frac{((S_3B_3) \cdot \mu_v)^2}{(S_3B_3) \cdot \mu_e \cdot \mu_a} = \frac{(22,5 \cdot 0,12)^2}{57 \cdot 0,005 \cdot 4,38} = 5,84_{MM}$$

Bu yerda $(S_3B_3) = 22,5_{MM}$ kesma tezlik planidan o'lchab olingan nisbiy tezlikning chizma ifodasi; $(S_3B_3) = 57_{mm}$ – kinematik sxemadan o'lchab olingan S_3 va B_3 nuqtalar orasidagi masofa.

Koriolsi va normal tezlanish vektorlari bir tomonga yo'nalgan. Ularning yig'indi qiymati:

$$(\epsilon_2 n_2) = (B_2K) + (KK_2) = 11 + 5,84 = 16,84_{mm}$$

S nuqtaning D nuqtaga nisbatan normal tezlanishning chizmadagi ifodasi quyidagi qiymatga teng:

$$\pi n_4 = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{v_{CD}^2}{l_{CD} \cdot \mu_a} = \frac{((pc) \cdot \mu_c)^2}{l_{CD} \cdot \mu_a} = \frac{(12 \cdot 0,12)^2}{0,175 \cdot 4,38} = 2,7_{MM}$$

S_3 nuqtaning S nuqtaga nisbatan nisbiy normal tezlanishning chizmadagi ifodasini aniqlaymiz:

$$\pi n_4 = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{v_{CD}^2}{l_{CD} \cdot \mu_a} = \frac{((pc) \cdot \mu_v)^2}{l_{CD} \cdot \mu_a} = \frac{(12 \cdot 0,12)^2}{0,175 \cdot 4,38} = 2,7_{MM}$$

S_3 nuqtaning S nuqtaga nisbatan nisbiy normal tezlanishning chizmadagi ifodasini aniqlaymiz:

$$n_4 n_4^1 = \frac{a_{S_3C}}{\mu_a} = \frac{v_{S_3D}^2}{l_{S_3D} \cdot \mu_a} = \frac{((S_3C) \cdot \mu_v)^2}{(S_3C) \mu_e \cdot \mu_a} = \frac{(35 \cdot 0,12)^2}{90 \cdot 0,005 \cdot 4,38} = 8,9_{MM}$$

Yuqoridagi formulalardagi kesmalar uzunligi $(rs) = 12_{mm}$, $(S_3C) = 35_{MM}$ bo'lib, ular tezlik planidan o'lchab olingan qiymatlardir. $(S_3C) = 90_{MM}$ tezlik planidan o'lchab olingan S_3 va C nuqtalar orasidagi masofa.

$\overrightarrow{a_{CD}^n}$ vektor S dan D ga qarab $\overrightarrow{a_{S_3C}^n}$ vektor S_3 dan C ga qarab yo'nalgan bo'ladi. Ularning natijalovchisi $\overrightarrow{a_{CD}^n} + \overrightarrow{a_{S_3C}^n}$ yig'indi vektorining moduli esa tashkil etuvchi vektorlar chizma ifodalarining ayrimasidan aniqlanadi:

$$(\pi n_4^1) = (n_4 n_4^1) - (\pi n_4) = 8,9 - 2,7 = 6,2_{MM}$$

S_3 nuqtaning tezlanishini aniqlash uchun:

a) tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasi shartiga ko'ra $\overrightarrow{a_{B_3B_2}^K} + \overrightarrow{a_{S_3B_3}^n}$ yig'indi vektorining chizma ifodasi $\epsilon_2 n_2 = 16,84 \text{ mm}$ kesmaning tezlanishlar planidagi ϵ_2 nuqtadan (7.80-rasm, g) kinematik sxemadagi S_3B_{2a} (7.80-rasm, b) parallel va S_3 dan V tomonga yo'nalgan tarzda o'lchab qo'yamiz. Kesma oxiri p_2 nuqtadan $\overrightarrow{a_{B_3B_2}^K} + \overrightarrow{a_{S_3B_3}^n}$ yig'indi vektorning ta'bir chizig'ini – zveno 3 ga parallel bo'lgan chiziqni o'tkazamiz;

b) tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga ko'ra $\overrightarrow{a_{CD}^n} + \overrightarrow{a_{S_3C}^n}$ yig'indi vektorining chizma ifodasi $(\pi n_4) = 6,2 \text{ mm}$ kesmani qutib π dan sxemadagi S_3C ga parallel xamda S_3 dan C ga yo'nalgan tarzda o'lchab qo'yamiz. Kesma oxiri n_4^1 nuqtadan $\overrightarrow{a_{CD}^n} + \overrightarrow{a_{S_3C}^n}$ vektorining ta'bir chizig'ini zveno 4 ga tik ravishda o'tkazamiz. O'tkazilgan chiziqlarning kesishish nuqtasi S_3 ni qutib π bilan tutashtiruvchi (πS_3) kesma a_{S_3} vektorni ifodalaydi.

E nuqtaning tezlanishini aniqlash uchun vektor tenglamalar sistemasini tuzamiz;

$$\begin{aligned} \overrightarrow{a_{E_5}} &= \overrightarrow{a_{S_3}} + \overrightarrow{a_{E_5S_3}^n} + \overrightarrow{a_{E_5S_3}^t}, \\ \overrightarrow{a_{E_5}} &= \overrightarrow{a_{E_6}} + \overrightarrow{a_{E_5E_6}^t}, \end{aligned}$$

Bu yerda $\overrightarrow{a_{E_5S_3}^n}$ - polzun 5 ning kulisaga tegishligi S_3 nuqtaga nisbatan nisbiy tezlanish vektorining normal tashkil etuvchi bo'lib, $\overrightarrow{a_{E_5S_3}^t}$ uning tangensial tashkil etuvchisidir; $\overrightarrow{a_{E_5}}$ - qo'zg'almas nuqtaning “tezlanishi” vektori; $\overrightarrow{a_{E_5E_6}^t}$ - polzun 5 ning bo'ylama (relyativ) tezlanishi vektori; $\overrightarrow{a_{E_5S_3}}$. Tezlanish vektorining chizma qiymati:

$$(S_3 n_3^1) = \frac{a_{E_5S_3}^n}{\mu_a} = \frac{v_{E_5S_3}^2}{l_{ES} \cdot \mu_a} = \frac{(S_3 e)^2 \cdot \mu_v^2}{(ES_3) \cdot \mu_e \cdot \mu_a} = 6,94 \text{ mm}$$

Bu yerda $(S_3 e)$ – tezliklar planidan o'lchab olingan nisbiy tezlikning chizma ifodasi; (ES_3) -kinematik sxemadan o'lchab olingan E va S_3 nuqtalar orasidagi masofa.

Tenglamalar sistemasini grafik xal qilish uchun tezlanishlar planidagi (7.80-

rasm, g) S_3 nuqtadan $a_{E_5S_3}^n$ tezlanishning chizma qiymati $(S_3n_3^1) = 6,94_{MM}$ kesmani kinematik sxemadagi ES_3 chizig'iga parallel ravishda E va S_3 ga yo'nalgan holatda quramiz. So'ngra n_3^1 nuqtadan $a_{E_5S_3}^{\tau}$ tangensial vektor taʼsir chizig'ini ES_3 chizig'iga tik ravishda o'tkazamiz. Tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga ko'ra qutib π va $x-x$ yo'naltiruvchiga parallel chiziq o'tkazamiz. O'tkazilgan chiziqlarning o'zaro kesishish nuqtasi e tenglamalar sistemasining echimini belgilaydi.

S nuqta tezlanishini aniqlash uchun o'xshash uchburchak qurish usulidan foydalanamiz. Buning uchun kinematik sxemadagi S_3EC uchburchakka aynan o'xshash bo'lgan uchburchak tezlanishlar planida ham quriladi. (7.80-rasm, g) ga ko'ra $\Delta S_3EC \sim \Delta S_3ec$ 3 zvenoga tegishli V_3 nuqtaga tezlanishi proporsional kesmalar usulidan foydalanib aniqlanadi:

$$(ce_3) = (ce) \cdot \frac{(CB_3)}{(CE)} = 61 \cdot \frac{69}{105} = 40_{MM}$$

Bu yerda (sv) tezlanishlar planidan, (SV_3) , (SE) kinematik sxemadan o'lchab olingan kesmalarining uzunliklarini ifodalaydi.

Tezlanishlar planidagi V_3 nuqtaning tezlanish vektorini aniqlash uchun undagi (sv) kesmaning s nuqtasidan boshlab $(sv_3) = 40$ mm kesmani o'lchab qo'yamiz va v_3 nuqtaning o'rnini belgilaymiz. v_3 nuqtani qutib π bilan tutashiruvchi (πv_3) kesma V_3 nuqtaning absolyot tezlanish vektori $\overrightarrow{a_{B_3}}$ ni bildiradi.

O'xshash uchburchaklar qurish usuli bilan aniqlangan nuqtalarning absolyot tezlanishlarini zveno bo'yicha va unga tik yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratish orqali nisbiy normal va nisbiy tangensial tezlanishlar vektorlarini hosil qilamiz.

S nuqtaning E nuqtaga nisbatan tezlanishni normal va tangensial tashkil etuvchilarga ajratish uchun e nuqtadan zveno 3 ga parallel, S nuqtadan zveno 3 ga perpendikulyar chiziqlar o'tkaziladi. Ularning kesishish nuqtasi p_3 tashkil etuvchi vektorlar uzunligini belgilaydi. Xuddi shu usul bilan 4 zveno S nuqtasining normal va tangensial tezlanishlarining chizma ifodalari (πp_4) va (p_4s) larni xosil qilamiz.

Tezlanishlarning haqiqiy qiymatlarini aniqlaymiz:

$$a_c = (\pi c) \cdot \mu_a = 26 \cdot 4,38 = 113,88 \text{ m/c}^2$$

$$a_E = (\pi e) \cdot \mu_a = 41 \cdot 4,38 = 179,58 \text{ m/c}^2$$

$$a_{B_3} = (\pi e_3) \cdot \mu_a = 23 \cdot 4,38 = 100,74 \text{ m/c}^2$$

3 zveno S nuqtasining E nuqtaga nisbatan nisbiy tangensial tezlanish:

$$a_{CE}^{\tau} = (n_3 c) \cdot \mu_a = 60 \cdot 4,38 = 262,8 \text{ m/c}^2$$

4 zveno S nuqtasining tangensial tezlanish:

$$a_{CD}^{\tau} = (n_4 c) \cdot \mu_a = 27 \cdot 4,38 = 118,26 \text{ m/c}^2$$

Zvenolarning burchak tezlanishlari:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CE}^{\tau}}{l_{CE}} = \frac{262,8}{0,525} = 500,57 \frac{\text{rad}}{\text{c}^2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CD}^{\tau}}{l_{DC}} = \frac{118,26}{0,175} = 675,77 \frac{\text{rad}}{\text{c}^2};$$

Zvenolar burchak tezlanishlarning yo'nalishi shu zvenolarga tegishli nuqtalarning o'zaro nisbiy tangensial tezlanish vektorlari yo'nalishlariga ko'ra aniqlanadi. Kinematik sxemaga ko'ra (4-rasm, b) zveno 3 va zveno 4 larning burchak tezliklari yo'nalishi ularning burchak tezlanishlari yo'nalishlariga qarama-qarshidir. Demak, mexanizmning tasvirlangan holatida 3 va 4 zvenolar (2-zveno ham) sekinlanuvchan burchak tezlik bilan harakat qiladi.

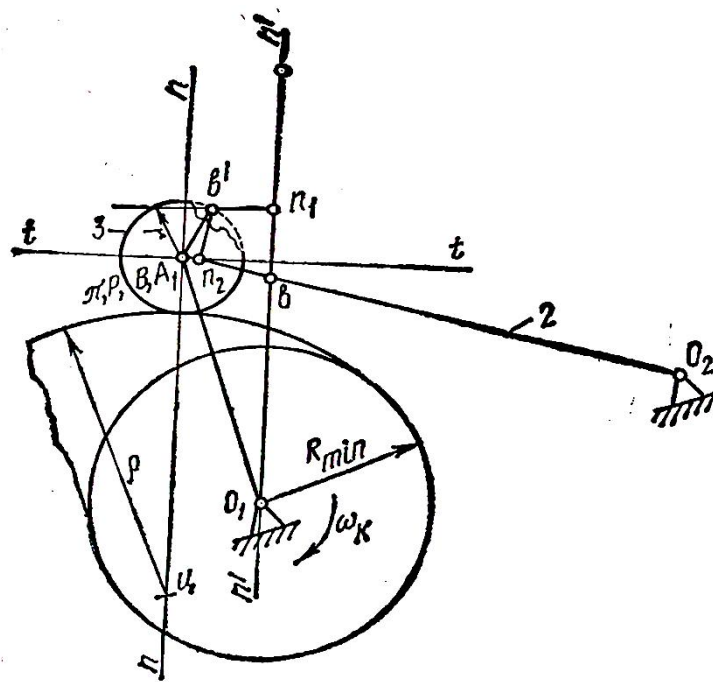
7.2.3. Mushtumchali mexanizmlar kinematikasiga masala va masalalar

1-Masala. Quyida berilgan qiymatlarga ko'ra kulochokli mexanizm kinematik tekshirilsin (7.81-rasm).

$$l_{O_1 O_2} = 67 \text{ mm}; l_{O_2 B} = 77 \text{ mm}; l_{O_1 B} = 41 \text{ mm}; r_{\text{pol}} = 9 \text{ mm}$$

$R_{\text{min}} = 25 \text{ mm}$. Kulachok profilining rolik bilan urinish nuqtasi egrilanish markazi S nuqtaning holati $l_{O_1 U} = 20 \text{ mm}; l_{BU} = 56 \text{ mm}; \omega_K = 20 \text{ rad/c} = \text{const}$.

Yechish. 1. Uzunlik masshtabi $\mu_l = 1 \frac{\text{mm}}{\text{mm}} = 0,001 \text{ m/mm}$ qabul qilib kulachok-1, rolik-3, turtkich-2 larning aylanish o'qlari O_1 , V , O_2 larni belgilaymiz. Ular orasidagi masofalarning chizma qiymatlari



7.81-rasm

$$(O_1O_2) = \frac{l_{O_1O_2}}{\mu_1} = 67\text{MM}; \quad (O_2B) = 77\text{MM}, \quad (O_1B) = 41\text{MM}.$$

S nuqtaning o'rnini $(O_1S) = 20\text{mm}$, $(VS) = 56\text{mm}$ kesma uzunliklariga ko'ra aniqlaymiz. V nuqtadan rolik aylanasi $r = 9\text{MM}$ qilib o'tkazamiz. S nuqtani markaz qilib rolikka urinma tarzida kulachok profilining kinematik tekshirishga aloqador qismini radiusi $\rho = 47\text{MM}$ bo'lagi rasmida chizamiz.

$$\rho = (BV) - r = 56 - 9 = 47\text{MM} \text{ bo'ladi.}$$

2. Mexanizmning 90° ga burilgan tezliklar planini fuyidagi vektor tenglamalar sistemasiga asosan quramiz:

$$\begin{aligned} \vec{u}_B &= \vec{u}_A + \vec{u}_{BA}, \\ \vec{u}_B &= \vec{u}_{O_2} + \vec{u}_{BO_2} \end{aligned}$$

Bu yerda \vec{u}_B turtkich $2V$ nuqtasi tezligining 90° ga burilgan vektori.

u_A kulachok nazariy profiliga tegishli, ayni xolatda turtkichning V nuqtasi bilan ustma – ust tushuvchi A nuqtaning 90° ga burilgan tezlik vektori. U A dan O tomonga yo'nalga bo'ladi.

\vec{u}_{BA} turtkichga tegishli V nuqtaning kulachok nazariy profiliga tegishli A nuqtasiga o'tkazilgan normal bo'ylab joylashadi.

$\vec{u}_{O_2} - O_2$ uqtaning tezlik vektori bo'lib qiymati nolga teng. $\vec{u}_{BO_2} - B$ nuqtaning O_2 nuqtaga nisbiy tezligining 90° ga burilgan tezligi vektori. U turtkich 2 bo'ylab joylashadi. Burilgan tezliklar planini qurish uchun qutib r ni to'g'ridan to'g'ri mexanizmning V nuqtasiga joylaymiz va krivoship masshtabidan foydalanamiz. Bunda kulochoka tegishli A nuqtaga tezligining chizma ifodasi (OA) ga teng qilib olinadi.

Vektor tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasi shartiga ko'ra \vec{u}_{A_1} ni ifodalovchi (ra) kesmani (O,A) kesma ustiga joylaymiz. So'ngra a nuqtadan \vec{u}_{BA} ning taʼsir chizig'ini A nuqtadan o'tuvchi normalga parallel ravishda o'tkazamiz.

Tenglamalar sistemasi ikkinchi shartiga ko'ra $\vec{u}_{O_2} = 0$ bo'lgani uchun \vec{u}_{BO_2} taʼsir chizig'ini qutib r dan zveno VO_2 ga parallel ravishda o'tkazamiz va o'tkazilgan chiziqlar kesishuv nuqtasi v ni hosil qilamiz. Hosil bo'lgan (rv) kesma V nuqtaning 90° burilgan tezligi vektori \vec{u}_B ni ifodalaydi.

Kulachok A nuqtasining xaqiqiy tezligi:

$$v_A = l_{O_1A} \cdot \omega_K = (O_1A) \cdot \mu_i \cdot \omega_K$$

Tezlik masshtabi:

$$\mu_v = \frac{v_A}{(pa)} = \frac{(O_1A) \cdot \mu_i \cdot \omega_K}{(pa)} = \mu_i \cdot \omega_K = 0,001 \cdot 20 = 0,02 \frac{m/c}{mm}$$

V nuqta tezligining xaqiqiy qiymati:

$$v_B = (pa) \cdot \mu_v = 13 \cdot 0,02 = 0,26 m/c$$

Turtkichning burchak tezligi:

$$\omega_2 = \frac{v_B}{l_{O_2B}} = \frac{0,26}{0,077} = 3,38 \frac{pad}{c}$$

2. mexanizmning tezlanishlar planini quramiz. Rolik o'qi – V nuqtaning tezlanish analogi vektori \vec{A}_B quyidagi vektor tenglamalar sistemasiga ko'ra aniqlanadi:

$$\begin{aligned} \vec{A}_B &= \vec{A}_A + \vec{A}_{BA}^K + \vec{A}_{BA}^n + \vec{A}_{BA}^r \\ \vec{A}_B &= \vec{A}_{O_2} + \vec{A}_{BO_2}^n + \vec{A}_{BO_2}^r \end{aligned}$$

Bu yerda: $\overrightarrow{A_{BA}^K}$ V nuqtaning A nuqtasiga nisbiy Koriolis tezlanishi analogining vektori. Uning chizma qiymati $(\overline{a_K})=2(va) = 2*36 = 72$ mm bo'lib (qarang 3,9), u burilgan tezlik vektori $\overrightarrow{u_{BA}}$ yo'nalishi bo'yicha joylashadi, $(va) = 36$ mm kesma tezlik planidan o'lchab olinadi. $\overrightarrow{A_{BA}^n}$ - B nuqtaning A nuqtaga nisbiy harakatidagi normal tezlanish analogi vektori bo'lib, uning chizma qiymati:

$$(\kappa n) = \frac{(va)^2}{(BC)} = \frac{36^2}{56_{MM}} = 23,14_{MM} \text{ bo'ladi,}$$

u $p-p$ chizig'i bo'yicha A nuqtadan S nuqtaga qarab yo'naladi. $\overrightarrow{A_{BA}^t}$ V nuqtaning A nuqtaga nisbatan tangensial tezlanish analogi vektori bo'lib, A nuqtaga o'tkazilgan urinma $t-t$ chizig'i bo'ylab joylashadi.

$\overrightarrow{A_{O_2}}$ - O_2 nuqtaning tezlanishi vektori. Qiymati nolga teng.

$\overrightarrow{A_{BO_2}^n}$ - B nuqtaning O_2 nuqtaga qarab yo'naladi.

Formula (7.10) ga asosan uning chizma qiymati

$$(\pi_2) = \frac{(pa)^2}{(O_2B)} = \frac{13^2}{77} = 2,2_{MM}$$

$\overrightarrow{A_{BO_2}^t}$ B nuqtaning O nuqtaga nisbatan tangensial tezlanish analogi vektori bo'lib, turtkich 2 ga tik joylashadi, qiymati hozircha noma'lum.

Tezlanishlar planini quyidagi tartibda quramiz. Tezlanishlar plani uchun qutib π ni rolik markazi bo'lgan V nuqtaga joylaymiz (7.81-rasm). Tenglamalar sistemasining birinchi tenglamasiga ko'ra A nuqtaning tezlanish analogining chizma ifodasi (πa) ni O_1A ga teng qilib π nuqtadan o'lchab qo'yamiz. (πa) kesmaning oxiri bo'lgan a nuqta kinematik sxemaning O_1 nuqtasida joylashadi. Chunki $\omega_K = const$ bo'lgani uchun A nuqta tezlanishi faqat normal tezlanishdan iborat bo'ladi.

a nuqtadan $\overrightarrow{A_{BA}^t}$ vektorning chizma ifodasi $(ak) = 2(ak) = 72$ mm kesmani o'lchab qo'yamiz. Uning yo'nalishi $\overrightarrow{u_{BA}}$ vektor yo'nalishi bilan mos tushadi. A_{BA}^n vektorning chizma ifodasi $(kp) = 23,4$ mm kesmani k nuqtadan boshlab ak chizig'i bo'yicha teskari tartibda o'lchab qo'yamiz. $\overrightarrow{A_{BA}^t}$ vektorning ta'sir chizig'ini p_1 nuqtadan $t-t$ chizig'iga parallel ravishda (kp_1 chiziqqa tik ravishda) o'tkazamiz.

Tenglamalar sistemasining ikkinchi tenglamasi shartiga ko'ra qutib π ga $\overrightarrow{A_{O_2}}$ vektorning chizma ifodasini qo'yamiz. Uning qiymati nolga teng bo'lgani uchun O_2 nuqta ham π nuqtada joylashadi. O_2 nuqtadan, demak, π dan O_2 nuqtaga yo'nalgan tarzda $\overrightarrow{A_{BO}''}$ vektorning chizma qiymatini $(\pi n_2) = 2,2$ mm kesmani o'rnatamiz. n_2 nuqtadan zveno 2 ga tik ravishda $\overrightarrow{A_{BO_2}^r}$ vektorning ta'bir chizig'ini o'tkazamiz. O'tkazilgan chiziqlarning kesishuv nuqtasi ν tenglamalar sistemasining echimini bildiradi. Biz tezlik va tezlanish planlarini krivoship masshtabida qurganimiz sababli tezlik va tezlanish analoglari masshtabi uzunlik masshtabiga teng bo'ladi:

$$\frac{\mu_{d^2s}}{d\varphi^2} = \frac{\mu_{d^2s}}{d\varphi} = \mu_l = 0,001M/MM$$

Haqiqiy tezlanish masshtabiga ko'ra:

$$\mu_a = \mu_l \omega_1^2 = 0,001 \cdot 20^2 = 0,4 \frac{M/c^2}{MM} \text{ bo'ladi.}$$

Turtkich uchi to'la tezlanishning modul' qiymati:

$$a_B = (\pi \omega') \mu_a = 9 \cdot 0,4 = 3,6M/c^2$$

Turtkich kuchi V nuqtaning tangensial tezlanishi:

$$a_{BO_2}^r = (n_2 \omega') \cdot \mu_a = 8 \cdot 0,4 = 3,2M/c^2$$

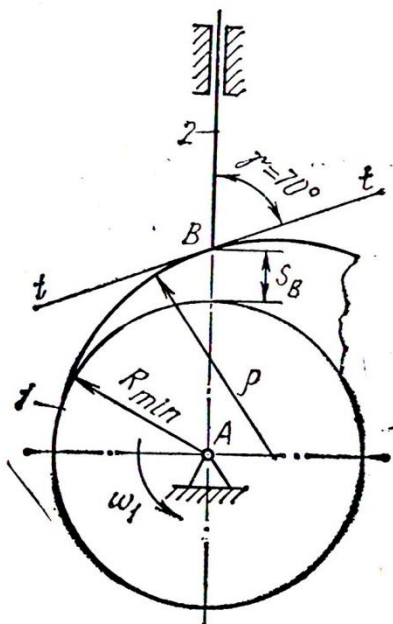
Turtkichning burchak tezlanishi:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BO_2}^r}{l_{BO_2}} = \frac{3,2}{0,077} = 41,56 \text{ rad}/c^2$$

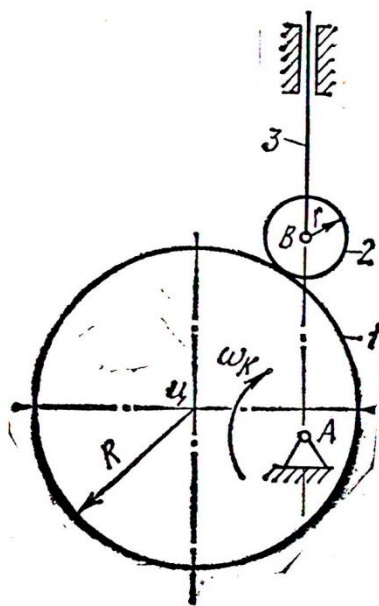
(Masalalar kulochokli mexanizm holatini, tezlik va tezlanishlar planlarini qurish yo'li bilan echiladi.)

2-masala. Quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra markaziy kulochokli mexanizm turtkichning tezlik va tezlanishlari aniqlansin.

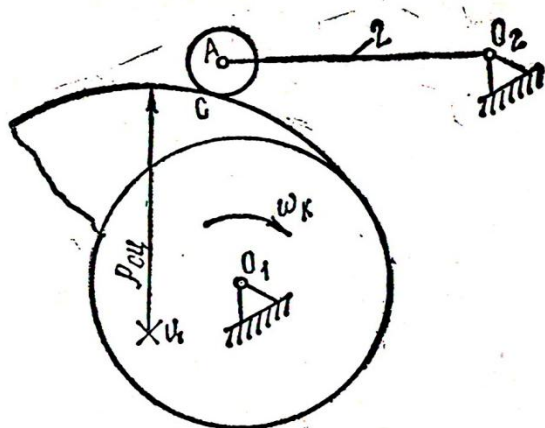
Kulochokning minimal radiusi $R_{\min} = 21MM$. Turtkichning ko'tarilgan yo'li $S_B = 4MM$. Turtkichning kulochok V nuqtasiga o'tkazilgan



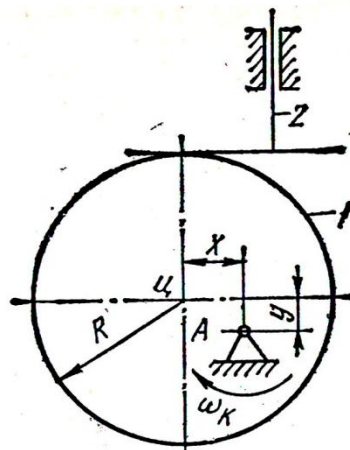
7.82-rasm. 2-masala



7.83-rasm. 3-masala



7.84-rasm. 4-masala



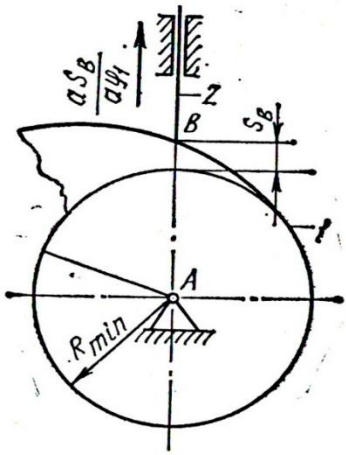
7.85-rasm. 5-masala

urinma hosil qilgan burchagi $\gamma = 70^\circ$. Kulachok sirti V nuqtasining egrilik markazi S kulachok aylanish o'qi bo'lgan A nuqtadan turtkich o'qiga o'tkazilgan perpendikulyarda yotadi. Kulachokning burchak tezligi $\omega_K = 100 \frac{\text{pad}}{c}$.

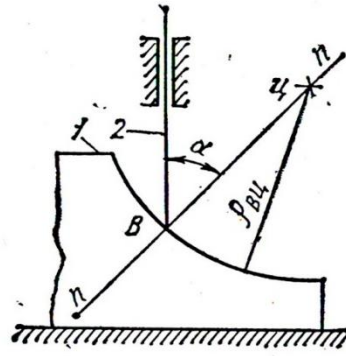
3-masala. Quyida berilgan qiymatlarga ko'ra kulachogi doira rasmida bo'lgan markaziy kulachokli mexanizm turtkichning tezlik va tezlanishlari aniqlansin.

Kulochokning radiusi $R = 22 \text{ mm}$. Rolikning radiusi $r = 5 \text{ mm}$. Kulachokning doira markazi S va aylanish o'qlari orasidagi masofa $l_{AU} = 15 \text{ mm}$, $\omega_K = 20 \frac{\text{pad}}{c}$

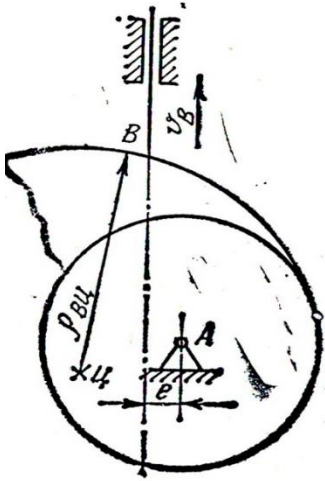
Kulachok va rolik markazlari orasidagi masofa $l_{AB} = 27 \text{ mm}$.



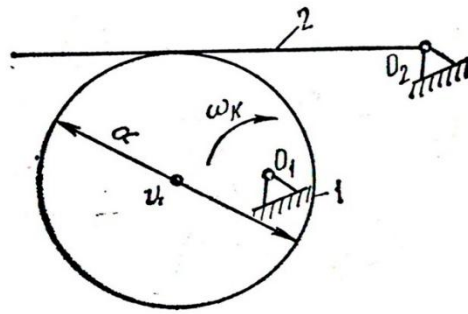
7.86-rasm. 6-masala



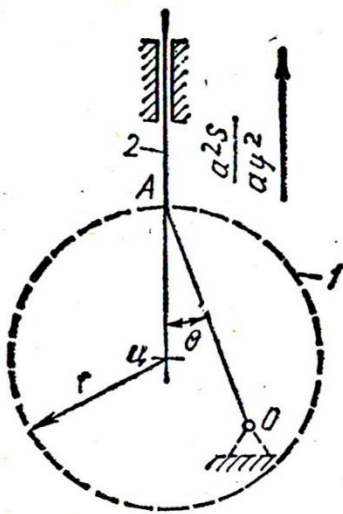
7.87-rasm. 7-masala



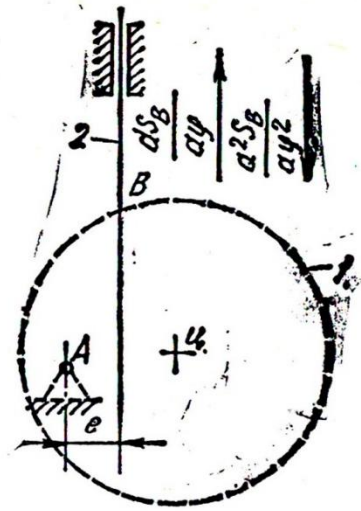
7.88-rasm. 8-masala



7.89-rasm. 9-masala



7.90-rasm. 10-masala



7.91-rasm. 11-masala

4-masala. Quyida berilgan qiymatlarga ko'ra turtkich uchi A nuqtasining tezligi va tezlanishi, turtkich 2 ning burchak tezligi va burchak tezlanishi aniqlansin. $l_{O_1O_2} = 50\text{mm}$, $l_{O_1A} = 30\text{mm}$, $l_{O_2A} = 42\text{mm}$. $R_{\min} = 22\text{mm}$. Kulachok sirtining rolik bilan urinish nuqtasi S ning egrilik radiusi $\rho_{CI} = 34\text{mm}$, rolik radiusi $r = 4,5\text{mm}$, $l_{O_1I} = 11\text{mm}$, $\omega_K = 50 \frac{\text{pad}}{c}$.

5-masala. quyida berilgan qiymatlarga ko'ra kulachogi doira rasmidagi mexanizm turtkichining tezlik va tezlanishlari aniqlansin.

Kulachok radiusi $R = 22\text{mm}$. Kulachok markazi S nuqtaning kordinatalari $x = 11\text{mm}$, $y = 4\text{mm}$. Kulachokning burchak tezligi $\omega_K = 20 \text{pad}/c$ bo'lib, o'zgarmasdir.

6-masala. quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra markaziy kulachokli mexanizmning V nuqtasidan o'tuvchi aniq normal o'tkazilsin.

Kulachokning minimal radiusi $R_{\min} = 23\text{mm}$. Turtkich V nuqtasining ko'tarilish holati: $S_B = 4\text{mm}$. V nuqtaning tezlik analogi $\frac{dS_B}{d\varphi} = 9\text{mm}$.

7-masala. quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra turtkichning tezlik va tezlanishlari aniqlansin. Kulachok profilining turtkich uchi V nuqta bilan hosil qilgan urinish nuqtasining egrilik radiusi $\rho_{BI} = 30\text{mm}$ bo'lib, VS chiziqning turtkich o'qi bilan xosil qilgan burchagi $\alpha = 45^\circ$ ni tashkil etadi. Ilgarilanma harakat qiluvchi kulachokning tezligi o'zgarmas bo'lib, qiymati $v_1 = 0,5\text{m}/c$.

8-masala. quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra kulachokning o'zgarmas qiymatga ega bo'lgan burchak tezligi va turtkichning chiziqli tezlanishi aniqlansin. $l_{AB} = 28\text{mm}$, $e = 5\text{mm}$ B nuqtaning egrilik radiusi $\rho_{BI} = 30\text{mm}$ bo'lib, kulachok V nuqtasiga o'tkazilgan normal $p-p$ turtkich o'qi bilan 30° burchak xosil qiladi (bosim burchak $\alpha = 30^\circ$). Turtkichning xarakat tezligi $1\text{m}/s$ bo'lib, tezlik vektori yuqoriga yo'nalgan.

9-masala. kulachogi doira rasmda bo'lgan mexanizm turtkichning burchak tezligi va burchak tezlanishi quyidagi berilganlarga ko'ra aniqlansin. $l_{O_1I} = 15\text{mm}$, $l_{O_1O_2} = 50\text{mm}$, $l_{IIO_2} = 50\text{mm}$. Kulachok diametri $d = 40\text{mm}$. Kulachokning

burchak tezligi $\omega_k = 20 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ bo'lib, o'zgarmasdir.

10-masala. Quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra doira rasmidagi kulachokning radiusi r aniqlansin. $\theta = 30^\circ$. turtkichning tezlanish analogi vektori yuqoriga yo'nalgan bo'lib, qiymati $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = 5_{\text{мм}}$, $l_{OA} = 30_{\text{мм}}$. Doira markazi turtkich o'q chizig'ida joylashgan.

11-masala. quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra doira rasmidagi kulachokning diametri aniqlansin. Eksentritet $e = 10_{\text{мм}}$. Kulachok va rolik markazlari orasidagi masofa $l_{AB} = 40_{\text{мм}}$. Turtkichning tezlik analogi $\frac{dS_B}{d\varphi} = 0,02_{\text{м}}$. Turtkichning tezlanish analogi $\frac{d^2 S_B}{d\varphi^2} = 0,005_{\text{м}}$.

7.2.4. Tishli g'ildirakli mexanizmlar kinematikasiga doir masala va masalalar

1-masala. Kuyidagi keltirilgan qiymatlarga ko'ra ko'p bosqichli uzatmaning (7.92-rasm) uzatish nisbati va oxirgi valning aylanishlar soni aniqlansin:

$$z_1 = 17, \quad z_2 = 34, \quad z_3 = 18, \quad z_4 = 24, \quad z_5 = 16, \quad z_6 = 36, \quad n_1 = 150 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$$

Yechish:

$$u_{16} = (-1)^3 u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} = -\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} = \frac{34 \cdot 24 \cdot 36}{17 \cdot 18 \cdot 16} = -6.$$

$$u_{16} = \frac{n_1}{n_6} = -6 \quad n_6 = \frac{n_1}{-6} = -\frac{150}{6} = -25 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}.$$

2-masala. Quyidagi keltirilgan qiymatlarga ko'ra ko'p bosqichli uzatmaning (7.92-rasm) uzatish nisbati va oxirgi valning aylanishlar soni aniqlansin.

$$z_1 = 18, \quad z_2 = 15, \quad z_3 = 27, \quad z_4 = 16, \quad z_5 = 22, \quad z_6 = 18, \quad z_7 = 54 \quad n_1 = 148,5 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$$

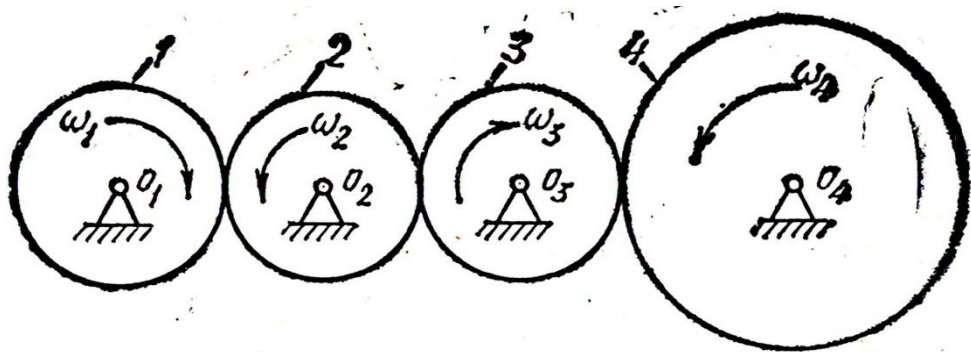
$$u_{17} = (-1)^3 u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{45} \cdot u_{67} = -\frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_7}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_4 \cdot z_6} = \frac{15 \cdot 27 \cdot 22 \cdot 54}{18 \cdot 15 \cdot 16 \cdot 18} = -6,1875.$$

$$u_{17} = \frac{n_1}{n_7} = -6,1875, \quad n_7 = \frac{n_1}{-6,1875} = -\frac{148,5}{-6,1875} = -24 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}.$$

3-masala. Qator uzatmaning (7.92-rasm) uzatish nisbati quyidagi keltirilgan qiymatlarga ko'ra aniqlansin: $z_1 = 20$, $z_2 = 18$, $z_3 = 16$, $z_4 = 40$

Yechish:

$$u_{14} = (-1)^3, \quad \frac{z_4}{z_1} = -\frac{40}{20} = -2.$$



7.92-rasm

4-masala. G'ildirak tishlar soni $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_3 = 100$ bo'lgan Jems reduktorining uzatish nisbati aniqlansin.

Yechish. Formulaga asosan $u_{n1} = 1 - u_{13}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{100}{20} = 6.$

5-masala. G'ildirak tishlari soni $z_1 = 18$, $z_2 = 72$, $z_3 = 30$, $z_4 = 120$ bo'lgan ikki qatorli bitta tashqi, bitta ichki ilashmali reduktorning (7.93-rasm) uzatish nisbati aniqlansin. G'ildirak 1 ning minutiga aylanishlar sonini $n_1 = 340$ deb qabul qilib, vodiloning va satellitning aylanishlar soni aniqlansin.

Yechish. Formula (7.4) ga ko'ra mexanizmning uzatish nisbati:

$$u_{n1} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 + \frac{72 \cdot 120}{18 \cdot 30} = 1 + 16 = 17$$

$$u_{n1} = \frac{n_1}{n_H} = 17$$

ga ko'ra vodiloning aylanishlar soni

$$u_H = \frac{n_1}{n_{III}} = \frac{340}{17} = 20 \text{ айыл / мин.}$$

Satelitning aylanishlar sonini aniqlash uchun markaziy g'ildirakning satellitga yoki vodiloning satellitga uzatish nisbati ifodasidan foydalanamiz.

G'ildirak 1 ning satellitga uzatish nisbati $u_{1c} = \frac{n_1}{n_c}$ surat va maxrajni pN ga bo'lsak:

$$u_{1c} = \frac{n_1/n_H}{n_c/n_H} = \frac{u_{III}}{u_{CH}} = \frac{1-u_{14}^H}{1-u_{34}^H} = \frac{1+\frac{z_2 \cdot z_1}{z_1 \cdot z_3}}{1-\frac{z_4}{z_3}} = \frac{1+\frac{72 \cdot 120}{18 \cdot 30}}{1-\frac{120}{30}} = \frac{1+16}{1-4} = \frac{17}{3} = -5,66\dots$$

Satellitning burchak tezligi:

$$n_c = \frac{n_1}{u_{1c}} = \frac{340}{-5,66\dots} = -60 \text{ айл / мин.}$$

Hosil qilingan natijaning to'g'riligini tekshirish uchun vodiloning satellitga uzatish nisbati foydalanib, satilletning aylanishlar sonini aniqlaymiz.

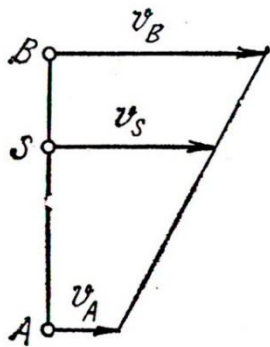
$$u_{HC} = \frac{1}{u_{CH}} = \frac{1}{1-u_{34}^H} = \frac{1}{1-\frac{z_4}{z_3}} = \frac{1}{1-\frac{120}{30}} = -0,3333,$$

$$n_c = \frac{n_H}{u_{HC}} = \frac{20}{-0,3333} = -60 \text{ айл / мин.}$$

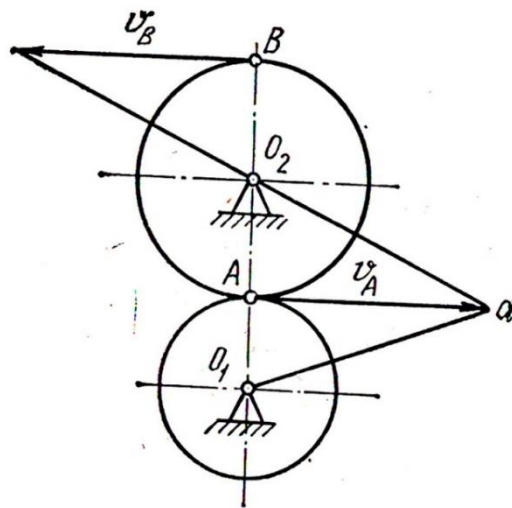
Bunda

1. Biror qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qiluvchi zvenoga tegishli nuqtalarning chiziqli tezliklari shu nuqtalardan aylanish markazigacha bo'lgan masofaga proporsional ravishda, to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgarib boradi. Yuqorida aytilganlarga ko'ra, zvenoga tegishli ikki nuqtaning tezlik vektorlari qurilgan bo'lsa vektorlar uchlarini to'g'ri chiziq bilan tutashtirib, qolgan nuqtalarning tezliklarini osongina aniqlash mumkin (7.94-rasm).

2. Zvenoga tegishli ikki nuqta tezligi vektorining oxirlarini tutashtiruvchi chiziq tezlikning taqsimlanish chizig'i yoki tasviri deyiladi. SHunga ko'ra, qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qiluvchi tishli g'ildirakning tezlik tasvirini hosil qilish uchun aylanish markazidan R masofada yotuvchi biror nuqtaning tezlik vektorini aniqlash kifoya, chunki aylanish markazining tezligi o'z-o'zidan maълum, u nolga teng.



7.93-rasm



7.94-rasm

Bir juft g'ildirak ilashmasida ikkala g'ildirakka tegishli nuqtalarning tezliklari bir xil qiymatga ega bo'lishidan foydalanib, ilashish nuqtasining tezlik vektori uchini ikkinchi g'ildirakka tegishli, tezligi nolga teng bo'lgan nuqta bilan to'g'ri chiziq orqali tutashtirib, ikkinchi zveno uchun tezlikning tazviri hosil qoinadi (7.94-rasm). Murakkabroq mexnizmlar uchun tezlik tasvirini qurish shu usulda davom ettiriladi.

Planetar iexanizm kinematikasini tezlik tasviri yordamida grafik usul bilan tekshirish yaqqol va oson usul bo'lib, u chiziqli va burchak tezliklar tasvirlarini qurishga asoslangan.

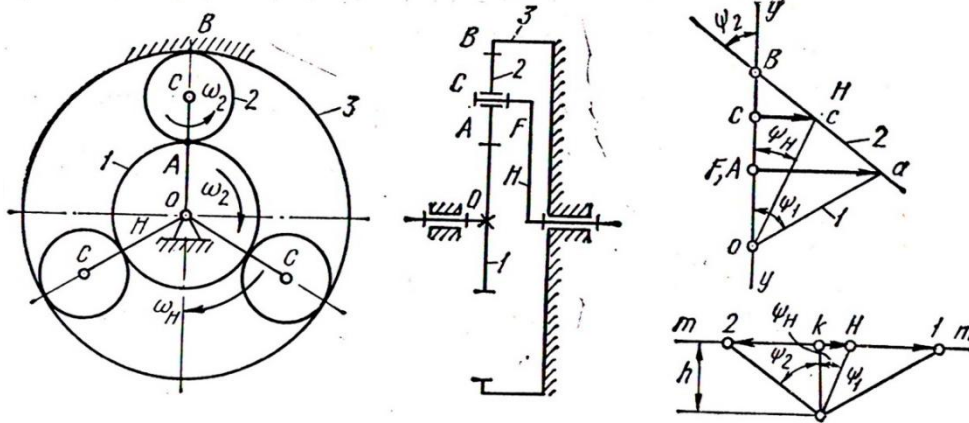
Buning uchun mexanizm sxemasi μ_v masshtabda qurilgan (7.95-rasm, a va b) hamda undagi xarakterli nuqtalar – g'ildiraklarning aylanish markazlari, ularning o'zaro ilashuvchi nuqtalari O,A,S,V bilan belgilanadi va sxema yon tomonidan tik chiziq o'tkazilib, unga xarakterli O,A,S,V nuqtalar parallel ravishda ko'chirib keltiriladi (7.95-rasm.v).

A nuqta tezlik vektorining chizmadagi qiymatini biror (Aa) kesma tarizda ko'rsatiladi. U holda hosil bo'lgan to'g'ri burchakli uchburchak OAa markaziy g'ildirak uchun tezlikning taqsimlanish tasvirini bildiradi.

Tezlik masshtabi:
$$\mu_v = \frac{v_A}{(Aa)} = \frac{\omega_1 l_{OA}}{(Aa)} [M/c]$$

Zveno 3 qo'zg'almas ekanligi hisobga olinsa, y-y chizig'idagi V nuqta satilletning tezligi nolga teng bo'lgan nuqtasidir. SHu sababli a va V ni tutashtirish

natijasida hosil bo'lgan uchburchak VAa satillet uchun tezlikning taqsimlanish



7.95-rasm

bo'ladi. Mana shu tasvirdagi (SS) kesma satillet markazining va u bilan aylanma kinematik juft hosil qiluvchi vodiloga tegishli S nuqtaning taqsimlanishi chizig'ini hosil qilish uchun undagi S va O nuqtalariga tegishli tezlik vektorlarining uchlarini tutashtiruvchi Os nurini o'tkazishimiz kerak bo'ladi. ΔCOc - vodiloning tezlik tasviridir.

Sxemadagi markaziy g'ildirak, satillet yoki vodiloga tegishli istalgan nuqtaning tezlik qiymatini aniqlash kerak bo'lsa, shu nuqtaning u-u o'qidagi proeksiyasidan gorizontaal chiziq o'tkazamiz. SHu chiziqdagi biror zveno tezligining taqsimlanish uchburchagidagi bo'lagi aniqlanayotgan nuqta tezligining chizma ifodasini bildiradi.

Mexanizm zvenolarining burchak tezliklarini, uzatish nisbatini aniqlash uchun burchak tezlik tasviridan foydalanish mumkin. Burchak tezlik tasviridan foydalanish mumkin. Burchak tezlik tasviri chiziqli tezlik tasviridan foydalangan holda quriladi.

Markaziy g'ildirak, satillet va vodilolar tezliklari taqsimlanish chiziqlarining u-u o'qi bilan xosil qilgan burchaklari mos ravishda $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_H$ bilan belgilangan bo'lsin (7.95-rasm, v).

$$\begin{aligned} \Delta AOA \text{ dan } \omega_1 &= \frac{v_A}{l_{OA}} = \frac{(Aa)\mu_v}{(OA)\mu_l} = \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \frac{\mu_v}{\mu_l} \\ \Delta AaD \text{ dan } \omega_2 &= \frac{v_A}{l_{AB}} = \frac{(Aa)\mu_v}{(AB)\mu_l} = \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \frac{\mu_v}{\mu_l} \\ \Delta CcO \text{ dan } \omega_3 &= \frac{v_c}{l_{Oc}} = \frac{(Cc)\mu_v}{(OC)\mu_l} = \operatorname{tg} \varphi_K \cdot \frac{\mu_v}{\mu_l} \end{aligned}$$

Burchak tezliklarni chizmada tasvirlash uchun biror gorizontaal chiziq $m-m$ da K nuqtani tanlab, shu nuqtadan $m-m$ chizig'iga pependikulyar yo'nalishda pastki

tomonga (KR) kesmani qo'yamiz va R nuqtadan $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ burchaklar ostida nurlar o'tkazamiz hamda shu nuqtalarning gorizonta $m-m$ chizig'i bilan kesishish nuqtalarini mosravishda 1,2,N bilan belgilaymiz (7.95-rasm, g), u holda

$$tg \varphi_1 = \frac{(K1)}{(KP)}; \quad tg \varphi_2 = \frac{(K2)}{(KP)}; \quad tg \varphi_H = \frac{(KH)}{(KP)}$$

bo'ladi. Bularni yuqoridagi ifodalar o'rniga qo'yib, quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= (K1) \frac{\mu_v}{(KP) \cdot \mu_l}; \\ \omega_2 &= (K2) \frac{\mu_v}{(KP) \cdot \mu_l}; \\ \omega_H &= (KH) \frac{\mu_v}{(KP) \cdot \mu_l}. \end{aligned}$$

Bunda (K1), (K2), (KN) lar zvenolar burchak tezliklarining chizma ifodalari bo'lib, burchak tezlik masshtabi

$$\mu_\omega = \frac{\mu_v}{(KP) \cdot \mu_l} \frac{pa\partial}{c \cdot MM} \quad \text{bo'ladi.}$$

$\vec{K1}, \vec{K2}$ vektorlarning K nuqtadan turli tomonga yo'nalganligi g'ildirak 1 va 2 larning burchak tezliklari turli tomonga yo'nalganligini bildiradi. Burchak tezlik tasviridan foydalanilganda mexanizm tuzish nisbati quyidagicha topiladi:

$$u_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{(K1)}{(KH)}$$

Tishli g'ildirakli mexanizmlarning kinematik sxemasini chizish talab qilinganda g'ildiraklarning boshlang'ich aylanalari radiuslari formula $r_i = \frac{mz_i}{2}$ ga ko'ra aniqlanadi. Bu yerda z_i - g'ildirak tishlari soni; m - boshlang'ich aylana bo'yicha tish moduli. $m = \frac{P}{\pi}$ bo'lib, R - boshlang'ich aylana bo'yicha o'lchanadigan tish qadami.)

6-masala. Quyida berilgan qiymatlarga ko'ra A nuqtaning tezlik aniqlansin.

$$z_1 = 24, \quad z_2 = 18, \quad z_3 = 30, \quad z_4 = 72, \quad r_A = 0,21M \quad \omega_1 = 20pa\partial/c.$$

7-masala. G'ildiraklari qator joylashgan uzatmaning uzatish nisbatini hamda

birinchi va oxirgi g'ildiraklar orasidagi masofa $l_{o_1 o_3}$ ni quyidagi berilganlarga ko'ra aniqlang.

Hamma g'ildiraklar uchun modul $m = 5$, $z_1 = 17$, $z_2 = 24$, $z_3 = 34$.

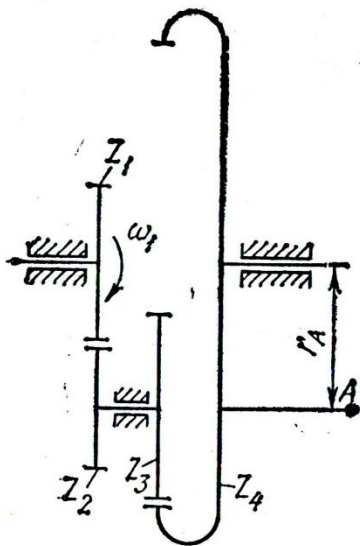
8-masala. YOpiq konturli g'ildiraklari qator joylashgan uzatmalarning qo'zg'aluvchanlik darajasini formulalarga asosan xisoblang. G'ildiraklari soni juft bo'lgan bunday uzatmalarning qo'zg'aluvchanlik darajasi nima sababli 1 ga teng bo'ladi. Sababini isbotlab izoxlang.

9-masala. Quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra reduktorning uzatish nisbati u_{1H_2} ni aniqlang. $z_1 = 10$, $z_2 = 40$, $z_3 = 12$, $z_4 = 60$, $z_5 = 18$, $z_6 = 54$, $z_7 = 126$.

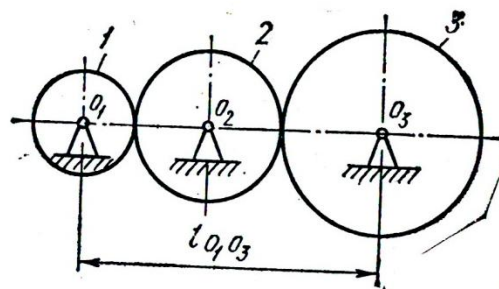
10-masala. Quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra reduktorning uzatish nisbati u_{1H_2} ni aniqlang. $z_1 = 18$, $z_2 = 36$, $z_4 = 30$, $z_5 = 30$, $z_3 = z_6 = 90$.

11-masala. Quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra ikki qatorli bitta tashqi, bitta ichki ilashmali planetar reduktorning uzatish nisbati hamda uning vodilosi va satellitning burchak tezliklari aniqlansin.

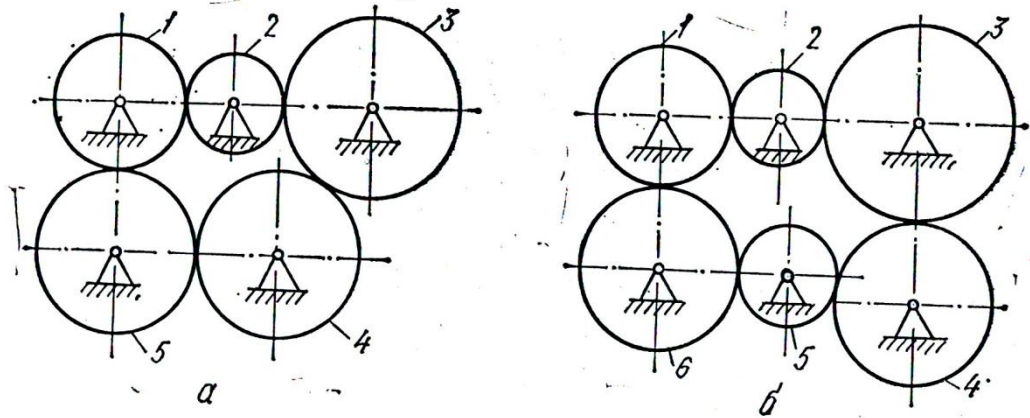
$z_1 = 18$, $z_2 = 54$, $z_3 = 24$, $z_4 = 96$, $n_1 = 650 \text{ айл/мин.}$



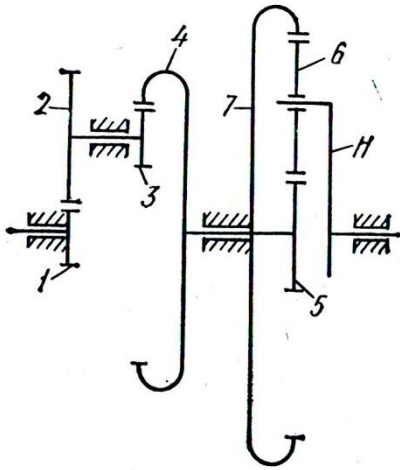
7.95-rasm. 6-masala



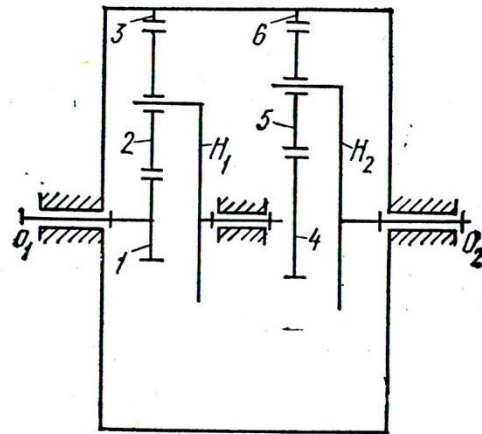
7.96-rasm. 7-masala



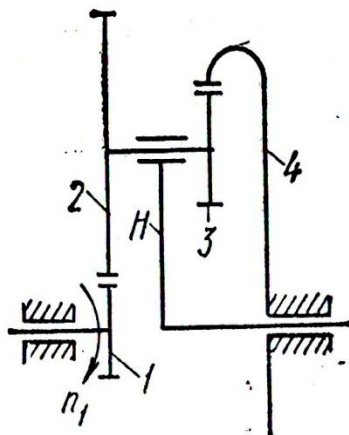
7.97-rasm. 8-masala



7.98-rasm. 9-masala



7.99-rasm. 10-masala



7.100-rasm. 11-masala

8-BOB. MEXANIZMLAR KINETOSTATIKASIGA DOIR MASALALAR

1-Masala. Silindirlari V-simon joylashgan ZIL tipidagi avtomobilъ ichki yonuv divigateli mexanizmi quyidagi ko'rsatilgan parametrlarning qiymatlariga ko'ra kinetostatik tadqiq qilinsin (8.1-rasm, a).

$$\beta = 45^{\circ}, \quad \alpha = 90^{\circ}, \quad \varphi = 90^{\circ}, \quad l_{OA} = 0,125M, \quad l_{AB} = 0,375M, \quad l_{AS_2} = l_{AS_4} = 0,125M$$

$$\text{Krivoshipning burchak tezligi } \omega_1 = 300 \frac{\text{pad}}{c}.$$

SHatun 2 va 4 ning og'irliklari $G_2 = G_4 = 19$ bo'lib, og'irlik markazlariga nisbatan inersiya momentlari $I_{S_2} = I_{S_4} = 0,0475 \text{ kZM}^2$. Porshenъ 3 va 5 ning og'irliklari $G_3 = G_5 = 9,81H$. Porshenъ 5 ga qo'yilgach, yongan gaz bosimidan vujudga keluvchi xarakatlantiruvchi kuch $R_5 = 25000$ N. Porsheni 3 ga qo'yilgan benzin va havo aralashmasining siqilishidan vujudga keluvchi qarshilik kuchi $R_3 = 5000$ N. Muvozanatlovchi moment zveno 1 ga qo'yilgan.

Yechish. 1. Mexanizmga taъsir etuvchi inersiya kuchlarini aniqlaymiz. Buning uchun mexanizmning kinematik sxemasini $\mu_l = 0,005 \frac{M}{MM}$ uzunlik masshtabida quramiz (8.1-rasm, a). So'ngra tezliklar planini qurib, undan foydalangan holda tezlanishlar planini quramiz (8.1-rasm, b, v). Masalada ko'rsatilgan uzunlik o'lchamlariga ko'ra silindirlari V-simon joylashgan divigatelъ mexanizmning qutbiy tezlik va qutbiy tezlanish planlarini qurish 2-bob, 7-paragrfdagi birinchi masalada ko'rsatilgan.

shatun 2 ning og'irlik markaziga qo'yilgan inersiya kuchi:

$$P_{u_2} = -m_2 a_{S_2} = -\frac{G_2}{g} \cdot (\pi S_2) \cdot \mu_a = -\frac{19,62}{9,81} \cdot 20,5 \cdot 450 = -18450H; \text{ uning vektori } \overrightarrow{P_{u_2}} \text{ tezlanish vektori } \overrightarrow{a_{S_2}} \text{ ga qarama-qarshi yo'naladi.}$$

2. SHatun 2 ning burchak tezlanish bilan aylanma harakati natijasida vujudga keladigan inersiya kuchining momenti quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$M_{u_2} = -I_{S_2} \cdot \varepsilon_2,$$

bu yerda ε_2 - shatunning burchak tezlanishi.

3. Biroq masalani Yechishni osonlashtirish uchun $\overrightarrow{P_{u_2}}$ inersiya kuchi vektorini S_2 nuqtadan K_2 nuqtaga yo'nalishini o'zgartirmagan holda ko'chiramiz, ya'ni inersiya kuchi $\overrightarrow{P_{u_2}}$ va uning momenti M_{u_2} ni zarb nuqtasiga K_2 ga qo'yilgan natijalovchi $\overrightarrow{P_{u_2}}$ bilan almashtiramiz. K_2 nuqtadan o'tuvchi $\overrightarrow{P_{u_2}}$ vektor shatun tekisligidagi K_2^1 nuqtadan ham o'tadi, K_2^1 nuqtaning S_2 nuqtadan masofasini aniqlaymiz.

$$\text{Formulaga ko'ra: } (S_2K_2) = \frac{I_{S_2}}{m \cdot (\pi S_2) \cdot \mu_l^2} = \frac{0,0475}{2,95 \cdot (0,005)^2} = 10_{MM}$$

(πS_2) -shatun 2 ning oniy tezlanish markazi π nuqtadan S_2 nuqtagacha bo'lgan chizmadagi masofa, $(S_2K_2^1) - \pi S_2$ chiziqning davomidagi masofa K_2 nuqtaning A nuqtaga nisbatan chizmadagi holati $(AK_2) = 12\text{mm}$,

shatun 4 ning og'irlik markazi S_4 nuqtaga qo'yilgan inersiya kuchi:

$$P_{u_4} = -m_4 a_{S_4} = -\frac{G_4}{g} \cdot (\pi S_4) \cdot \mu_a = -\frac{19,62}{9,81} 20,5 \cdot 450 = -18450H$$

Demak, masalaimizda $P_{u_4} = P_{u_2}$ bo'ladi.

4. SHatun 4 dagi zarb nuqtasi K_4 ni aniqlash uchun dastlab $(S_4K_4^1)$ ni aniqlaymiz:

$$(S_4K_4^1) = \frac{I_{S_4}}{m \cdot (\pi S_4) \cdot \mu_l^2} = \frac{0,0475}{2,95(0,005)^2} = 10_{MM}$$

K_4 nuqtaning A nuqtadan chizmadagi masofasi $(AK_4) = 12\text{mm}$. Demak, masalaimizda $(AK_4) = (AK_2) = 12\text{mm}$ bo'ladi,

5. Porshen' 3 ning o'zgaruvchan tezlik bilan harakatlanishi natijasida hosil qiladigan inersiya kuchi:

$$P_{u_3} = -m_3 a_B = -\frac{G_3}{g} \cdot (\pi \theta) \cdot \mu_a = \frac{9,81}{9,81} \cdot 17 \cdot 5 \cdot 450 = 7875H,$$

porshen' 5 ning inersiya kuchi:

$$P_{u_5} = -m_5 a_c = -\frac{G_5}{g} \cdot (\pi c) \cdot \mu_a = -\frac{9,81}{9,81} \cdot 17,5 \cdot 450 = -7875H,$$

6. Muvazanatlovchi moment zveno 1 ga qo'yilganligi uchun uni bosh zveno deb qaraymiz. U holda mexanizmdan zveno 1 ga parallel ravishda bog'langan ikkita

II klass Assur gruppasi ajraladi. Ular zveno 2 va 3 hamda 4 va 5 lardir. SHu sababali mexanizmni kuch taʼsirida hisoblashni istalgan II klass Assur gruppasidan boshlash mumkin.

7. Dastlab zveno 4 va 5 dan tashkil topgan Assur gruppasini kuch taʼsirida xisoblaymiz (8.1-rasm, g). Bu grupp uchun muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\vec{R}_{O_5} + \vec{P}_5 + \vec{G}_5 + \vec{P}_{u_5} + \vec{G}_4 + \vec{R}_{14}^{\tau} + \vec{R}_{14}^n = 0$$

8. Tenglamadagi \vec{R}_{O_5} qoʻzgʻalmas zvenoning porshen 5 ga reaksiya kuchi vektori boʻlib, u porshen yon tomoniga tik joylashadi, qiymati va yoʻnalishi nomaʼlum. \vec{R}_{14}^n krivoship 1 ning shatun 4 ga reaksiya oʻtuvchi \vec{R}_{u_2} vektor shatun tekisligidagi K_2^1 nuqtadan ham oʻtadi, K_2^1 nuqtaning S_2 masofasini aniqlaymiz.

Formula (8.3) ga koʻra:

$$(S_2 K_2^1) = \frac{I_{S_2}}{m \cdot (\pi' S_2) \cdot \mu_l^2} = \frac{0,0475}{2,95 \cdot (0,005)^2} = 10_{MM}$$

$(\pi' S_2)$ - shatun 2 ning oniy tezlanish markazi π' nuqtadan S_2 nuqttagacha boʻlgan chizmadagi masofa, $(S_2 K_2^1) - (\pi' S_2)$ chiziqning davomidagi masofa K_2 nuqtaning a nuqtaga nisbatan chizmadagi $(AK_2) = 12$ mm,

9. SHatun 4 ning ogʻirlik markazi S_4 qoʻyilgan inersiya kuchi:

$$P_{u_4} = -m_4 a_{S_4} = -\frac{G_4}{g} \cdot (\pi S_4) \cdot \mu_a = -\frac{19,62}{9,81} 20,5 \cdot 450 = -18450H$$

Demak masalaimizda $P_{u_4} = P_{u_2}$ boʻladi.

10. SHatun 4 dagi zarb nuqtasi K_4 ni aniqlash uchun dastlab $(S_4 K_4^1)$ ni aniqlaymiz:

$$(S_4 K_4^1) = \frac{I_{S_4}}{m \cdot (\pi S_4) \cdot \mu_l^2} = \frac{0,0475}{2,95(0,005)^2} = 10_{MM}$$

K_4 nuqtaning A nuqtadan chizmadagi masofasi $(AK_4) = 12$ mm. Demak masalaimizda $(AK_4) = (AK_2) = 12$ mm boʻladi,

11. Porshen 3 ning oʻzgaruvchan tezlik bilan harakatlanishi natijasida hosil qiladigan inersiya kuchi:

$$P_{u_3} = -m_3 a_B = -\frac{G_3}{g} \cdot (\pi \vartheta) \cdot \mu_a = -\frac{9,81}{9,81} \cdot 17,5 \cdot 450 = 7875H$$

porshenъ 5 ning inersiya kuchi:

$$P_{u_5} = -m_5 a_c = -\frac{G_5}{g} \cdot (\pi c) \cdot \mu_a = -\frac{9,81}{9,81} \cdot 17,5 \cdot 450 = -7875H$$

12. Muvazanatlovchi moment zveno 1 ga qo'yilganligi uchun uni bosh zveno deb qaraymiz. U holda mexanizmdan zveno 1 ga parallel ravishda bog'langan ikki II klass assur gruppasi ajraladi. Ular zveno 2 va 3 hamda 4 va 5 lardir. SHu sababli mexnizmni kuch taъsirida hisoblashni istalgan II klass Assur grupasidan boshlash mumkin.

13. Dastlab zveno 4 va 5 dan tashkil topgan Assur gruppasini kuch taъsirida hisoblashmiz (4.6-rasm, g). Bu gruppaga uchun muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\vec{R}_{O_5} + \vec{P}_5 + \vec{G}_5 + \vec{P}_{u_5} + \vec{G}_4 + \vec{P}_{u_4} + \vec{R}_{14}^{\tau} + \vec{R}_{14}^n = 0$$

14. Tenglamadagi \vec{R}_{O_5} qo'zg'almas zvenoning porshenъ 5 ga reaksiya kuchi vektor bo'lib, u porshenъ yon tomoniga tik joylashadi, qiymati va yo'nalishi nomaълum. \vec{R}_{14}^n krivoship 1 ning shatun 4 ga reaksiya kuchi vektorining normal tashkil etuvchi bo'lib, u shatun bo'ylab joylashadi, uning ham qiymati va yo'nalishi nomaълum \vec{R}_{14}^{τ} krivoship 1 ning shatun 4 ga reaksiya kuchining vektorining tangensial tashkil etuvchisi bo'lib, u shatunga tik joylashadi, uning qiymati va yo'nalishi shatunning muvozanat shartidan aniqlanadi. Gruppaga taъsir etuvchi kuchlardan S nuqtaga nisbatan olingan momentlarning yig'indisi nolga tenglik shartidan:

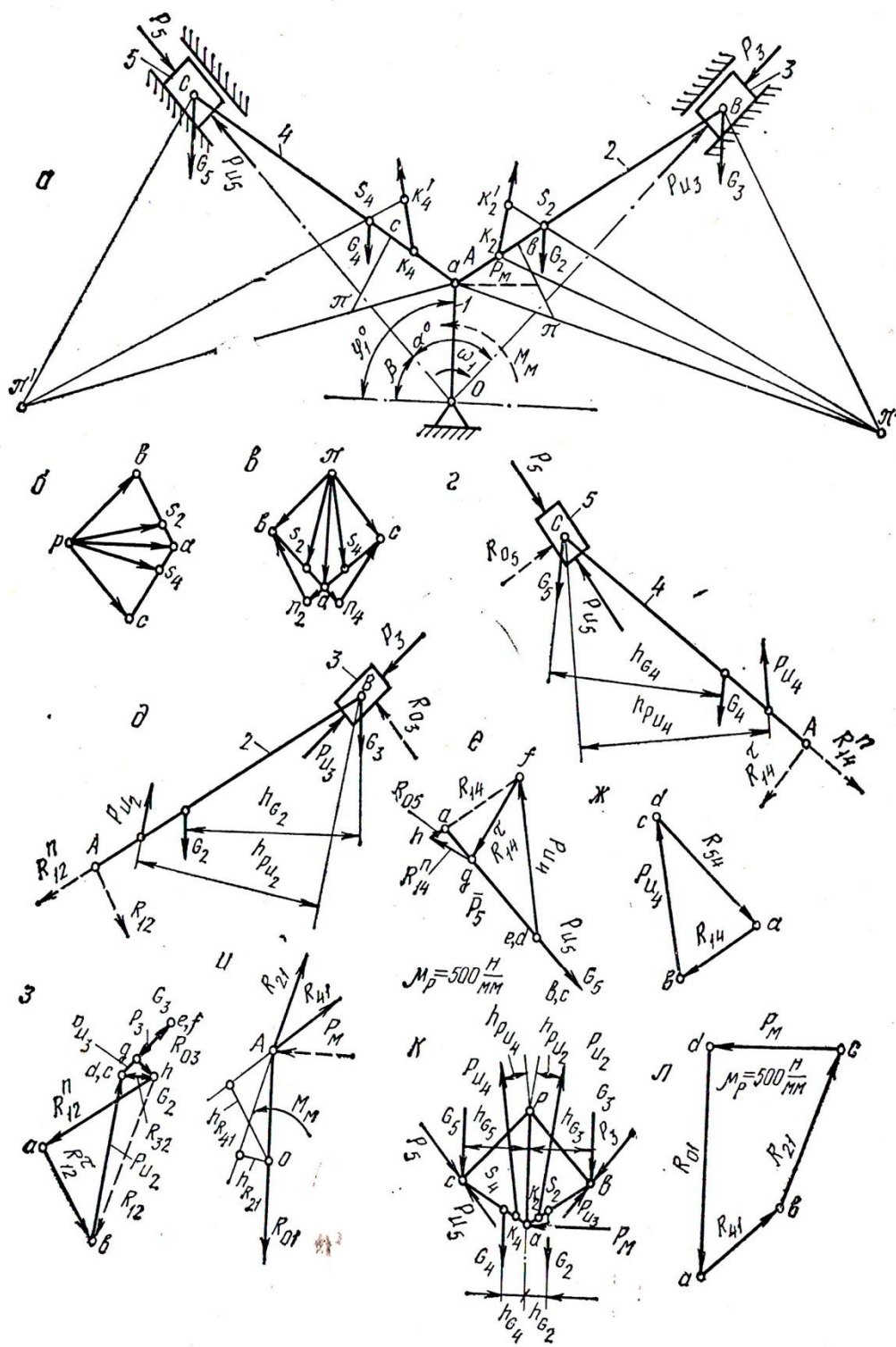
$$R_{14}^{\tau} \cdot AB - P_{u_4} \cdot h_{pu_4} + G_4 \cdot h_{G_4} = 0$$

Bunda R_{14}^{τ} ni aniqlaymiz:

$$R_{14}^{\tau} = \frac{P_{u_4} \cdot h_{pu_4} - G_4 \cdot h_{G_4}}{(AB)} = \frac{18450 \cdot 46 - 19,62 \cdot 43}{75} = 1134,75H,$$

Bu yerda $h_{pu_4} = 46_{MM}$, $h_{G_4} = 43_{MM}$ (AB) = 75 mm chizmadan o'lchab olingan elka qiymatlari.

R_{14}^r qiymatning musbat ishoraligi uning dastlabki belgilangan yo'nalishi (8.1-rasm, g) to'g'ri ekanligini bildiradi.



8.1-rasm

15. Kuch masshtabini $\mu_p = 500 \frac{H}{MM}$ qabul qilib, zvenoga taʼsir etuvchi qiymati

maʼlum kuchlarning chizma uzunliklarini aniqlab olamiz:

$$(ae) = \frac{P}{\mu_p} = \frac{25000}{500} = 50_{MM}, \quad (ec) = \frac{G_5}{\mu_p} = 0,02_{MM}, \quad (cd) = \frac{P_{u_5}}{\mu_p} = 15,75_{MM}$$

$$(de) = \frac{G_4}{\mu_p} = 0,04_{MM}, \quad (ef) = \frac{P_{u_4}}{\mu_p} = 36,9_{MM}, \quad (fg) = \frac{R_{14}^\tau}{\mu_p} = 22,6_{MM}$$

16. Kuchlar planida muvozanat tenglamasidagi chizma qiymatlari aniqlangan kuchlar vektori zanjiri $\vec{R}_{O_5} + \vec{P}_5 + \vec{G}_5 + \vec{P}_{u_5} + \vec{G}_4 + \vec{R}_{14}^\tau + \vec{R}_{14}^n$ ni (a-v-s-d-e-f-g) kesmalar zanjiri ifodalaydi (8.1-rasm, e). Rasmda $G_5 \approx 0$, $G_4 \approx 0$ boʻlgani uchun v va s hamda d va e nuqtalar ustma – ust joylashgan. \vec{P}_5 vektorning boshlanishini ifodalaydigan a nuqtadan silindirga tik ravishda \vec{R}_{O_5} vektorning taʼsir chizigʻini \vec{R}_{14}^τ vektorning oxirini ifodalovchi g nuqtadan shatun 4 ga parallel ravishda R_{14}^n vektorning taʼsir chizigʻini oʻtkazamiz. Ularning kesishish nuqtasi h tenglamaning echimini beradi, yaʼni (gh) kesma R_{14}^n reaksiya kuchi vektorini, (ha) kesma \vec{R}_{O_5} reaksiya kuchi vektorini ifodalaydi. Krivoshipning shatuniga toʻla reaksiya kuchi \vec{R}_{14}^τ va \vec{R}_{14}^n vektorlarining yopuvchisiga koʻra aniqlanadi, yaʼni

$$R_{14} = (\vec{fh}) \cdot \mu_p = 25 \cdot 500 = 12500 H. \quad R_{O_5} = (ha) \cdot \mu_p = 4 \cdot 500 = 2000 H.$$

17. Porshenʼ 5 ning shatun 4 ga reaksiya kuchini aniqlash uchun shatunning muvozanat tenglamasini yozamiz.

$$\vec{R}_{14} + \vec{P}_{u_4} + \vec{G}_4 + \vec{R}_{S_4} = 0$$

Qiymati va yoʻnalishi nomaʼlum boʻlgan \vec{R}_{14} chizma qiymatlari maʼlum boʻlgan $\vec{R}_{14} + \vec{P}_{u_4} + \vec{G}_4$ vektorlar zanjirining yopuvchisiga koʻra aniqlanadi. (8.1-rasm, j) dan $G_4 = (cd) \cdot \mu_p \approx 0$, $R_{S_4} = (da) \cdot \mu_p = 34 \cdot 500 = 17000 H$ boʻladi.

18. Zveno 2 va 3 dan tashkil topgan Assur gruppasi uchun (8.1-rasm, d) kuchlarning muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{P}_{12}^\tau + \vec{P}_{u_2} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{u_3} + \vec{G}_3 + \vec{P}_3 + \vec{R}_{O_3} = 0$$

19. Tenglamadagi \vec{R}_{12}^n krivoship 1 ning shatun 2 ga reaksiya kuchi vektorning

normal tashkil etuvchisi. U shatun bo'ylab yo'nalgan bo'lib, qiymati va yo'nalishi noma'lum, $\overrightarrow{R_{03}}$ qo'zg'almas zvenoning porshen' 3 ga reaksiya kuchi vektori. U porshen' yon sirtiga tik joylashadi. Uning ham qiymati va yo'nalishi noma'lum. V nuqtaga nisbatan grupp zvenolariga ta'sir etuvchi kuchlarning hosil qiladigan momentlari yig'indisi nolga tenglik sharti:

$$-R_{12}^r \cdot (AB) + P_{u_2} \cdot (h_{p_{u_2}}) - G_2 \cdot (h_{G_2}) = 0,$$

Bunda R_{12}^r ni aniqlaymiz:

$$R_{12}^r = \frac{P_{u_2} \cdot (h_{p_{u_2}}) - G_2 \cdot (h_{G_2})}{(AB)} = \frac{18450 \cdot 46 - 19,62 \cdot 43}{75} = 11304,75H$$

R_{12}^r ning hosil qilingan musbat ishorali son qiymati 4.6-rasm, d da uning yo'nalishi to'g'ri ko'rsatilganligini bildiradi. Kuch masshtabi $\mu_p = 500 \frac{H}{MM}$ ga ko'ra son qiymati ma'lum bo'lgan kuchlarning chizma uzunliklarini aniqlab olamiz: (a v)

$$\begin{aligned} (\overrightarrow{R1}_r) = \frac{R_{12}^r}{\mu_p} = \frac{11304,75}{500} = 22,6MM; & \quad (\epsilon c) = \frac{P_{u_2}}{\mu_p} = 36,9M; & \quad (cd) = \frac{G_2}{\mu_p} = 0,04MM; \\ (de) = \frac{P_{u_3}}{\mu_p} = 15,75MM; & \quad (ef) = \frac{G_3}{\mu_p} = 0,02MM; & \quad (fg) = \frac{P_3}{\mu_p} = 10MM \end{aligned}$$

20. Muvozanat tenglamasiga ko'ra chizma qiymatlari aniqlangan kuch vektorlari

zanjiri $\overrightarrow{P_{12}^r} + \overrightarrow{P_{u_2}} + \overrightarrow{G_2} + \overrightarrow{P_{u_3}} + \overrightarrow{G_3} + \overrightarrow{P_3}$ ni siniq chiziqlari zanjirlari

(a - ε - c - d - e - f - g) orqali chizamiz (8.1-rasm, z) $(cd) = \frac{G_2}{\mu_p} \approx 0$; $(ef) = \frac{G_3}{\mu_p} \approx 0$

bo'lganligi uchun d va c hamda e va f nuqtalar kuch planida ustma - ust joylashgan (8.1-rasm, z). $\overrightarrow{R_{12}^r}$ vektorning boshlanishini ifodalaydigan a nuqtadan shatun 2 ga parallel ravishda $\overrightarrow{R_{12}^r}$ vektorning ta'sir chizig'ini, $\overrightarrow{P_3}$ vektorning oxirini ifodalaydigan g nuqtadan porshen' sirtiga tik ravishda $\overrightarrow{R_{03}}$ vektorning ta'sir chizig'ini o'tkazamiz va ularning kesishish nuqtasi h ni hosil qilamiz:

$$R_{12}^n = (ha) \cdot \mu_p = 30 \cdot 500 = 15000H$$

Krivoshining shatunga to'la reaksiya kuchi $\overrightarrow{R_{12}} = \overrightarrow{R_{12}^n} + \overrightarrow{R_{12}^r}$ ga ko'ra aniqlanadi.

$$R_{12} = (h\epsilon) \cdot \mu_p = 39 \cdot 500 = 19500H$$

21. Porshenb 3 ning shatun 2 ga reaksiyasini aniqlash uchun shatunning muvozanat tenglamasini yozamiz:

$$\vec{R}_{12} + \vec{P}_{u_2} + \vec{G}_2 + \vec{R}_{32}$$

22. Qurilgan kuch ko'p burchagidagi $\vec{R}_{12} + \vec{P}_{u_2} + \vec{G}_2$ vektorlar zanjirining ifodalovchi (h - b - c - d) konturini yopuvchi kesma (dh) - \vec{R}_{32} vektorni ifodalaydi (8.1-rasm, z). $\vec{R}_{32} = (dh) \cdot \mu_p = 8 \cdot 500 = 4000H$.

23. Bosh zveno 1 ni kuchga hisoblaymiz. Buning uchun krivoshipni mexanizmdan ajratgan holda chizib (8.1-rasm, u) ajratilgan shatun 4 o'rniga uning krivoshipga reaksiya kuchi \vec{R}_{41} ni shatun 2 o'rniga uning reaksiya kuchi \vec{R}_{21} ni qo'yamiz. Ajratilgan fundament 0 o'rniga uning reaksiya kuchi \vec{R}_{01} ni qo'yamiz. Muvozanatlovchi kuch R_m ni krivoshipga tik ravishda A nuqtaga qo'yamiz. Qo'yilgan kuchlar natijasida krivoship muvozanatda bo'ladi. Biz ilgariroq \vec{R}_{14} va \vec{R}_{12} larni aniqlagan edik. Demak, $\vec{R}_{41} = \vec{R}_{14}$; $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$ bo'ladi.

24. Muvazanatlovchi kuchning qiymatini aniqlash uchun krivoship 1 ga taʼsir etuvchi kuchlardan (4.6-rasm, u) 0 nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$-P_M \cdot (OA) + R_{21} \cdot h_{21} + R_{41} \cdot h_{R_{41}} = 0$$

Bunda

$$P_M = \frac{R_{21} \cdot h_{R_{21}} + R_{41} \cdot h_{R_{41}}}{(OA)} = \frac{19500 \cdot 9 + 12500 \cdot 19}{25MM} = 16520H.$$

Muvozanatlovchi momentning qiymati:

$$M_M = P_M \cdot l_{OA} = 16520 \cdot 0,125 = 2065H \cdot m.$$

Krivoshipning muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\vec{R}_{41} + \vec{R}_{21} + \vec{P}_M + \vec{R}_{01} = 0$$

$\vec{R}_{41} + \vec{R}_{21} + \vec{P}_M$ vektorlar janjirining boshlanish va oxirgi nuqtalari d hamda a ni tutashtiruvchi kesma poydevorning krivoshipga reaksiya kuchi vektori \vec{R}_{01} ni (8.1-rasm, l). Uning modul qiymati:

$$R_{01} = (da) \cdot \mu_p = 52 \cdot 500 = 26000H.$$

24. Muvazanatlovchi kuch va muvozanatlovchi momentning qiymatini Jukovskiy usuli bilan aniqlaymiz. Buning uchun mexanizmning 90^0 burilgan tezliklar planini quramiz (8.1-rasm, k). O'xshashlik usulidan foydalanilgan holda planda s_2, k_2, s_4, k_4 nuqtalarni aniqlaymiz.

25. Mexanizm sxemadagi kuchlarning yo'nalishini o'zgartirmagan holda ularni parallel ravishda burilgan tezliklar planidagi mos nuqtalarga ko'chiramiz.

26. Muvozanatlovchi kuch R_m ni krivoshipga tik ravishda uning A nuqtasiga qo'yilgan deb qarab (8.1-rasm, a), uni ham burilgan tezlik planidagi (R_a) kesmaning oxiri a nuqtaga qo'yamiz (8.1-rasm, k). Agar uning yo'nalishini noto'g'ri belgilagan bo'lsak, hisoblash natijasida muvozanatlovchi kuchning qiymati manfiy chiqadi. Tezlik planini richag deb qarab, taʼsir etuvchi kuchlardan qutib R ga nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz:

$$-(P_5 - P_{u_5}) \cdot (pc) - G_5 \cdot h_{G_5} + P_{u_4} \cdot h_{P_{u_4}} - G_4 \cdot h_{G_4} - (P_{u_3} - P_3) \cdot (h\theta) + G_3 \cdot h_{G_3} - P_{u_2} \cdot h_{P_{u_2}} + G_2 \cdot h_{G_2} + P_M \cdot (pa) = 0.$$

Bunda

$$P_M = \frac{(P_5 - P_{u_5}) \cdot (pc) + G_5 \cdot h_{G_5} - P_{u_4} \cdot h_{P_{u_4}} + G_4 \cdot h_{G_4} + (P_{u_3} - P_3) \cdot (pc) - G_3 \cdot h_{G_3} + P_{u_2} \cdot h_{P_{u_2}} - G_2 \cdot h_{G_2}}{(pa)} = \frac{(25000 - 7875) \cdot 22,5 + 9,81 \cdot 15 - 19,6 \cdot 4 + (7875 - 5000)22,5 - 9,81 \cdot 15 + 18450 \cdot 6 - 19,6 \cdot 4}{25} = 17326H.$$

Muvozanatlovchi momentni aniqlaymiz:

$$M_M = P_M \cdot l_{OA} = 17326H \cdot 0,125m = 2165,75Hm$$

Ikki xil usul bilan aniqlangan muvozanatlovchi moment qiymatlari orasidagi farq:

$$\frac{M_M - M_M'}{M_M} = \frac{2165,75 - 2065}{2165,75} \cdot 100 = 4,65\%$$

M_M' - muvozanatlovchi momentning ikki xil usul bilan hosil qilingandagi kam qiymati.

2-masala. Sharnir to'rt zvenoli mexanizmning A, V, S, D kinematik juftlarida vujudga keladigan reaksiya kuchlari va AV zvenoga qo'yilgan muvozanatlovchi

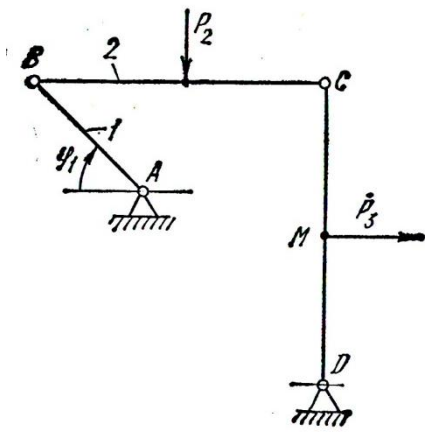
momentning qiymati quyida berilganlarga ko'ra aniqlansin:
 $\varphi_1 = 45^\circ$, $l_{AB} = 50\text{mm}$, $l_{BC} = l_{CD} = 100\text{mm}$. VS zveno o'qi gorizontal, SD zveno o'qi vertikal joylashgan. R_2 va R_3 kuchlar zvenolarning teng o'rtasida joylashgan K va M nuqtalarga qo'yilgan. $P_2 = P_3 = 200H$ bo'lib, zvenolarga tik yo'nalishda taʼsir qiladi.

3-masala. Krivoship polzunli mexanizmning A , V , S , D kinematik juftlarida vujudga keladigan reaksiya kuchlari va AV zvenoga qo'yilgan muvozanatlovchi momentning qiymati quyida berilganlarga ko'ra aniqlansin:
 $l_{AB} = 100\text{mm}$, $l_{BC} = 250\text{mm}$, $\varphi_1 = 90^\circ$, $P_2 = P_3 = 1000H$. R_2 kuch qo'yilgan K nuqta VS zvenoning teng o'rtasida joylashgan va vertikal yo'nalishda taʼsir qiladi.

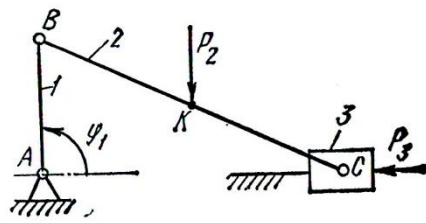
4-masala. Kulisali mexanizmning A , V , S , D kinematik juftlarida vujudga keladigan reaksiya kuchlari va AV zvenoga qo'yilgan muvozanatlovchi momentning qiymati quyidagi berilganlarga ko'ra aniqlansin.
 $l_{AB} = 125\text{mm}$, $l_{AD} = 250\text{mm}$, $l_{DE} = 400\text{mm}$, $\varphi_1 = 90^\circ$, zveno 3 ga qo'yilgan moment $M_3 = 100\text{N.m}$. E nuqtaga yuqoridagi kuch vertikal yo'nalgan bo'lib, qiymati $R_3 = 500\text{N}$.

5-masala. sinus mexanizmning AV zvenosiga qo'yilgan muvozanatlovchi momentning qiymati Jukovskiy usulidan foydalanilgan holda quyidagi berilganlarga ko'ra aniqlansin: $\varphi_1 = 45^\circ$, $P_3 = 100H$, $l_{AB} = 100\text{mm}$.

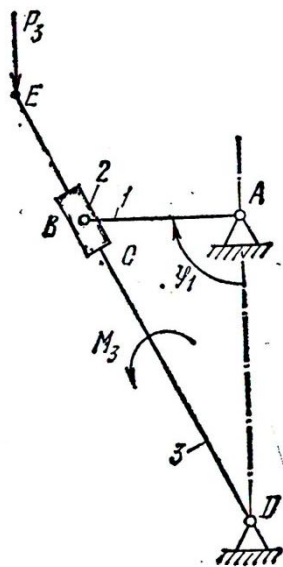
6-masala. SHarnirli to'rt zvenoli mexanizmning AV zvenosiga qo'yilgan muvozanatlovchi momentning qiymati Jukovskiy usulidan foydalanilgan holda quyida berilganlarga ko'ra aniqlansin: $l_{AB} = 50\text{mm}$, $l_{BC} = l_{CD} = 100\text{mm}$, $\varphi_1 = 90^\circ$, VS zveno o'qi gorizontal, SD zveno o'qi vertikal joylashgan. Kuchlar zvenolarga tik ravishda ularning teng o'rtalaridagi K va M nuqtalarga taʼsir qiladi. Ularning qiymatlari $R_2 = R_3 = 500\text{N}$.



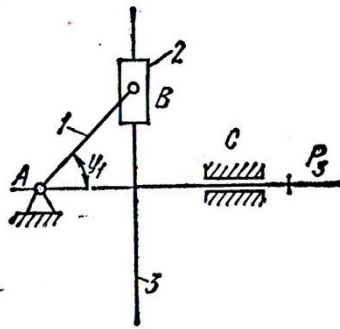
8.2-rasm. 2-masala



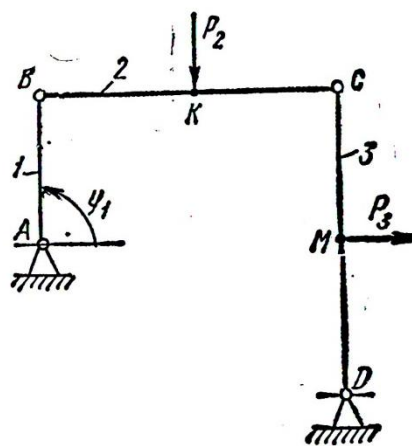
8.3-rasm. 3-masala



8.4-rasm. 4-masala



8.5-rasm. 5-masala



8.6-rasm. 6-masala

9-BOB. MEXANIZIMLAR DINAMIKASIGA DOIR MASALA VA MASALALAR

1-masala. Quyida keltirilgan qiymatlarga ko'ra krivoship – polzunli mexanizm zvenolariga taʼsir etuvchi R_2 va R_3 kuchlardan hamda moment M_2 dan krivoshipga keltirilgan moment hisoblansin (9.1-rasm, a):

$$\varphi_1 = 45^\circ, \quad l_{OA} = 100\text{mm}, \quad l_{AB} = 250\text{mm}, \quad l_{AS_2} = 100\text{mm}, \quad P_2 = 400\text{H}, \quad M_2 = 50\text{Hm}, \quad P_3 = 1000\text{H}$$

Yechish. 1. Mexanizmning kinematik sxemasini $\mu_1 = 5 \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$ masshtabga ko'ra chizamiz

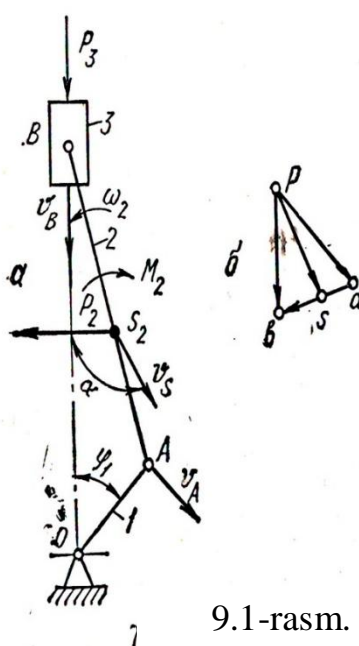
(9.1-rasm, a).

2. Mexanizm kinematik sxemasiga ko'ra krivoship masshtabida tezliklar planini quramiz (9.1-rasm, b).

3. Alohida kuch yoki momentdan hosil bo'lgan keltirilgan moment qiymatlarini aniqlaymiz.

R_2 kuchdan keltirilgan moment formula (7.4) ga ko'ra:

$$\begin{aligned} M_1^{\text{ken}} &= P_2 \cdot (ps_2) \cdot \mu_l \cdot \cos(P_2 \cdot v_{s_2}) = 400 \cdot 18 \cdot 0,005 \cdot \cos 119^\circ = \\ &= -400 \cdot 18 \cdot 0,005 \cdot 0,515 = -18,54\text{H.m.} \end{aligned}$$



9.1-rasm.

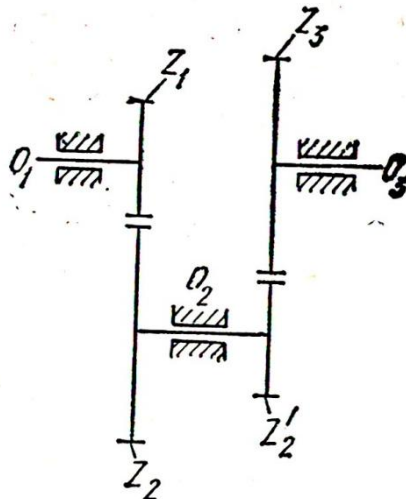
\vec{P}_2 kuch va \vec{v}_{s_2} tezlik vektorlari orasidagi burchak $\alpha = 119^\circ$ bo'lib, transportir yordamida aniqlangan, ya'ni $\cos 119^\circ = -0,515$.

$(p_{s_2}) = 18$ mm tezliklar planidan olingan o'lcham.

M_2 momentdan keltirilgan moment formula (7.5) ga ko'ra:

$$M_2^{kel} = -M_2 \frac{(ba)}{(AB)} = -50 \frac{15}{50} = -15H \cdot m$$

$(va) = 15$ mm tezliklar planidan, $(AV) = 50$ mm kinematik sxemadan olingan o'lchamlar. Burchak tezlik ω_2 va moment M_2 ning yo'nalishlari turli tomonga bo'lganligi uchun (9.1-rasm, a) M_2^{kel} qiymatning ishorasi manfiy bo'ladi. R_3 kuchdan keltirilgan moment:



9.2-rasm.

$$M_2^{kel} = P_2 \cdot (\vec{Pb}) \cdot \mu_l \cdot \cos(\vec{P}_3 \cdot \vec{v}_B) = 1000 \cdot 19 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ = 95H \cdot m \quad \text{bunda } \cos 0^\circ = 1 \text{ bo'ladi.}$$

Mexnizmga ta'bir etuvchi hamm kuchlar R_2 va R_3 dan hamda moment M_2 dan keltirilgan moment formulga ko'ra:

$$M^{kel} = \sum_{i=1}^3 M_i^{kel} = M_1^{kel} + M_2^{kel} + M_3^{kel} = -18,54 - 15 + 95 = 61,46H1,$$

2-Masala. 9.2-rasmda ikki bosqichli tishli uzatma tasvirlangan. Uning O_1 valiga $M_1 = 20 \cdot N \cdot m$, O_2 valiga $M_2 = 50 \cdot N \cdot m$, O_3 valiga $M_3 = 160 \cdot N \cdot m$ momentlar ta'bir qiladi. Hamma momentlar ω_1 yo'nalishi bo'yicha yo'naladi. Tishlar soni:

$z_1 = 17$, $z_2 = 34$, $z_3 = 20$, $z_3 = 40$ / Bosh zveno 0 ga keltirilgan moment hisoblansin.

Yechish. 1. O_2 valga taʼsir etuvchi M_2 momentni hisoblaymiz.

$$M_2^{ken} = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = M_2 \cdot u_{21} = -M_2 \frac{z_1}{z_2} = -50 \frac{17}{34} = -25H \cdot m$$

O_3 valga taʼsir etuvchi M_3 momentdan keltirilgan momentni hisoblaymiz:

$$M_3^{ken} = M_3 \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1} = M_3 \cdot u_{31} = M_3 \cdot u_{32} \cdot u_{21} = M_3 (-1)^2 \cdot \frac{z_2^1}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = 160 \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{17}{34} = 40H \cdot m$$

O_1 valga hamma momentlardan keltirilgan momentning qiymati:

$$M^{ken} = M_1 + M_2^{ken} + M_3^{ken} = 20 - 25 + 40 = 35H \cdot m$$

2. Masalalarni keltirish usuli real mexanizmning hamma zvenolari masalalarini shartli ravishda aylanma xarakat qiluvchi zvenoga keltirishga imkon beradiki, bunda keltirilgan massa hamma zvenolar massalariga ekvivalent boʻladi. Keltirish zvenosi almashuvchi zveno, keltirish natijasida hosil boʻlgan uning inersiya momenti keltirilgan inersiya deyiladi.

3. Massalarni bosh zvenoga keltirish real mexanizm kinetik energiyasining almashuvchi zveno kinetik energiyasiga tengligi shartiga asoslangan. Bunda almashuvchi zvenoning harakat qonuni qanday boʻlsa, real mexanizm keltirish zvenosining harakat qonuni ham shunday boʻladi. Mexanizmning keltirilgan inersiya momenti qiymati I^{ken} mexanizm tarkibidagi alohida alohida harakatlanuvchi zvenolar keltirilgan inersiya momentlarining yigʻindisidan iborat boʻladi.

4. Mexanizmga tegshli har bir zvenoning keltirilgan inersiya momenti qiymatini topish uchun ana shuv zveno va unga ekvivalent boʻlgan almashuvchi zveno kinetik energiyalarning oʻzaro tenglik shartini yozish kerak. Almashuvchi zveno, yaʼni keltirish zvenosi ω_1 burchak tezlik bilan aylanayotgan boʻlsa, unga ekvivalent boʻlgan zvenoning kinetik energiyasi quyidagiga teng boʻladi.

$$(T_i) = \frac{I_i^{ken} \cdot \omega_1^2}{2}$$

Zvenoning harakat qilish xarakteriga koʻra, kinetik energiyaning quyidagi tenglik variantlari boʻlishi mumkin:

mexanizm i - zvenosi ilgarilanma harakat qilganda:

$$\frac{m_i \cdot v_{S_i}^2}{2} = \frac{I_i^{kel} \cdot \omega_1^2}{2},$$

bunda i -zvenoning ilgarilanma xarakat natijasida vujudga keladigan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_i^{kel} = m_i \frac{v_{S_i}^2}{\omega_1^2};$$

zveno S_i nuqta atrofida aylanma xarakat qilganda:

$$\frac{I_{S_i} \cdot \omega_i^2}{2} = \frac{I_i^{kel} \cdot \omega_1^2}{2}$$

bunda i -zvenoning aylanma harakati natijasida vujudga keladigan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_i^{kel} = I_{S_i} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2};$$

zveno murakkab harakat qilganda:

$$m_i \frac{v_{S_i}^2}{2} + \frac{I_{S_i} \cdot \omega_i^2}{2} = \frac{I_i^{kel} \cdot \omega_1^2}{2},$$

bunda i - zvenoning murakkab harakati natijasida vujudga keladigan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_i^{kel} = m_i \frac{v_{S_i}^2}{\omega_1^2} + I_{S_i} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2}$$

Qo'zg'aluvchi zvenolar soni p ta bo'lgan mexanizmning keltirilgan inersiya momenti undagi harakatlanuvchi zvenolarning keltirilgan inersiya momentlari yig'indisiga ko'ra aniqlanadi:

$$I^{kel} = \sum_{i=1}^n I_i^{kel} = I_1^{kel} + I_2^{kel} + I_3^{kel} + \dots + I_n^{kel}$$

Keltirilgan inersiya momentlarining qiymatlarini hisoblashda zvenolarning chiziqli yoki burchak tezliklarini hisoblash maqsadida qutbiy tezliklar planlaridan foydalanishga to'g'ri keladi. Agar qutbiy tezliklar plan krivoship masshtabida qurilsa, u holda tezlik masshtabi $\mu_v = \mu_l - \omega_1$ ga ko'ra aniqlanib, formulalar hisoblash uchun qulay bo'lgan quyidagi ko'rinishga keladi.

1. Ilgarilanma harakatlanuvchi i - zvenoning keltirilgan inersiya momenti:

$$I_{i(u\omega)}^{kel} = m_i \frac{v_{S_i}^2}{\omega_1^2} = m_i \frac{(pS_i)^2 \cdot \mu_i^2 \cdot \omega_1^2}{\omega_1^2} = m_i (pS_i)^2 \cdot \mu_i$$

yaъni:

$$I_{i(u\omega)}^{kel} = m_i (pS_i)^2 \cdot \mu_i$$

Bu yerda (pS_i) tezliklar planidan o'lchab olinadigan S_i absolyot tezligining chizma ifodasi.

3. Aylanma harakatlanuvchi i - zvenoning keltirilgan inersiya momenti

$$I_{i(a\ddot{u}l)}^{kel} = I_i \cdot \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2} = I_{S_i} \frac{(v_{NM} / l_{NM})^2}{\omega_1^2} = I_{S_i} \frac{(nm)^2 \mu_i^2 \cdot \omega_1^2}{\omega_1^2 \cdot (NM)^2 \cdot \mu_i^2} = I_{S_i} \frac{(nm)^2}{(NM)^2},$$

YAъni

$$I_{i(a\ddot{u}l)}^{kel} = I_{S_i} \frac{(nm)^2}{(NM)^2}$$

Bu yerda $I_{S_i} - i$ - zvenoning S nuqtaga nisbatan inersiya momenti; $v_{NM} - i$ - zvenoga tegishli biror nisbiy tezligi, l_{NM} zvenoning N va M nuqtalari orasidagi masofa; (nm) - nisbiy tezlik v_{NM} ning tezliklari planidan o'lchab olinadigan kesma ifodasi;

(NM) - kinematik sxemadan o'lchab olinadigan N va M nuqtalar orasidagi masofa.

3. i - zvenoning murakkab xarakati natijasida hosil bo'ladigan keltirilgan inersiya momenti

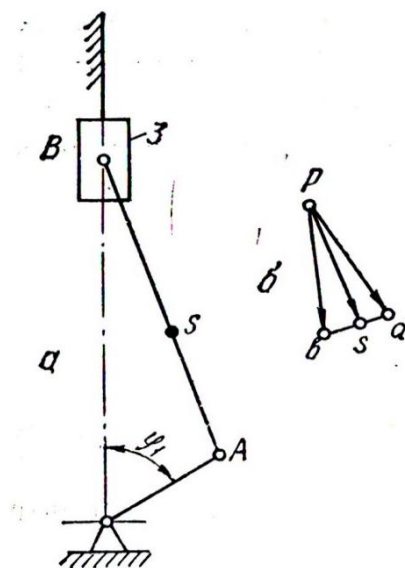
$$I_i^{kel} = m_i (pS_i)^2 \cdot \mu_i^2 + I_{S_i} \frac{(nm)^2}{(NM)^2}.$$

Formulalardan ko'rinib turibdiki, keltirilgan inersiya momentlarining qiymatlari kinematik parametrlarga bog'liq bo'lmasdan, geometrik parametrlarga bog'liq bo'lar ekan.

3- masala. Quyida keltirilgan qiymatlarga ko'ra krivoship - pol zunli mexanizmning harakatlanuvchi zvenolaridan zveno 1 ga keltirilgan inersiya momenti hisoblansin (9.3-rasm,a):

$$\varphi_1 = 60^\circ, \quad l_{OA} = 100 \text{ mm}, \quad l_{AB} = 250 \text{ mm}, \quad l_{AS} = 100 \text{ mm}, \\ m_3 = 2 \text{ kg}, \quad m_2 = 3 \text{ kg}, \quad I_{S_i} = 0,05 \text{ kg}\cdot\text{m}^2, \quad I_1 = 0,01 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

krivoship muvozanatlangan.



9.3-rasm

Yechish. 1. Mexanizmning kinematik sxemasini $\mu_i = 5 \frac{MM}{MM}$ masshtabga ko'ra chizmamiz (9.3-rasm, a).

2. Krivoship burchak tezligi uchun ixtiyoriy qiymat qabul qilib, qutbiy tezliklar planini krivoship masshtabida quramiz (9.3-rasm, b), ya'ni $\mu_v = \mu_i \cdot \omega_1$ bo'ladi.

3. Keltirilgan inersiya momentini hisoblaymiz. SHatunning aylanma xarakati natijasida vujudga keladigan keltirilgan inersiya momenti

$$I_{i(a\ddot{u}l)}^{kel} = I_{S_i} \frac{(ba)^2}{(AB)^2} = 0,05 \left(\frac{10}{50}\right)^2 = 0,002 \kappa_2 * M^2$$

SHatunning ilgarilanma xarakati natijasida vujudga keladigan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_{i(u\ddot{u}z)}^{kel} = m_2 \cdot (ps_2)^2 \cdot \mu_i^2 = 3 \cdot (20)^2 \cdot (0,005)^2 = 0,03 \kappa_2, M^2$$

Polzunning ilgarilanma harakati natijasida vujudga keladigan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_3^{kel} = m_3 \cdot (pb)^2 \cdot \mu_i^2 = 2 \cdot (21)^2 \cdot (0,005)^2 = 0,022 \kappa_2, M^2$$

Hamma xarakatlanuvchi zvenolardan krivoshipga keltirilgan inersiya momenti:

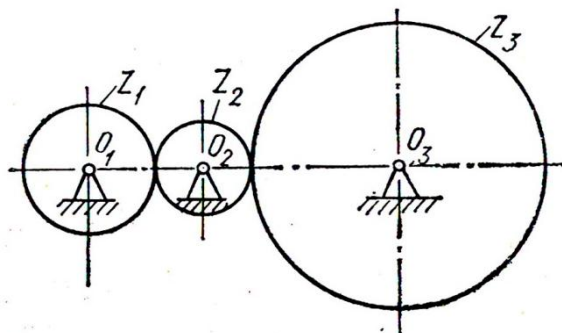
$$I^{kel} = I_1 + I_{2(a\ddot{u}l)}^{kel} + I_{2(u\ddot{u}z)}^{kel} + I_3^{kel} = 0,01 + 0,002 + 0,03 + 0,022 = 0,064 \kappa_2, M^2$$

4-masala. G'ildiraklari qator joylashgan uzatmadagi g'ildiraklar 1,2 va 3 dan 0 valga

keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymati aniqlansin (9.4-rasm). Belgilanganlar: G'ildiraklarning tishlari soni

$$z_1 = 24, \quad z_2 = 16, \quad z_3 = 72$$

G'ildiraklarning o'z aylanish o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qiymatlari: $I_{O_1} = 0,002\kappa\text{z} \cdot \text{M}^2$, $I_{O_2} = 0,01\kappa\text{z} \cdot \text{M}^2$, $I_{O_3} = 0,06\kappa\text{z} \cdot \text{M}^2$



9.4-rasm

Formulaga asosan g'ildirak 2 massasidan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_2^{kel} = I_{O_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = I_{O_2} \cdot u_{21}^2 = I_{O_2} \cdot \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 = 0,01 \left(\frac{24}{16} \right)^2 = 0,0225\kappa\text{z} \cdot \text{M}^2$$

G'ildirak 3 massasidan keltirilgan inersiya momenti:

$$I_3^{kel} = I_{O_3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 = I_{O_3} \cdot u_{31}^2 = I_{O_3} \cdot \left(\frac{z_1}{z_3} \right)^2 = 0,06 \left(\frac{24}{72} \right)^2 = 0,0067\kappa\text{z} \cdot \text{M}^2$$

Tishli g'ildirakli uzatmaning O_1 valga keltirilgan inersiya momenti:

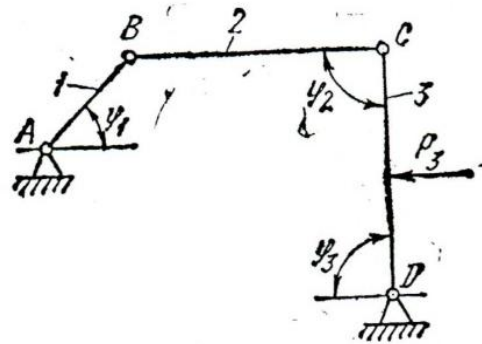
$$I^{kel} = I_{O_1}^{kel} + I_2^{kel} + I_3^{kel} = 0,02 + 0,0225 + 0,0067 = 0,0492\kappa\text{z} \cdot \text{M}^2$$

5-masala. Krivoship – polzunli press mexanizmning valga $R_3 = 10000\text{N}$ kuchdan keltirilgan moment M^{kel} ning qiymati va polzun massasi $m_3 = 400\kappa\text{z}$ dan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymati hisoblansin. Berilganlar: $l_{AB} = 100\text{mm}$, $l_{BC} = 400\text{mm}$, $\varphi_1 = 30^\circ$

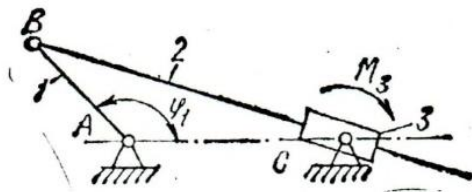
6-masala. 4-masalaning shartini qanoatlantirgan holda $\varphi_1 = 90^\circ$ qabul qilib, A valga keltirilgan moment M^{kel} ning qiymati va keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymati aniqlansin.



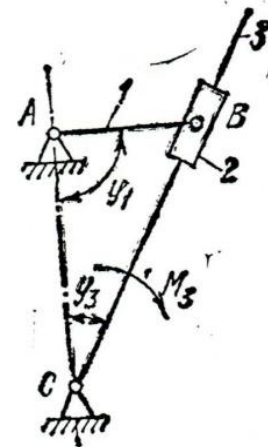
9.5-rasm. 5, 6-masalalar



9.6-rasm. 7-masalalar



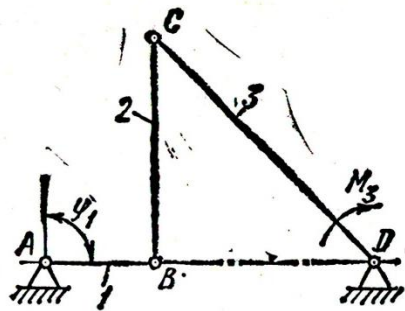
9.7-rasm. 8-masalalar



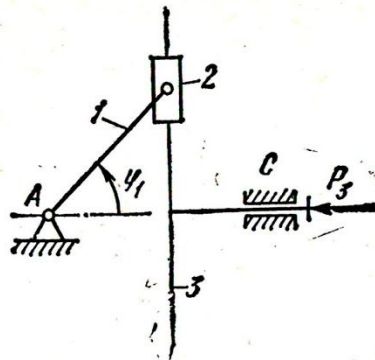
9.8-rasm. 9-masalalar

7-masala. Sharnirli to'rt zvenoli mexanizm vali A ga koromislo 3 ga ta'sir etuvchi $R_3 = 400\text{N}$ kuchdan keltirilgan moment M^{kel} ning xamda koromislo massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymatlari hisoblansin. Berilganlar:

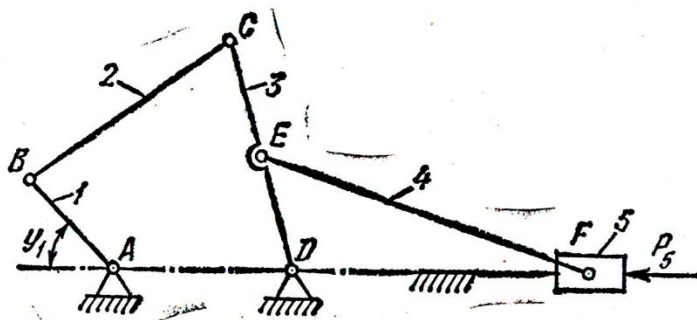
$l_{AB} = 100\text{mm}$, $l_{BC} = l_{CD} = 200\text{mm}$, $\varphi_1 = 45^\circ$, $\varphi_2 = \varphi_3 = 90^\circ$, P_3 kuch SD zvenoga tik ravishda va uning teng o'rtasiga ta'sir qiladi. Koromislo 3 ning D o'qqa nisbatan inersiya momenti $I_{3D} = 0,02\text{kg}\cdot\text{m}^2$



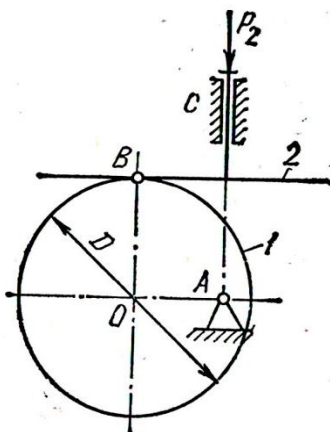
9.9-rasm. 10-masalalar



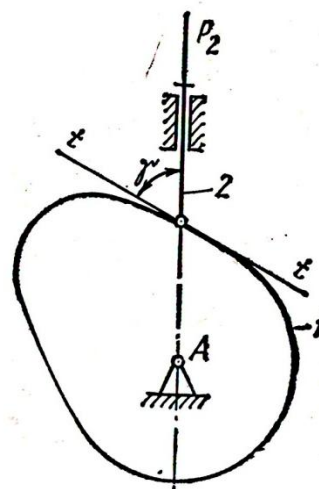
9.10-rasm. 11-masalalar



9.11-rasm. 12-masalalar

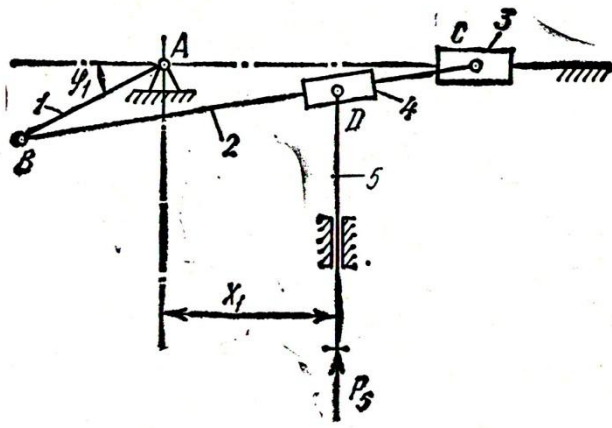


9.12-rasm. 13-masalalar

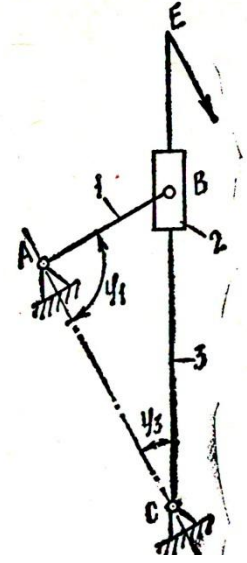


9.13-rasm. 14-masalalar

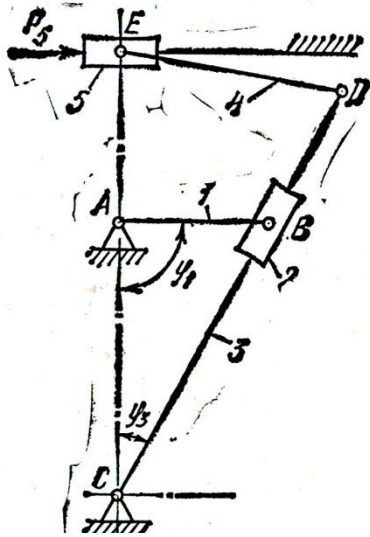
8-masala. Polzuni tebranma harakatlanuvchi krivoship mexanizmining vali A ga qo'yilgan, polzun 3 ga taʼsir etuvchi moment $M_3 = 10\text{N}\cdot\text{m}$ dan keltirilgan moment M^{kel} hamda polzun 3 massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} hisoblansin. Berilganlar: polzun 3 ning S aylanish o'qiga nisbatan inersiya momenti $I_{C_3} = 0,01\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $l_{AB} = 120\text{mm}$, $l_{AC} = 300\text{mm}$, $\varphi_1 = 180^\circ$



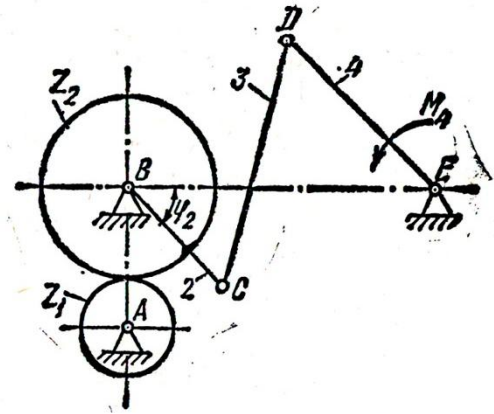
9.14-rasm. 15-masalalar



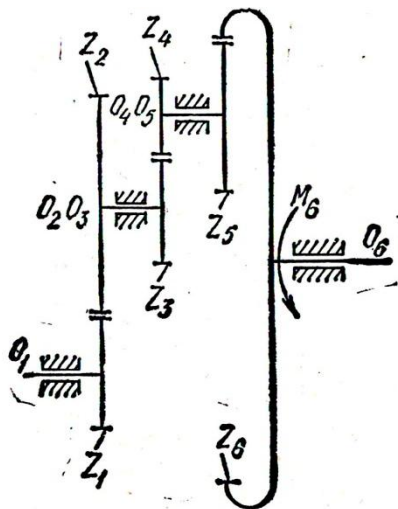
9.15-rasm. 16-masalalar



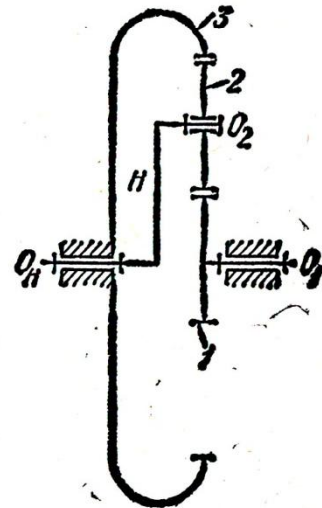
9.16-rasm. 17-masalalar



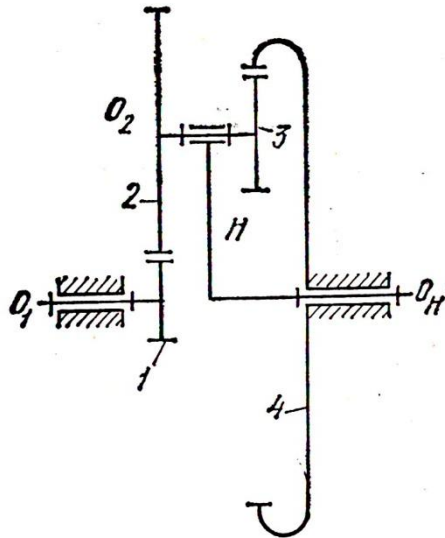
9.17-rasm. 18-masalalar



9.18-rasm. 19-masalalar



9.19-rasm. 20-masalalar



9.20-rasm. 21-masalalar

9-masala. Kulisali mexanizmning vali A ga kulisa 3 ga taʼsir etuvchi moment $M_3=20\text{n.m}$ dan keltirilgan moment M^{kel} ning qiymati hisoblansin. SHuningdek, A valiga kulisa massasidan keltirilgan inersiya mmomenti I^{kel} aniqlansin. Berilganlar: Kulisa 3 ning S aylanish oʻqiga nisbatan inersiya momenti $I_{C_3} = 0,032\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $l_{AB} = 120\text{mm}$ burchaklar $\varphi_1 = 90^\circ$ $\varphi_3 = 30^\circ$.

10-masala. SHarnirli toʻrt zvenoli mexanizm vali A ga koromislo 3 ga taʼsir etuvchi moment $M_3=200\text{H.m}$. dan keltirilgan moment M^{kel} ning qiymati hamda kormislo massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymati aniqlansin. Berilganlar: koromislo 3 ning D oʻqqa nisbatan inersiya momenti $I_D = 0,1\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $l_{AB} = 100\text{mm}$, $l_{BC} = 200\text{mm}$, $l_{CD} = 282,84\text{mm}$, $l_{AD} = 300\text{mm}$.

11-masala. Sinus mexanizmi val A ga zveno 3 ga taʼsir qiluvchi $R_3 = 60\text{N}$ kuchdan keltirilgan moment M^{kel} ning qiymati hamda zveno 3 massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymati hisoblansin. Berilganlar: zveno 3 ning massasi $m_3 = 1\text{kg}$, $l_{AB} = 100\text{mm}$.

Hisoblash quyidagi hollar uchun bajarilsin.

$$a) \varphi_1 = 0^\circ, \quad b) \varphi_1 = 45^\circ \quad c) \varphi_1 = 90^\circ.$$

12-masala. Tebranuvchi konveyer mexanizmi vali A ga zveno 5 ga taʼsir qiluvchi $R_5=500\text{N}$ kuchdan keltirilgan moment M^{kel} hisoblansin. SHuningdek, zveno

5 massasi $m_5 = 100\text{kg}$ dan A valiga keltirilgan inersiya momenti aniqlansin.

Berilganlar:

$$l_{AB} = 100\text{mm}, l_{BC} = l_{DC} = 200\text{mm}, l_{AD} = 150\text{mm}, l_{DE} = 100\text{mm}, l_{EF} = 300\text{mm}.$$

13-masala. Kulachokli mexanizm vali A ga turtkich 2 ga taʼsir etuvchi $R_2 = 60\text{N}$ kuchdan keltirilgan momenti M^{kel} ning hamda turtkich massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymatlari aniqlansin. Berilganlar: turtkich massasi

$m_2 = 0,8\text{kg}$, turtkichning tezlik analogi $\frac{d_{S_2}}{d\varphi} = 15\text{mm}$, doirasimon kulachokning diametri

$D = 40\text{m}$. Kulachok markazi O va uning aylanish oʻqi A turtkichning harakat yoʻnalishiga tik boʻlgan chiziqda joylashgan.

14-masala Markaziy kulachokli mexanizm vali A ga turtkich 2 ga taʼsir etuvchi $R_2 = 10\text{N}$ kuchdan keltirilgan momenti M^{kel} ning hamda turtkich massasi $m_2 = 0,1\text{kg}$ dan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} ning qiymatlari aniqlansin.

Berilganlar; turtkichning tezlik analogi $\frac{d_{S_2}}{d\varphi} = 20\text{mm}$, xarakatni uzatish burchagi $\gamma = 60^\circ$

15-masala YOgʻoch arralash mexanizm vali A ga arra oʻrnatilgan dasta 5 ga taʼsir etuvchi, qirqilishidan vujudga keladigan qarshilik kuchi $P_5 = 500\text{H}$ dan keltirilgan moment M^{kel} aniqlansin. SHuningdek, A valiga zveno 5 massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} aniqlansin. Berilganlar: dasta 5 ning massasi $m_5 = 20\text{kg}$, $l_{AB} = 200\text{mm}$, $l_{BC} = 600\text{mm}$, $X_1 = 240\text{mm}$. Hisoblash $\varphi_1 = 0^\circ$ va $\varphi_1 = 180^\circ$ holatlar uchun bajarilsin.

16-masala Kurilsali mexanizm vali A ga kulisa 3 ning E nuqtasiga qoʻyilgan $R_3 = 100\text{N}$ kuchdan keltirilgan moment M^{kel} va kulisa massasidan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} hisoblansin. Belgilanganlar: kulisaning aylanish oʻqi S nuqtaga nisbatan inersiya momenti. $I_{C_3} = 0,8\text{kg} \cdot \text{m}^2$, $l_{AB} = 200\text{mm}$, $l_{CE} = 600\text{mm}$, va $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$.

17-masala Randalash stanogi vali A ga zveno 5 ga taʼsir etuvchi detalning qirqilishidan hosil boʻladigan qarshilik kuchi $R_5 = 800\text{N}$ dan keltirilgan moment M^{kel} aniqlansin. SHuningdek, A valga zveno 5 massasidan keltirilgan inersiya momenti

I^{kel} aniylansin. Berilganlar: zveno 5 ning massasi $m_5 = 4\kappa z$,

$$l_{AB} = 100\text{mm}, l_{CD} = 300\text{mm}, l_{DE} = 150\text{mm} \quad \varphi_1 = 90^\circ \quad \varphi_3 = 30^\circ.$$

18-masala Somon preslash mexanizmi A valiga zveno 4 ga taʼsir qiluvchi qarshilik momenti $M_4=800\text{N.m}$. dan keltirilgan moment M^{kel} aniqlansin. SHuningdek, A valiga zveno 4 va 2 larning massalaridan keltirilgan inersiya momenti I^{kel} aniqlansin. Berilganlar: koromislo 4 ning E oʻqqa nisbatan inersiya momenti

$I_{E_4} = 20\kappa z \cdot \mathcal{M}^2$. Zveno 2 ning V oʻqqa nisbatan inersiya momenti

$$I_{B_2} = 0,6\kappa z \cdot \mathcal{M}^2, z_1 = 18, z_2 = 36, l_{BC} = 250\text{mm}, l_{CD} = 470\text{mm}, l_{ED} = 400\text{mm}, l_{BE} = 600\text{mm}, \alpha_2 = 45^\circ.$$

19-masala Bosqichli uzatmaning O_1 valiga gʻildirak 6 valiga qoʻyilgan $M_6=1000\text{N.m}$ momentdan keltirilgan moment M^{kel} aniqlansin. SHuningdek, hamma gʻildiraklarning massalaridan gʻildirak 1 ning O_1 valiga keltirilgan inersiya momenti aniqlansin. Berilganlar:

$$I_1 = 0,02\kappa z \cdot \mathcal{M}^2, I_{O_{4,5}} = 0,06\kappa z \cdot \mathcal{M}^2, I_{O_6} = 0,2\kappa z \cdot \mathcal{M}^2,$$

$$I_{O_{4,5}} = 0,04\kappa z \cdot \mathcal{M}^2, I_{O_6} = 0,2\kappa z \cdot \mathcal{M}^2, z_1 = 16, z_2 = 32, z_3 = 18, z_4 = 12, z_5 = 24, z_6 = 72.$$

20-masala Birtashqi va ichki ilashmani planetar mexanizmning yetaklovchi gʻildirak vali O_1 ga vodiloga qoʻyilgan moment $M_n=120\text{n.m}$ dan keltirilgan moment aniylansin. SHuningdek mexanizmning barcha harakatlanuvchi zvenolari massalaridan gʻildirak 1 valiga keltirilgan inersiya momenti I^{kel} aniqlansin. Berilganlar : planetar mexanizmning uzatish nisbati $u_{nn} = 4$. markaziy gʻildirak 1 ning O_1 oʻqqa nisbatan inersiya momenti $I_{1O_1} = 0,02\kappa z \cdot \mathcal{M}^2$. Satilletning gʻildirak markazi O_2 oʻqqa nisbatan inersiya momenti $I_{2O_2} = 0,015\kappa z \cdot \mathcal{M}^2$. Vodilo – N ning aylanish oʻqqa nisbatan inersiya momenti $I_{O_n} = 0,1\kappa z \cdot \mathcal{M}^2$. Satilletlar soni $K=3$, $z_3=3z_1$, $z_2 = z_1$.

21-masala Ikki qator tashqi va ichki ilashmali planetar mexanizmning markaziy gʻildirak vali O_1 ga vodiloga qoʻyilgan moment $M=100\text{n.m}$ dan keltirilgan moment M^{kel} aniqlansin. Shuningdek mexanizmning barcha harakatlanuvchi zvenolari massalaridan gʻildirak 1 valiga keltirilgan inersiya momenti I^{kel} aniqlansin. Berilganlar: planetar mexanizmning uzatish nisbati $u_{nn} = 13$. Markaziy gʻildirak 1 ning oʻz aylanish oʻqiga nisbatan inersiya momenti $I_{1O_1} = 0,02\kappa z \cdot \mathcal{M}^2$. Satilletlar 2 va 3

blokning O_2 o'qqa nisbatan inersiya momenti $I_{O_{2,3}} = 0,08 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Vodilo N ning markaziy o'q O_n ga nisbat inersiya momenti $I_{O_n} = 0,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Satellit bloklarning soni $K=3$. planetar mexanizm xarakatlanuvchi g'ildiraklari tishlarining soni $z_1 = 24, z_2 = 72, z_3 = 32, z_4 = 128$.

ning ikkala tomonini $R_{\min} + S_i$ ga bo'lsak: $-\frac{d^2 S}{d\varphi^2} < 1$ kelib chiqadi. $\text{tg}45^\circ = 1$

ekanligini hisobga olsak:

$$-\frac{d^2 S}{d\varphi^2} < \text{tg}45^\circ$$

Kulachokning minimal radiusi R_{\min} ni aniqlash uchun yo'lning tezlanish analogiga bog'liq diagrammasi $S = S\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)$ bir xil masshtabda quriladi. (9.1-rasm) ya'ni,

$\mu_s = \mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ bo'ladi (7.4-ga qarang).

Diagramma egri chizig'iga uning chap tomonidan vertikal o'q bilan 45° burchak hosil qiluvchi urinma chiziq o'tkazildi. Urinma chiziqning chap tomonida olingan istalgan nuqta kulachok aylanish markazining geometrik o'rni bo'la oladi. Chunki qabul qilingan nuqtadan

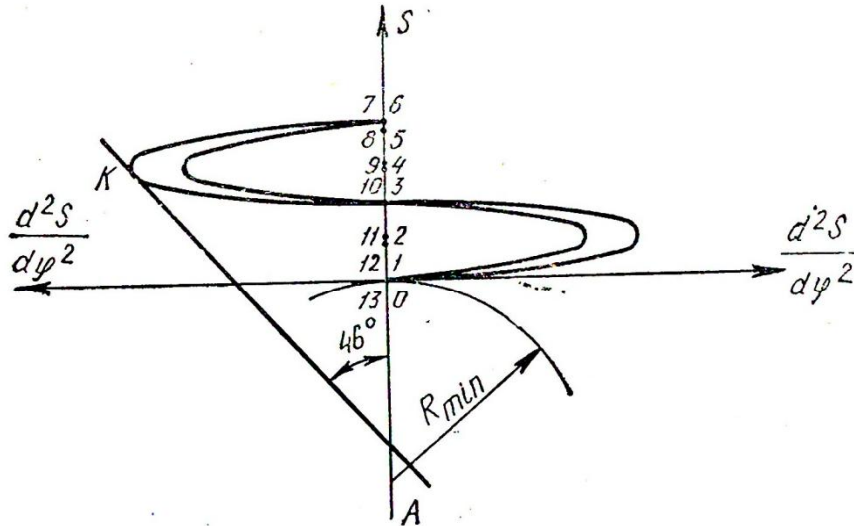
$S = S\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)$ diagrammasining chap tomoniga o'tkazilgan urinma vertikal o'q bilan 45° dan kichik burchak hosil qiladi.

Agar eksentrisitet e ning qiymati nolga teng bo'lsa, kulachok aylanish markazini turtkich o'q chizig'ida uning urinma chiziq bilan kesishi nuqtasi 0 dan 5... 10 mm pastroqda olish kerak (5.1-rasm).

1-masala. Quyidagi keltirilgan parametrlarning qiymatlariga ko'ra ichki yonuv dvigateli uchun kulachokli mexanizm dinamik loyixalansin.

Turtkich yo'li $h = 10 \text{ mm}$, turtkich o'qining kulachok markazidan siljish masofasi $e = 3 \text{ mm}$ kulachokning faza burchaklari: $\varphi_V = 50^\circ, \varphi_{VT} = 25^\circ, \varphi_A = 50^\circ$ bosim

burchachaning ruxsat etilgan qiymati $\alpha_{pvx} = 30^\circ$ turtkichning $\frac{d^2S}{d\varphi^1} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ ko'rinishdagi harakat qonuni.



9.21-rasm

Kulachokning aylanishlar soni $n_K = 2000 \frac{\text{ayl}}{\text{min}}$.

Yechish. 1. (9.4-rasm, b) da tasvirlangan kulachokli mexnizm sxemasini loyixalash uchun qabul qilamiz.

Kulachokning burchak tezligi:

$$\omega_K = \frac{\pi \cdot n_K}{30} = \frac{3,1416 \cdot 2000}{30} = 209,2 \frac{\text{rad}}{\text{c}}$$

Kulachokning ish burchagi:

$$\varphi_{uu} = \varphi_V + \varphi_{V.T} + \varphi_{\text{Я}} = 50^\circ + 25^\circ + 50^\circ = 125^\circ.$$

Qog'oz sathini hisobga olgan holda kulachok profili ish burchagining chizmadagi ifodasini $\varphi_{uu} = 125_{\text{MM}}$ deb qabul qilamiz. U holda gradusda ifodalangan burchak masshtabi:

$$\mu_\varphi^0 = \frac{125^\circ}{125_{\text{MM}}} = 1 \frac{\text{grad}}{\text{MM}} \text{ bo'ladi.}$$

Masalaimizda $\mu_\varphi^0 = 1 \frac{\text{grad}}{\text{MM}}$ bo'lgani sababli tezlik analogi diagrammasi qutb masofasini $N_1 = 57,3 \text{ mm}$ deb qabul qilamiz: Tezlanish analogi diagrammasi qutib

masofasi N_2 esa ixtiyoriy tanlanadi. Bizda $N_2=25$ mm qabul qilingan.

Tezlanish diagrammasi bo'lgan $\frac{d^2S}{d\varphi^1} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ ko'rinishdagi xarakat qonuni – sinusoid egri chizig'ini tasvirlangan ko'rsatmaga asosan quramiz. Qurilgan tezlanish diagrammasini ikki marta ketma – ket grafik usulda integrallab, tezlik va yo'l diagrammalarini xosil qilamiz (7.3 ga qarang).

Diagrammalar uchun masshtablarni aniqlaymiz:

1) radianda ifodalangan burchak masshtabi:

$$\mu_\varphi = \mu_\varphi^0 \cdot \frac{\pi}{180} = 1 \frac{2pad}{MM} \cdot 0,0175 = 0,0175 \frac{1}{MM};$$

2) yo'l masshtabi:

$$\mu_s = \frac{h}{(6 - 6')} = \frac{10}{11} = 0,91 \frac{MM}{MM};$$

3) tezlik analogi masshtabi:

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,91}{57,3 \cdot 0,0175} = 0,91 \frac{MM}{MM}$$

4) xaqiqiy tezlik masshtabi:

$$\mu_v = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} \cdot \omega_K}{1000} = \frac{0,91 \cdot 209,2}{1000} \approx 0,19 \frac{M/c}{MM};$$

5) tezlanish analogi masshtabi:

$$\mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,91}{25 \cdot 0,0175} = 2,08 \frac{MM}{MM}$$

6) haqiqiy tezlanish masshtabi:

$$\mu = \frac{\mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} \cdot \omega_K^2}{1000} = 2,08 \cdot \frac{(209,2)^2}{1000} = 91,03 \frac{M/c^2}{MM}.$$

2. Kulachokning dinamik talabga javob beruvchi minimal radiusi qiymatini aniqlash uchun yo'l S ning tezlik analogi $\frac{dS}{d\varphi}$ ga bog'liq diagrammasi qurildi

$S = S \cdot \frac{dS}{d\varphi}$ diagrammasini qurish va hosil bo'lgan diagrammaga ko'ra kulachokning

minimal radiusi R_{\min} ni aniqlash tushintirilgan tartibda amalga oshiriladi.

3. Kulachok profilini hosil qilamiz. Buning uchun turtkichning asosiy vaziyatidagi turtkich uchining holatlari 1, 2, 3,... larni chizig'idan e masofada o'ng tomonda joylashadi. 0 nuqtani markaz qilib olgan holda $R_{\min} = (OA_0)$ radius bilan aylana o'tkazamiz.

Kulachok soat strelkasi yo'nalishida harakatlanadi deb qaraymiz va butun sistemaga (chizma tekisligiga) kulachok yo'nalishiga qarama – qarshi xarakat beramiz. Bunda kulachok aylanishdan to'xtaydi va turtkich ilgarkanma, qaytma xarakat qila boshlaydi.

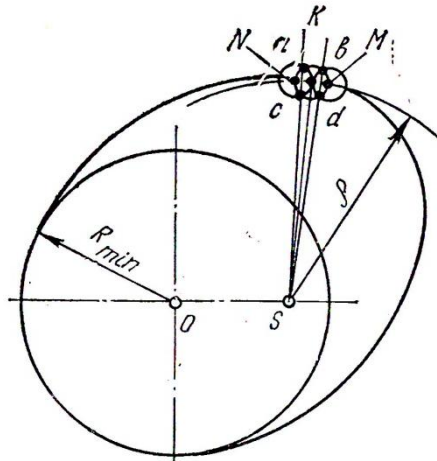
Turtkichning kulachok atrofida aylanma xarakati yo'nalishi bo'yicha $\varphi_v = 50^\circ$, $\varphi_{ym} = 25^\circ$, $\varphi_{\pi} = 50^\circ$ burchkalarni belgiamiz va turtkichning φ_N burchakka burilish davridagi bir-biri bilan teng burchak tashkil etuvchi 6 vaziyatini belgilaymiz. Turtkich hamma vaziyatlarda kulachok aylanish markazidan e radius bilan o'tkazilgan aylanaga urinma joylashadi.

Kulachokning profilini chizish uchun quyidagi ishlarni bajaramiz: kulachok aylanish o'qi O nuqtadan (O-1) radius bilan yoy o'tkazamiz va turtkichning I vaziyatidagi o'q chizig'i bilan kesishish nuqtasi A_1 ni belgilaymiz. (O-2) radius bilan yana yoy o'tkazamiz va turtkichning II vaziyatidagi o'q chizig'i bilan kesishish nuqtasi A_2 ni belgilaymiz va hokazo. Aniqlangan A_1, A_2 nuqtalarni uzluksiz egri chiziq bilan tutashtirib chiqsak, kulachokning nazariy profili hosil bo'ladi.

Rolik radiusi $r_{pol} \leq 0,4 R_{\min}$ va $r_{pol} \leq 0,7 \rho_{\min}$ shartga ko'ra aniqlanadi. Bu yerda ρ_{\min} kulachok nazariy profilining eng egri qismi egrilik radiusi ρ_{\min} ni aniqlash uchun nazariy profilining egri qismiga radiusi 4....6 mm oraliqda bo'lgan va chiziqlari bir-birining aylanish markazidan o'tuvchi 3 ta aylana o'tkazamiz (9.21-rasm) va ularning o'zaro kesishish nuqtasining a, v, d, c xariflar bilan belgilaymiz. So'ngra a va s dan hamda v va d nuqtalardan o'tuvchi nurlar o'tkazamiz. Bu nurlarning o'zaro kesishish nuqtasi S – egri chiziq k nuqtasining egrilik markazi bo'ladi.

k nuqtadan s nuqttagacha bo'lgan masofa nazariy profil k nuqtasining egrilik

radiusi bo'ladi: $\rho = (s\kappa)$.



9.22-rasm

Nazariy profilning ish burchagiga mos keluvchi qismida har 2.... 3 mm masofada olingan nuqtalarni aylanish markazi qilib, rolik radiusi r_{pol} bilan yoy bo'laklarini o'tkazamiz. Ularga ichki tomonda umumiy urinma egri chiziq o'tkazsak, nazariy profilga ekvidistant bo'lgan profilь – ish profili hosil bo'ladi.

22-masala. Quyida keltirilgan parametrlar qiymatlariga ko'ra ko'ndalang randalash stanogining turtkichi tebranma harakat qiluvchi kulachokli mexanizmi dinamik loyixalansin.

Turtkichning maksimal og'ish burchagi $\beta_{max} = 30^0$; kulachokning faza burchaklari: $\varphi_v = 110^0$, $\varphi_{ym} = 30^0$, $\varphi_{\pi} = 80^0$ turtkichning uzunligi $l_T = 0,09M$, bosim burchagining ruxsat etilgan qiymati $\alpha = 45^0$ turtkichning $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$

ko'rinishdagi harakat qonuni – V Kulachokning burchak tezligi: $\omega_K = 200 \frac{pa\partial}{c}$.

Yechish. $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$ diagrammasini chizishda (9.22-rasm, v) kulachok ish

burchagining chizmadagi ifodasini $\varphi_{uu} 140M.M$ qabul qilamiz. Qurilgan burchak tezlanish analogi diagrammasini ikki marta ketma-ket grafik usulida integralab, burchak tezlik va burchak yo'li diagrammasini hosil qilamiz.

Diagrammalar uchun masshtablarni aniqlaymiz:

1) gradusda ifodalangan turtkichning burchak yo'li masshtabi

$$\mu_{\beta}^0 = \frac{\beta_{\max}}{(\beta_{\max})} = \frac{30^0}{45_{\text{MM}}} \approx 0,67 \frac{\text{grad}}{\text{MM}},$$

2) radianda ifodalangan turtkichning burchak yo'li masshtabi

$$\mu_{\beta} = \mu_{\beta}^0 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0116 \frac{\text{grad}}{\text{MM}},$$

3) turtkich uchining (rolik markazining) haqiqiy yo'l masshtabi

$$\mu_S = \mu_{\beta} \cdot l_T = 0,0116 \frac{1}{\text{MM}} \cdot 90_{\text{MM}} = 1,044 \frac{\text{MM}}{\text{MM}},$$

4) kulachokning ish burchagi masshtabi:

a) gradusdagi ifodasi

$$\mu_{\varphi}^0 = \frac{\beta_{\text{uuu}}}{(\beta_{\text{uuu}})} = \frac{220^0}{140_{\text{MM}}} = 1,57 \frac{\text{grad}}{\text{MM}}$$

b) radiandagi ifodasi

$$\mu_{\varphi} = \mu_{\varphi}^0 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,027 \frac{\text{grad}}{\text{MM}}$$

bu yerda, $\varphi_{\text{uuu}} = \varphi_y + \varphi_{y.T} + \varphi_{\alpha} = 110^0 + 30^0 + 80^0 = 220^0$ bo'ladi $\varphi_{\text{uuu}} = (0-13)$ – absissa o'qidan olinadi;

5) turtkichning burchak tezlik analogi masshtabi

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_{\beta}}{H_1 \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,0116}{37 \cdot 0,027} = 0,0116 \frac{1}{\text{MM}},$$

6) rolik markazining chiziqli tezlik analogi masshtabi

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot l_T = 1,044 \frac{\text{MM}}{\text{MM}},$$

7) turtkichning burchak tezlik masshtabi

$$\mu_{\omega_T} = \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot \omega_K = 0,0116 \cdot 200 = 2,32 \frac{\text{grad}/c}{\text{MM}},$$

8) turtkich uchining (rolik markazining) chiziqli tezlik masshtabi

$$\mu_v = \frac{\mu_{\omega_T} \cdot l_T}{1000} = -\frac{2,32 \cdot 90}{1000} = 0,209 \frac{\text{M}/c}{\text{MM}},$$

9) turtkichning burchak tezlanish analogi masshtabi

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0116}{20 \cdot 0,027} = 0,022 \frac{1}{\text{MM}},$$

10) turtkichning burchak tezlanish masshtabi

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} \cdot l_T = 0,022 \cdot 90 = 1,98 \frac{\text{MM}}{\text{MM}},$$

11) turtkichning burchak tezlanish masshtabi

$$\mu_{\varepsilon_T} = \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot \omega_K^2 = 0,022 \cdot (200)^2 = 880 \frac{\text{paд/c}^2}{\text{MM}},$$

rolik markazining tangensial tezlanish masshtabi

$$\mu_a = \frac{\mu_{\varepsilon_T} \cdot l_T}{1000} = \frac{880 \cdot 90}{1000} = 79,2 \frac{\text{M/c}^2}{\text{MM}},$$

Biz yo'l va tezlik analoglari masshtab koeffisientlarining o'zaro bo'lish shartidan tezlik analogi qutib masofasini quyidagi usulda aniqlaymiz

$$H_1 = \frac{1}{\mu_\varphi} = \frac{1}{0,027} \approx 37_{\text{MM}}$$

2. Kulachokning minimal radiusini aniqlash uchun rolik markazining yo'li S va uning tezlik analogi $\frac{dS}{d\varphi}$ ning o'zaro bog'liqlik diagrammasi quriladi (9.22-rasm, g).

Buning uchun esa avvalo rolik markazining aniq vaziyatlari $\beta = \beta(\varphi)$ diagrammasiga muvofiq ravishda aniqlanish lozim.

Buni quyidagi tartibda bajaramiz: 1) turtkichning eng pastki vaziyati O₃ V ni

$\mu_l = \mu_e = 1,044 \frac{\text{MM}}{\text{MM}}$ masshtabda quramiz.

2) rolik markazi V nuqtaning traektoriya chizig'ini Oa V radiusli yoy tarizda chizamiz.

3) turtkichning pastki vaziyati O₃V ga nisbatan uning turli vaziyatlaridagi og'ish burchaklari β_i^0 larni hisoblaymiz. Ular burchak yo'li diagrammasi $\beta = \beta(\varphi)$ dagi (9.22-rasm, a) vaziyatlar ordinata qiymatlarining burchak masshtabi $\mu_\beta^0 = 0,67 \frac{\text{cpaд}}{\text{MM}}$ ga

ko'paytmasidan aniqlanadi. Hisoblash natijalari:

$$\begin{aligned}
\beta_1^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (1-1) = 0,67 \cdot 4,1 = 2^0 43' 50''; \\
\beta_2^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (2-2) = 0,67 \cdot 12 = 8,11^0 = 8^0 6'; \\
\beta_3^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (3-3) = 0,67 \cdot 23 = 15,3^0 \approx 15^0 19' 48''; \\
\beta_4^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (4-4) = 0,67 \cdot 33 = 22^0; \\
\beta_5^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (5-5) = 0,67 \cdot 41 = 27,35^0 = 27^0 20'; \\
\beta_6^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (6-6) = 0,67 \cdot 45 = 30^0; \\
\beta_7^0 &= \beta_6^0 = 30^0; \\
\beta_8^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (8-8) = 0,67 \cdot 41 = 27^0 20'; \\
\beta_9^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (9-9) = 0,67 \cdot 33 = 22^0; \\
\beta_{10}^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (10-10) = 0,67 \cdot 21 = 14^0 \\
\beta_{11}^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (11-11) = 0,67 \cdot 11 = 7,3^0 \approx 7^0 20'; \\
\beta_{12}^0 &= \mu_\beta^0 \cdot (12-12) = 0,67 \cdot 5 = 3,33^0 \approx 3^0 20'; \\
\beta_{12}^0 &= \mu_\beta^0 \cdot 0 = 0.
\end{aligned}$$

4) turtkichning asosiy pastki vaziyatidagi O_3 nuqtadan boshlab 100 mm masofadagi T_0 nuqtani belgilaymiz (9.22-rasm, g). T_0 nuqtadan $O_3 - T_0$ chiziqqa perpendikulyar bo'lgan T_0-K chiziqni o'tkazamiz va unda $T_1, T_2, T_3, \dots, T_{12}$ nuqtalarni quyidagi ifodaga belgilaymiz:

$$(T_0 - T_i) = (O_3 - T_0) \operatorname{tg} \beta_i$$

Hisoblash natijalari:

$$\begin{aligned}
(T_0 - T_1) &= 100 \cdot \operatorname{tg} 2^0 44' = 4,78 \text{ мм} \\
(T_0 - T_2) &= 100 \cdot \operatorname{tg} 8^0 6' = 14,23 \text{ мм} \\
(T_0 - T_3) &= 100 \cdot \operatorname{tg} 15^0 20' = 27,42 \text{ мм} \\
(T_0 - T_4) &= 100 \cdot \operatorname{tg} 22^0 = 40,4 \text{ мм} \\
(T_0 - T_5) &= 100 \cdot \operatorname{tg} 27^0 20' = 51,91 \text{ мм} \\
(T_0 - T_6) &= 100 \cdot \operatorname{tg} 30^0 = 57,74 \text{ мм} \\
(T_0 - T_7) &= (T_0 - T_6) = 57,74 \text{ мм} \\
T_0 - T_8 &= 100 \cdot \operatorname{tg} 27^0 20' = 51,91 \text{ мм} \\
T_0 - T_9 &= 100 \cdot \operatorname{tg} 22^0 = 40,4 \text{ мм} \\
T_0 - T_{10} &= 100 \cdot \operatorname{tg} 14^0 = 24,4 \text{ мм} \\
T_0 - T_{11} &= 100 \cdot \operatorname{tg} 7^0 20' = 17,87 \text{ мм} \\
T_0 - T_{12} &= 100 \cdot \operatorname{tg} 3^0 20' = 5,83 \text{ мм} \\
T_0 - T_{13} &= 100 \cdot \operatorname{tg} 0^0 = 0 \text{ мм}
\end{aligned}$$

Aniqlangan T_1, T_2, T_3, \dots nuqtalarni O_3 nuqta bilan to'g'ri chiziqlar orqali tutashtirish natijasida turtkichning turli vaziyatlari hosil qilinadi. Ularning O_3 V radiusli yoy bilan kesishish nuqtalari 1, 2, 3 rolik markazining turli vaziyatlari bo'ladi.

4) Rolik markazi traektoriyasida aniqlangan 1, 2, 3 nuqtalarga ayni nuqtalar tezlik analoglarining chizma o'lchamlari $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ diagrammasidan o'lchab qo'yib, turtkich o'q chiziqlari bo'ylab joylaymiz. Keltirilgan tezlik analoglari vektorlarining yo'nalishi xaqiqiy tezlik vektorlari yo'nalishini kulachok burchak tezlik yo'nalishi bo'yicha 90^0 ga burish natijasida aniqlanadi. Keltirib qurilgan tezlik analoglari vektorlarning oxirlarini uzluksiz ravon lekalo egri chizig'i bilan tutashtirib, tezlik analogining yo'lga bog'liq diagrammasi $S = S\left(\frac{ds}{s\varphi}\right)$ ni hosil qilamiz.

Harakatni uzatish burchagi γ_{\min} ni aniqlaymiz:

$$\gamma_{\min} = 90^0 - \alpha = 90^0 - 45^0 = 45^0$$

Hosil bo'lgan diagramma $S = S\left(\frac{ds}{s\varphi}\right)$ yopiq egri chiziqning xar ikki tomonidan urinmalar o'tkazamiz. Ular urinish nuqtalaridan o'tuvchi turtkichning vaziyat chiziqlari bilan $\gamma_{\min} = 45^0$ burchak xosil qiladi. Urinma chiziqlarning o'zaro kesishishidan hosil bo'lgan shtirixlangan soha MDN ichida olingan O_1 nuqta kulachok aylanish o'qining geometrik o'rni bo'ladi, ya'ni $R_{\min} = O_1B$.

Kulachokning soat strelkasiga teskari yo'nalishda ω_k burchak tezlik bilan aylanma xarakat qiladi deb qarab, sistemaga (chizma teksligiga) qiymati - ω_k bo'lgan O nuqta atrofida aylanuvchi burchak tezlik beramiz. Bunda kulachok xarakatdan to'xtaydi va turtkich O_3 nuqtaning o'zi ham kulachok o'qi atrofida - ω_k burchak tezlik bilan l_{AO} radiusli doira chiziq bo'ylab xarakatga tushadi. (9.22-rasm).

Turtkich o'qi O ni kulachok aylanish markazi A bilan tutashtiruvchi nur o'tkazamiz va bu nurdan - ω_k yo'nalishda kulachokning faza burchaklariga tiralib turuvchi yoy burchaklarini ajratib, ularning φ_y va φ_H burchaklarga tiralib turuvchi qismlarining xar birini teng 6 bo'lakka bo'lamiz. Natijada turtkich o'qi O nuqtaning

nisbiy xarakatdagi vaziyatlari 1, 2, 3,... ni xosil qilamiz.

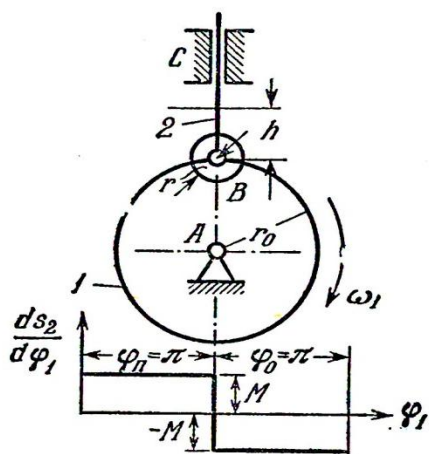
Kulachok profilini keltirib chiqarish uchun kulachok markazi A_1 nuqtadan rolik markazining turli vaziyatlarigacha bo'lgan masofalarni radius qilib olgan xolda yo'ylar o'tkazamiz. Ayni vaqtda turtkich uzunligi bo'lgan (OV) kesmani radius qilib, A nuqtaning nisbiy harakatdagi turli vaziyatlarini markaz qilib olgan holda yo'ylar o'tkazamiz. O'tkazilgan yo'ylarining mos ravishda kesishuvidan hosil bo'lgan nuqta V_1, V_2, V_3, \dots rolik markazining nisbiy xarakatdagi vaziyatlarini bildiradi. Ularni ravon egri chiziq orqali tutashtirish natijasida kulachokning nazariy profilini hosil qilamiz.

23-masala. I turdagi kulachokli mexanizm loyixalansin. Mexanizmni 12 xolati qurilsin.

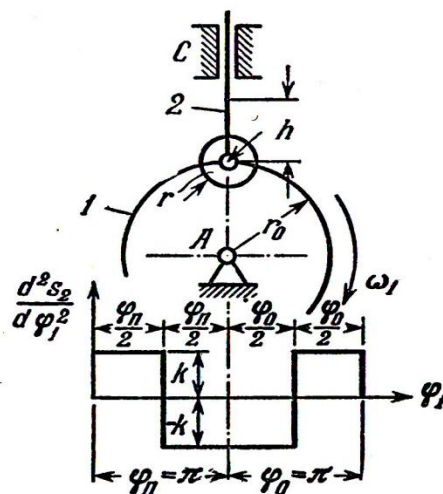
Turtkichning $h=42\text{mm}$ xolat funksiyasi birinchi xosilasining o'zgarish grafik tarzida berilgan.

$$\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$$

Rolik radiusi $r=10\text{mm}$ kulachokning minimal radiusi $r_0=25\text{mm}$,



9.23-rasm. 23-masala



9.24-rasm. 24-masala

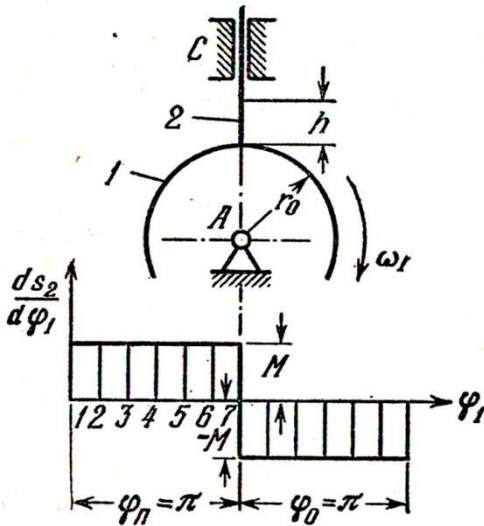
Ko'tarilish (uzoqlashish) fazasi burchagi $\varphi_n = \pi$ tushish faza burchagi $\varphi_0 = \pi$.

24-masala. I turdagi kulachokli mexanizm loyixalansin. Mexanizmning 12 xolati qurilsin. turtkichning $h=36\text{mm}$; turtkichning xolat funksiyasining ikkinchi xolat funksiyasini o'zgarish grafik rasmida berilgan.

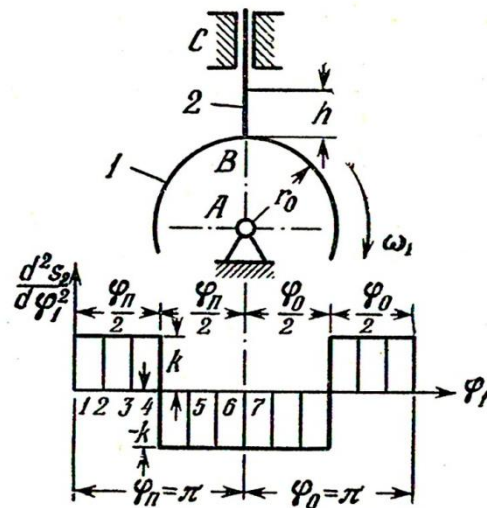
$$\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$$

Rolik radiusi $r = 10\text{mm}$, kulachokning minimal radiusi $r_0 = 25\text{mm}$, kutarilish burchak fazasi, $\varphi_{\Pi} = \pi$, tushishi burchagi fazasi $\varphi_0 = \pi$.

25-masala. I ko'rinishdagi kulachokli mexanizm uchun ko'tarilishdagi etti xolat uchun bosim burchagining qiymatlari aniqlansin.



9.25-rasm. 25-masala



9.26-rasm. 26-masala

Turtkichning ko'tarilish masofasi $h = 42\text{mm}$; kulachokning minimal radiusi $r_0 = 24\text{mm}$ turtkichning xolat funksiyasini birinchi xosilasining o'zgarish qonuni grafikda berilgan.

$$\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish faza burchagi $\varphi_{\Pi} = \pi$, tushish faza burchagi $\varphi_0 = \pi$.

26-masala. I ko'rinishdagi kulachokli mexanizm uchun ko'tarilishdagi ettita xolat uchun bosim burchagining qiymatlari aniqlansin. Turtkichning ko'tarilish masofasi $h = 36\text{mm}$, kulachokning minimal radiusi $r_0 = 20\text{mm}$, turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xosilasining o'zgarish qonuni grafikda berilgan.

$$\frac{d^2S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Kulachokni faza burchagi $\varphi_{\Pi} = \pi$, tushish faza burchagi $\varphi_0 = \pi$.

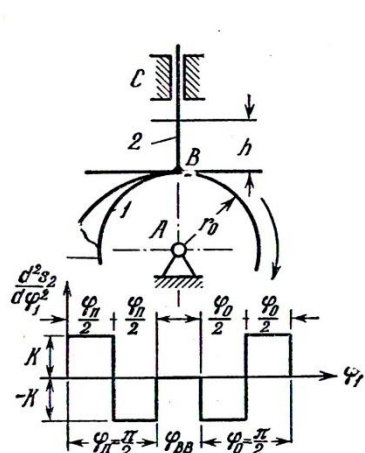
27-masala. III ko'rinishdagi kulachokli mexanizm uchun kulachokning

minimal radiusi r_0 kulachokning profili qobariq bo'lish talabidan kelib chiqib aniqlansin. Turtkichni yurish masofasi $h=36\text{mm}$, turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xolatini o'zgarish qonuni grafikda berilgan.

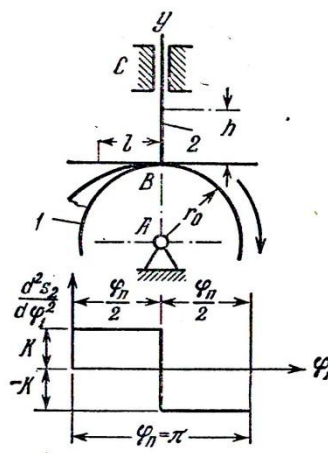
$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish fazasi burchagi $\varphi_{II} = 0,5\pi$, tushish fazasi burchagi $\varphi_0 = 0,5\pi$.

28-masala. III ko'rinishdagi kulachokga mexanizm uchun l va Au kulachok masofada burilishda kulachok $\varphi_1 = 45^\circ$ profili bilan turtkich tarelkasi tezlashadi.



9.27-rasm. 27-masala



9.28-rasm. 28-masala

Berilganlar; turtkiyaning yurishi $h = 40\text{mm}$, turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xosilasining o'zgarish qonun grafigi

$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish faza burchagi $\varphi_{II} = \pi$.

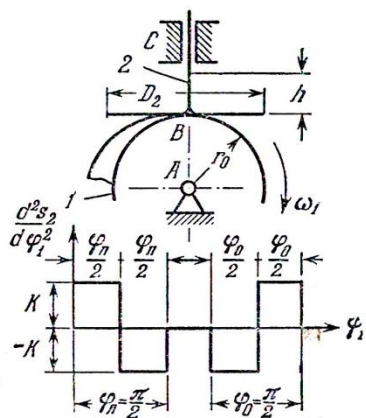
115. III kulachokli mexanizm uchun turtkichning yurishi $h=36\text{ m}$, turtkich xolat funksiyasini ikkinchi xosilasini o'zgarish xolat grafigi berilgan bo'lsa tarelkaning ko'dalang kesimini minimal diametri D_2 aniqlansin

$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

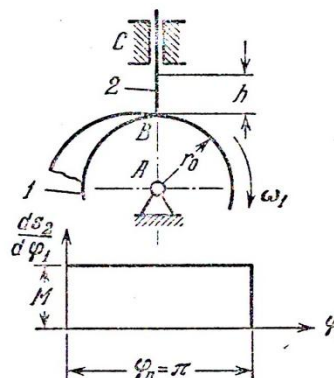
Turtkichning ko'tarilish faza burchagi $\varphi_{II} = 0,5\pi$ qaytish (tushish) faza burchagi $\varphi_0 = 0,5\pi$.

29-masala. I ko'rinishdagi kulachokli mexanizmni chizmada ko'rsatilgan

xolatdan kulachokni $\varphi_1 = 45^\circ$ ga burilishidagi bosim burchagi aniqlansin. Berilgan: turtkichning porshin $h = 40\text{mm}$, kulachokning minimal radiusi $r_0 = 40\text{mm}$, turtkichning xolat funksiyasi birinchi xosilasining o'zgarish xajmi



9.29-rasm. 29-masala

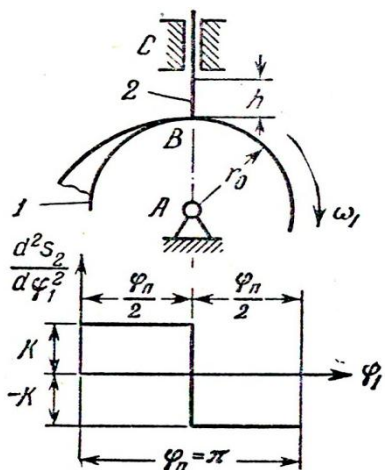


9.30-rasm. 30-masala

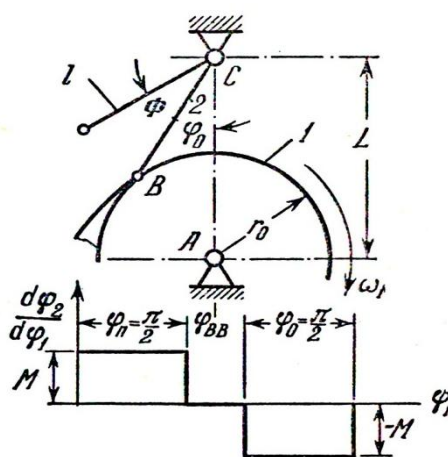
$$\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{d^2S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish faza burchagi $\varphi_{II} = \pi$.

30-masala. I ko'rinishdagi kulachokli mexanizm uchun chizmadagi ko'rsatilgan xolatdan kulachok 45° burilgandagi kulachok profilini uni turba uchi bilan tutashidagi egrilik radiusi r aniqlansin.



9.31-rasm. 31-masala



9.32-rasm. 32-masala

Berilgan; turtkich yurishi $h=40\text{mm}$ kulachokni minimal radiusi $r_0=40\text{ mm}$ turtkich xolat funksiyasining ikkinchixosilasini o'zgarish qonuni.

$$\frac{dS_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish faza burchagi $\varphi_{II} = \pi$

33-masala. IV ko'rinishdagi kulachokli mexanizm uchun kulachokni $\varphi_1 = 45^\circ$ burish xolatidagi α bosim burchagi aniqlansin. Kulachokni va turtkichni aylanish o'qlari orasidagi masofa $L=120\text{mm}$ turtkichning uzunligi $l=90\text{mm}$, AS markazlar oralig'i chizig'ida turtkichni boshlang'ich og'ish burchagi $\varphi_0 = 30^\circ$ turtkichning iorishi $F=30^\circ$ turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xosilasini o'zgarish qonuni

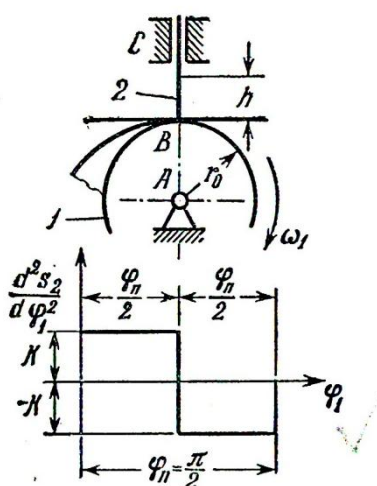
$$\frac{d^2S_2}{d\varphi_1} = \frac{d^2S_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$$

Faza burchagi $\varphi_{II} = 0,5\pi$.

34-masala. III ko'rinishdagi kulachokli mexanizm uchun ko'tarilish fazasi chegarasidagi mexanizmni turli xolatlarida kulachok profili qaboriq bo'lishini ta'minlaydigan kulachokni minimal radiusi r_0 aniqlansin. Turtkichning iorishi $h=30\text{mm}$; turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xosilasini o'zgarish qonuni grafikda berilgan

$$\frac{d^2S_2}{d\varphi_1} = \frac{d^2S_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$$

Kulachokli faza burchagi $\varphi_{II} = 0,5\pi$.



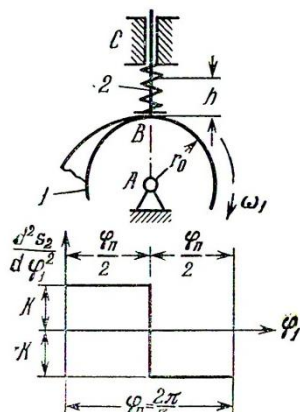
9.33-rasm. 33-masala

Ko'rsatma. Masalani Yechishda kulachokning egrilik radiusi profilining xamma nuqtalarida noldan kam bo'lmasligi kelib chiqishi zarur.

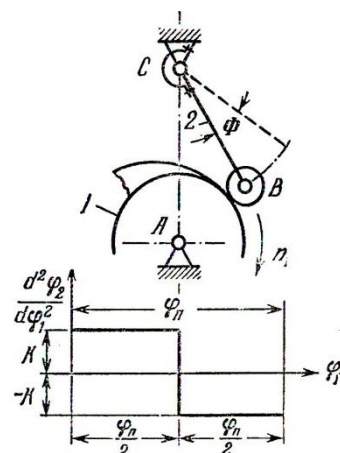
35-masala. 34-masala talablardan kelib chiqib, turtkichning $h=60\text{mm}$ bo'lgan kulachokning minimal radiusi r_0 aniqlansin.

36-masala. 35-masala vazifadan kelib chiqib, ko'tarilish faza burchagi $\varphi_{II} = 0,25\pi$ bo'lganda kulachokning r_0 radiusi aniqlansin.

37-masala. I turdagi kulachokli mexanizm uchun IV sinfli kinematik juftni taъminlovchi prujinasining bikirligi aniqlansin.



9.34-rasm. 34,35,36-masalalar



9.35-rasm. 37-masala

Turtkichning $h=20\text{mm}$, turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xosilasining o'zgarish qonuni grafikda berilgan.

$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish fazasi burchagi $\varphi_{II} = 120^\circ$ turtkich massasi $m_2 = 0,18\text{kg}$, kulochokning aylanish chastotasi $n_1 = 1000\text{ob} / \text{min}$.

38-masala. IV ko'rinisdagi kulachokli mexanizm uchun IV sinfli kinematik juftda tutushishni taъminlaydigan prujinaning bikirligi aniqlansin. Berilgan turtkichning $F=30^\circ$ turtkichning xolat funksiyasini ikkinchi xosilasini o'zgarish qonuni grafik tasvirda berilgan.

$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

Ko'tarilish fazasi burchagi $\varphi_{II} = 120^\circ$ turtkichning S nuqtaga nisbatan inersiya momenti $I=10^{-5}\text{kgm}^2$, kulachokni aylanish chastotasi $n_1 = 1000\text{ob} / \text{min}$

39-masala. Quyidagi parametrlarning o'rsatilagan qiymatlariga ko'ra bir qator

ilashmali planetar reduktor g'ildiraklarining tishlar soni belgilansin:

$$u_1 = 5,25, \quad k = 3, \quad m = 1MM$$

Yechish. 1) ichki g'ildirak tishlar sonni satilet soni $k=3$ ga qirrali ravishda tanlaymiz: $z_1=24$.

2) tashqi g'ildirak tishlar sonini aniqlash.

$$z_3 = z_1(u_{ni} - 1) = 24 \cdot (5,25 - 1) = 102$$

Tishlari ichkarida joylashgan g'ildirak uchun minimal tishlar soni $z_{\min} \geq 85$ shart qanoatlantiriladi: $102 > 85$;

3) satillit tishlar soni o'qlarning ustma –ust tushishi shartiga ko'ra aniqlaymiz

$$z_4 = z_1 + 2z_2 \text{ yoki } z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{102 - 24}{2} = 39 /$$

4) yig'ish shartini tekshiramiz:

$$\frac{24 \cdot 5,25}{3} (1 + P \cdot 3) = B$$

$$\frac{24 \cdot 5,25}{3} = B_0 = 42 \text{ butun son bo'lgani uchun } P_0 = 0 \text{ bo'ladi.}$$

1) Qo'shishchilik shartini tekshiramiz:

$$\sin \frac{180^\circ}{3} > \frac{39 + 2 \cdot 1}{24 + 39}; \quad 0,866 > 0,65$$

Demak tishlar sonini uzil – kesil quyidagicha qabul qilamiz:

$$z_1 = 24, \quad z_2 = 39, \quad z_3 = 102$$

Bunda xamma shartlar qanoatlantiriladi. CHunki:

$$z_1; z_2; z_3; B = z_1 \left| 1: \frac{u_{1H} - 2}{2} : (u_{1H} - 1) : \frac{u_{1H}}{K} (1 + pK) \right|$$

So'ngra yig'ish va qo'shishchilik yana bir marti tekshirladi.

40-masala. Quyidagi parametrlarning ko'rsatilgan qiymatlariga ko'ra bittadan tashqi va ichki ilashmali ikki qatorli planetar reduktor uchun g'ildiraklarning tishlar soni belgilansin $u_{1H} = 13, k = 3$.

Yechish. Uzatish nisbatini aniqlash formulasi (8.4) dan $\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ ifoda qiymatini aniqlaymiz.

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 13 - 1 = 12$$

O'paytiruvchilarga ajratamiz: $\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{4 \cdot 3}{1 \cdot 1} = \frac{3 \cdot 4}{1 \cdot 1} = \frac{B \cdot D}{A \cdot C} = \frac{B(D-C)}{A(D-C)} \cdot \frac{D \cdot (A+B)}{C \cdot (A+B)}$

Masala echimining 2 xil variantini hosil qiladi.

Ivariant:

$$\begin{array}{l|l} z_1 = 1 \cdot (3-1) = 2 & z_1 = 18 \\ z_2 = 4 \cdot (3-1) = 8 & z_2 = 72 \\ z_3 = 1 \cdot (1+4) = 5 & z_3 = 45 \\ z_4 = 3(1+4) = 15 & z_4 = 135 \end{array} \quad \times 9$$

$$\begin{array}{l|l} z_1 = 1 \cdot (4-1) = 3 & z_1 = 18 \\ z_2 = 3 \cdot (4-1) = 9 & z_2 = 54 \\ z_3 = 1 \cdot (1+3) = 4 & z_3 = 24 \\ z_4 = 4(1+3) = 16 & z_4 = 96 \end{array} \quad \times 9$$

II variantdagi tishlar soni mexanizmning ixchamroq bo'lishini ta'minlaydi.

Yig'ish shartiga ko'ra tekshiramiz:

$$\frac{z_1 \cdot u_{1H}}{k} (1 + p \cdot k) = \frac{18 \cdot 13}{3} (1 + 3 \cdot P) = 78 \quad P = 0.$$

Qo'shishchilik shartiga ko'ra tekshirish

$$\sin \frac{180^\circ}{k} \geq \frac{l_2 + 2 \cdot h_a}{z_1 + z_2}; \quad \sin \frac{180^\circ}{k} \geq \frac{54 + 2 \cdot 1}{18 + 54} = \frac{56}{72} = 0,78$$

$$0,866 \geq 0,78$$

Demak mexanizmدا 3 ta satilet erkin joylashdi va g'ildiraklarning tishlari soni quyidagicha uzil – kesil tanlab olinadi:

$$z_1 = 18, \quad z_2 = 54, \quad z_3 = 24, \quad z_4 = 96$$

41-masala. Quyidagi parametrlarning ko'rsatilgan qiymatlariga ko'ra ikkita tashqi ilashmali ikki qatorli planetar reduktor uchun g'ildiraklarning tishlari soni belgilansin: $u_{1H} = 35$. $k = 3$.

Yechish. u_{1H} ni aniqlaymiz:

$$u_{1H} = \frac{1}{U_{H1}} = \frac{1}{35}$$

$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ ifoda qiymatining formula (6.6) ga ko'ra hisoblaymiz:

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 - u_{1H} = 1 - \frac{1}{36} = \frac{34}{35}$$

Ularini turli variantlarda ko'paytiruvchilariga ajratib ko'ramiz.

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{34}{35} = \frac{2 \cdot 17}{5 \cdot 7} = \frac{2 \cdot 17}{7 \cdot 5} = \frac{B \cdot D}{A \cdot C} = \frac{B(D+C)}{A(D+C)} \cdot \frac{D(A+B)}{C(A+B)}$$

Formulaga ko'ra tishlar sonining ikki xil ombinasiyadagi qiymatlarini hosil qilamiz

1-variant

$$\begin{array}{l|l} z_1 = 5 \cdot (17 + 7) & z_1 = 120 \\ z_2 = 2 \cdot (17 + 7) & z_2 = 48 \\ z_3 = 7 \cdot (5 + 2) & z_3 = 49 \\ z_4 = 17(5 + 2) & z_4 = 119 \end{array} \quad \times 1$$

$$\begin{array}{l|l} z_1 = 7 \cdot (17 + 5) & z_1 = 154 \\ z_2 = 2 \cdot (17 + 5) & z_2 = 44 \\ z_3 = 5 \cdot (2 + 7) & z_3 = 45 \\ z_4 = 17(2 + 7) & z_4 = 153 \end{array} \quad \times 1$$

1-variant mexanizmning ixcham bo'lishini ta'minlanganligi sababli ana shu variantni qabul qilamiz. Uzatish nisbati $u_{1H} = \frac{1}{35}$ kasr qiymat bo'lganligi uchun yig'ish shart quyidagi tenglamadan aniqlanadi:

$$B = \frac{z_1 \cdot u_{1H}}{k} \cdot (1 + p \cdot k) = \frac{120 \cdot 1}{3 \cdot 35} (2 + h \cdot 3)$$

$P_1 - 2$ bo'lganda V butun son bo'lib, yig'ish sharti bajariladi.

$$\sin \frac{180^\circ}{3} \geq \frac{z_3 + h_a}{z_1 + z_2} = \frac{49 + 2}{120 + 48} = 0,3036 \quad \sin \frac{180^\circ}{3} = 0,8660 \geq 0,3036$$

Demak uchta satilet mexanizmida erkin o'rnatiladi.

Masala. O'qlararo masofa ixtiyoriy tanlanadigan to'g'ri tishli tashqi ilashmali uzatma quyidagi berilganlarga ko'ra hisoblansin.

a) Qirquvchi reykasimon asbob parametrlari $m = 8_{MM} \alpha 20^0$ $h_a = 1$ $C = 0,25$

b) G'ildiraklarning tishlari soni $z_1 = 9$, $z_2 = 26$

Yechish.

1) G'ildiraklar uchun siljish koeffisientning minimal qiymatlari (9.7)

$$\chi_{1\min} = \frac{17-9}{17} = 0,4701.$$

$$\chi_{2\min} = \frac{17-26}{17} = -0,530$$

2) ISO tavsiyanomasi bo'yicha siljish koeffisientlarini hisoblaymiz.

$z_1 \leq 30$, $z_2 \leq 60$ bo'lganligi sababli

$$\chi_1 = 0,03 \cdot (30 - 9) = 0,63$$

$$\chi_2 = 0,03 \cdot (30 - 26) = 0,12$$

$$\chi_3 = 0,63 + 0,12 = 0,75$$

3) Ilashish burchagi α_ω formula (9.12)ga ko'ra aniqlanadi:

$z_\Sigma - z_1 + z_2 = 9 + 26 = 35$ ekanligini etiborga olsak:

$\text{inv } \alpha_\omega = 0,0149 + \frac{2 \cdot 0,75 \cdot 0,364}{35} = 0,030503$, 1 – ilovaga ko'ra: $\alpha_\omega = 25^008'$ 2-ilova ko'ra

$\cos 25^008' = 0,90532$

4) Bo'luvchi aylanalar radiusilari (9.4)

$$r_1 = \frac{8 \cdot 9}{2} = 36_{MM}. \quad r_2 = \frac{8 \cdot 26}{2} = 104_{MM}$$

5) Asosiy aylanalar radiuslari (9.14)

$$r_1 = 36 \cdot 0,9397 = 33,8_{MM} \quad r_{G_2} = 104 \cdot 0,9397 = 97,54_{MM} \$$$

6) Boshlang'ich aylanalar radiuslari: (9,15)

$$r_{\omega_1} = \frac{8 \cdot 9}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,9053} = 37,367_{MM} \quad r_{\omega_2} = \frac{8 \cdot 26}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,9053} = 107,948_{MM}$$

7) O'qlar orasidagi masofa (9.6)

$$a_\omega = \frac{8(9+26)}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,9053} = 145,32_{MM}$$

8) Tish botg'i aylanalari radiusi (9.16)

$$r = 8\left(\frac{9}{2} + 0,63 - 1 - 0,25\right) = 31,04 \text{ мм}$$

$$r = 8\left(\frac{26}{2} - 0,12 - 1 - 0,25\right) = 94,96 \text{ мм}$$

9) Tish cho'qqisi aylanalar radiuslari (9.17)

$$r_{a1} = 145,32 - 94,96 - 0,25 \cdot 8 = 48,355 \text{ мм}$$

$$r_{a2} = 145,32 - 31,04 - 0,25 \cdot 8 = 112,275 \text{ мм}$$

10) tish balandligi (9.18)

$$h_1 = 48,355 - 31,04 = 17,315 \text{ мм}$$

$$h_2 = 112,275 - 94,96 = 17,315 \text{ мм}$$

11) bo'luvchi aylanalar bo'yicha tish qalinliklari

$$S_1 = \frac{8 \cdot 3,14}{2} + 2 \cdot 8 \cdot 0,63 \cdot 0,364 = 16,24$$

$$S_2 = \frac{8 \cdot 3,14}{2} + 2 \cdot 8 \cdot 0,12 \cdot 0,364 = 13,25 \text{ мм}$$

12) asosiy aylana bo'yicha ilashish yoyi, uzunligi (9.19)

$$q\alpha = \sqrt{48,355^2 - 33,8^2} + \sqrt{112,275^2 - 97,54^2} - 145,32 \cdot 0,4247 = 28,1 \text{ мм}$$

13) Qoplanish koeffisienti (9.21)

$$\varepsilon = \frac{28,1}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,9397} = 1,19$$

Aniqlangan qiymat ruxsat etilgandan qattadir, ya'ni: $1,19 > 1,1$

Tishni o'tkirlashuvini tekshiramiz

Tishcho'qisi aylanasini bo'yicha tish qalinligi quyidagi formulaga ko'ra aniqlanadi:

$$S_{ra} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_a} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot \chi \cdot \text{tg} \alpha - z(\text{inv} \alpha_a - \text{inv} \alpha) \right]$$

Hisoblashdan avvalroq quyidagilarni aniqlab olamiz:

$$\text{a) } \cos \alpha_{a1} = \frac{r_{a1}}{r_1} = \frac{33,8}{48,351} = 0,70313$$

$$\alpha_{a1} = 45^\circ 19'$$

Masala. O'qlararo masofa ixtiyoriy tanlanadigan to'g'ri tishli tashqi ilashmali uzatma quyidagi berilganlarga ko'ra hisoblansin.

A) Qirquvchi reykasimon asbob parametrlari:

$$m = 5\text{mm} \quad \alpha = 20^\circ \quad h_a = 1 \quad C = 0,25$$

b) G'ildiraklarning tishlari soni $z_1 = 12$; $z_2 = 34$. Uzatma ochiq sharoitda ishlaydi, tish rozasi mustahkamlanadi.

Yechish. 1) T.V. va I.A. Boltoeskiylar hamda V.E.Smirnovlarning "Blokiruyoshie konturi" kitobidan $z_1 = 12$; $z_2 = 34$ uchun qamrash konturini tanlaymiz. Yetaklovchi z_1 ekanligini nazarda tutib, a va $\varepsilon = 1,2$ chiziqlarning o'zaro kesishish nuqtasining koordinatalarini siljish koeffisientlari χ_1 va χ_2 qilib olamiz

$$\begin{aligned} \chi_1 &= 0,74; \quad \chi_2 = 0,24 \\ \chi_\Sigma &= \chi_1 + \chi_2 = 0,74 + 0,24 = 0,98 \end{aligned}$$

2) ilashish burchagi α_ω aniqlanadi.

$$\text{inv}\alpha_\omega = \text{inv}\alpha + \frac{2\chi_\Sigma \cdot \text{tg}\alpha}{z_\Sigma} = 0,014904 + \frac{2 \cdot 0,98 \cdot 0,364}{46} = 0,030412$$

Invalkota jadvaliga ko'ra (1-ilova)

$$\alpha_\omega = 25^\circ 07'$$

3) bo'luvchi aylanalar radiusi

$$r_1 = \frac{5,12}{2} = 30\text{mm} \quad r_2 = \frac{5,34}{2} = 85\text{mm}$$

4) Asosiy aylanalar radiusi

$$r_{\omega 1} = 30 \cdot 0,9397 = 28,191\text{mm} \quad r_{\omega 2} = 85 \cdot 0,9397 = 79,8745\text{mm}$$

5) Boshlang'ich aylanalar radiuslari

$$\begin{aligned} \cos \alpha_\omega &= \cos 25^\circ 07' = 0,9055 \\ r_{\omega 1} &= \frac{5,12}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,9055} = 31,134\text{mm} \quad r_{\omega 2} = \frac{5,34}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,9055} = 88,213\text{mm} \end{aligned}$$

6) O'qlararo masofa

$$a_\omega = 31,134 + 88,213 = 119,347\text{mm}$$

7) tish botig'i aylanalari radiuslari

$$\begin{aligned} r_{f_1} &= 5\left(\frac{12}{2} - 0,74 - 1 - 0,25\right) = 27,45\text{mm} \\ r_{f_2} &= 5\left(\frac{34}{2} + 0,24 - 1 - 0,25\right) = 79,95\text{mm} \end{aligned}$$

8) tish cho'qqisi aylanalari radiuslari

$$r_{a_1} = 119,347 - 79,95 - 0,25 \cdot 5 = 38,147 \text{ мм}$$

$$r_{a_2} = 119,347 - 27,45 - 0,25 \cdot 5 = 90,647 \text{ мм}$$

9) tish balandligi

$$h_1 = 38,147 - 27,45 = 10,697 \text{ мм}$$

$$h_1 = 90,647 - 79,95 = 10,697 \text{ мм}$$

10) bo'luvchi aylana bo'yicha tish qalinliklari

$$s_1 = \frac{3,14 \cdot 5}{2} - 2 \cdot 5 \cdot 0,74 \cdot 0,364 = 10,544 \text{ мм}$$

$$s_2 = \frac{3,14 \cdot 5}{2} - 2 \cdot 5 \cdot 0,24 \cdot 0,364 = 8,724 \text{ мм}$$

11) asosiy aylana bo'yicha ilashish yoy uzunligi

$$\sin 25^{\circ}07' = 0,4245,$$

$$q_\alpha = \sqrt{38,147^2 - 28,191^2} + \sqrt{90,647^2 - 79,875^2} - 119,347 \cdot 0,4245 = 17,88 \text{ мм}$$

12) Qrplanish koeffisienti

$$\varepsilon = \frac{17,88}{3,14 \cdot 5 \cdot 0,94} = 1,212$$

12) Reyka yasovchi konturi yaizig'i bo'yicha tish qalinligi

$$s = \frac{3,14 \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ мм}$$

14) Bo'luvchi aylana bo'yicha tish qadami

$$p = 3,14 \cdot 5 = 15,7 \text{ мм}$$

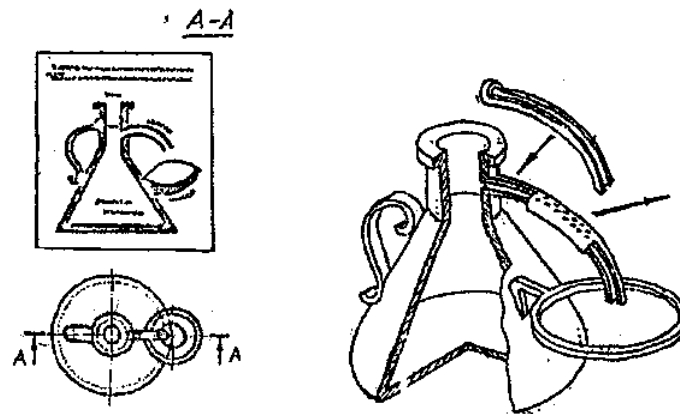
15) Tish bo'yining egril radiusi

$$p_1 = \frac{0,25 \cdot 5}{1 - 0,3402} = 1,899 \text{ мм}$$

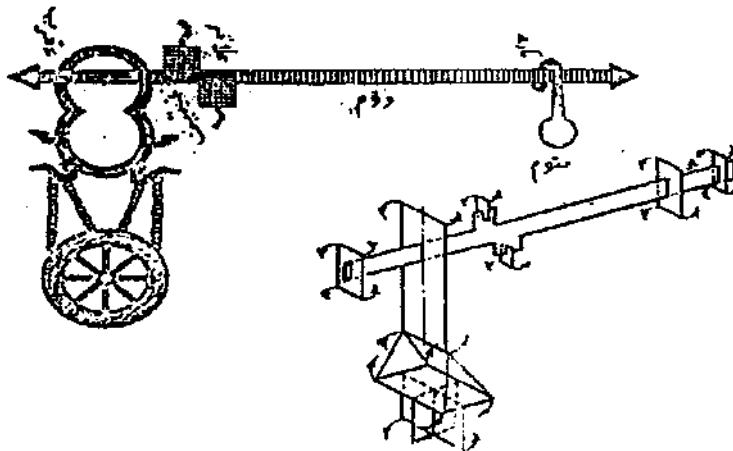
10-BOB. ILOVALAR

10.1. ILOVA-1.

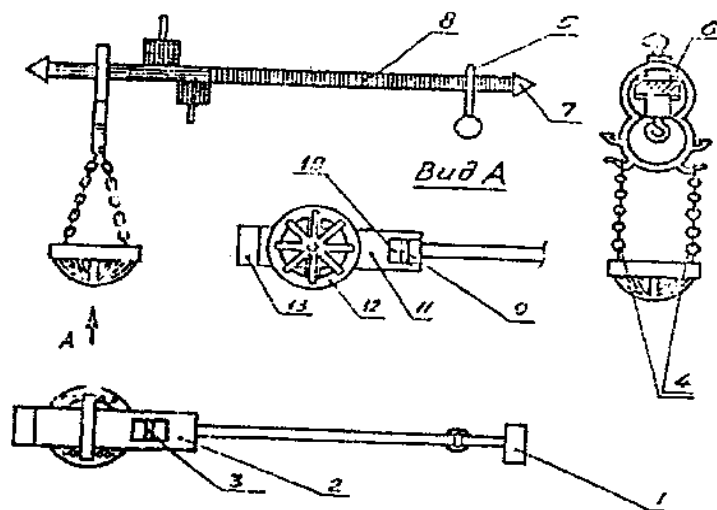
QADIMIY MEXANIZMLARNING SXEMALARI



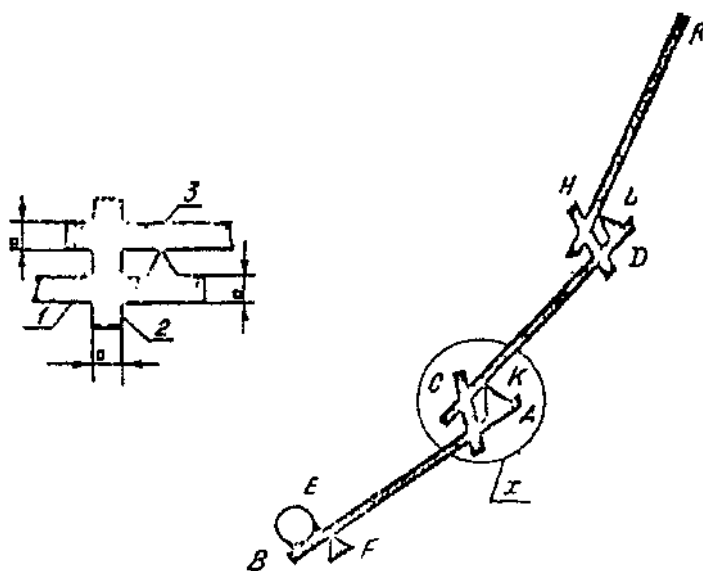
1.i.-rasm. Al-Beruniy yaratgan moddaning solishtirma og'irligini o'lchash uskunasi.



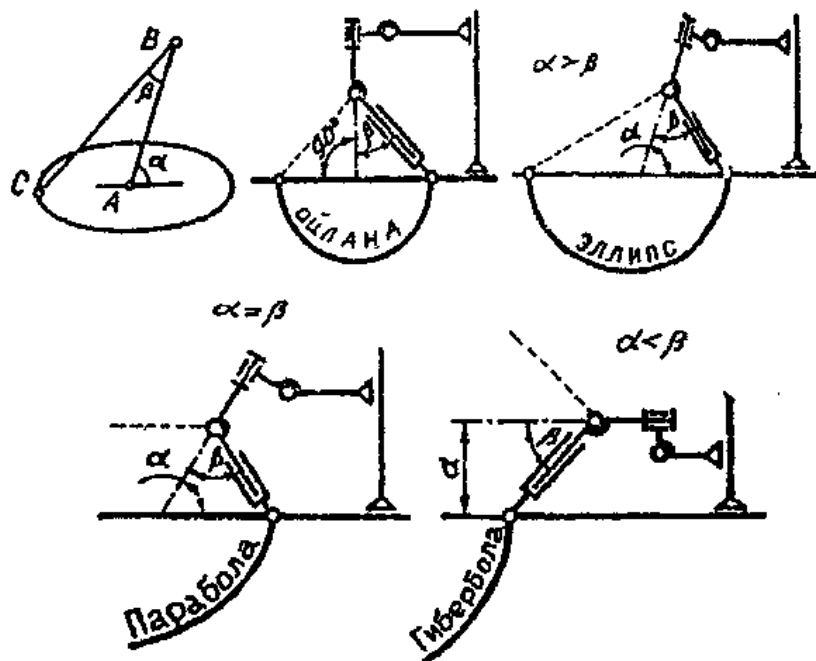
2.i.-rasm. Ibn Sinoning «Aql mezoni» kitobidagi tarozi mexanizmi.



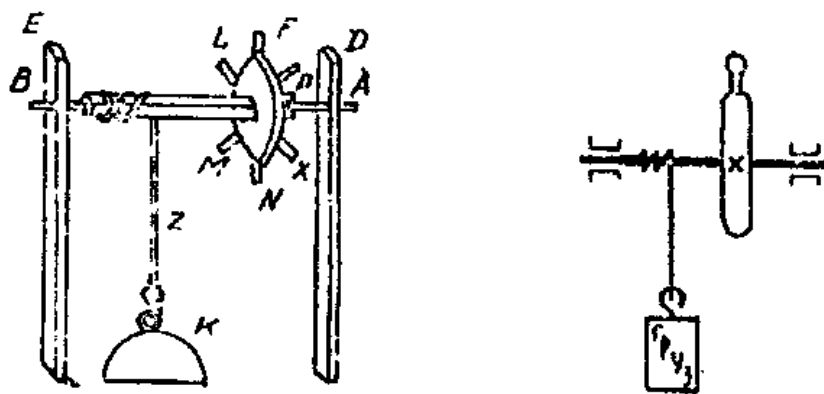
3.i.-rasm. IX asr, osma tarozi mexanizmi.



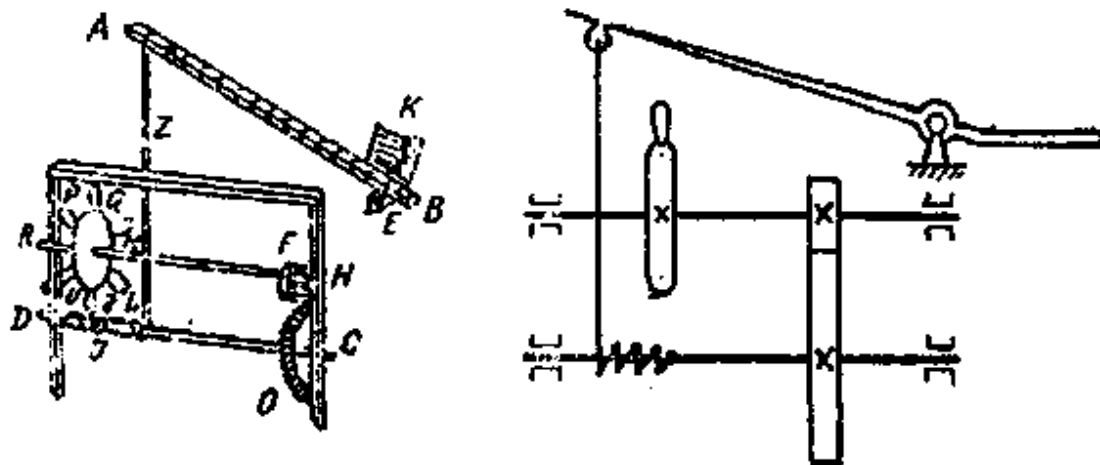
4.i.-ishkl. Ibn Sinoning «Aql mezoni» asaridagi richagli mexanizmning bogʻlanish elementlari konstruksiyasi.



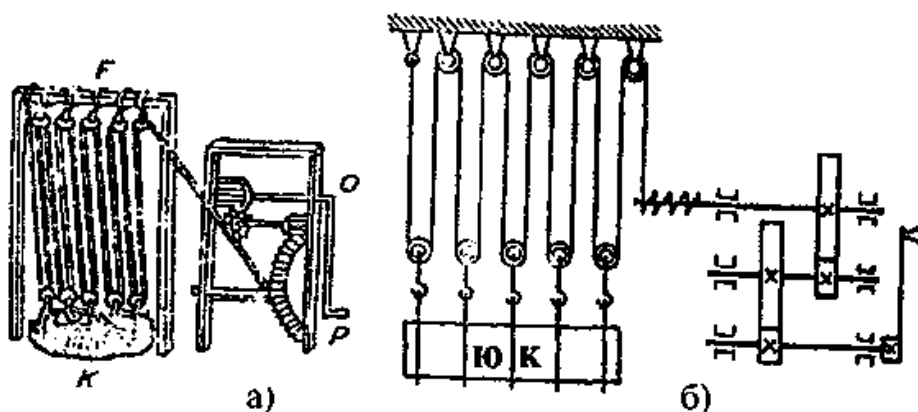
5.i.-rasm. As-Sidjizining (X asr) «Pergari mukammal» asaridan konikograf (konuslar kesimini chizish mexanizmi).



6.i.-rasm. Darbozani ochish-yopish mexanizmi (XI asr).



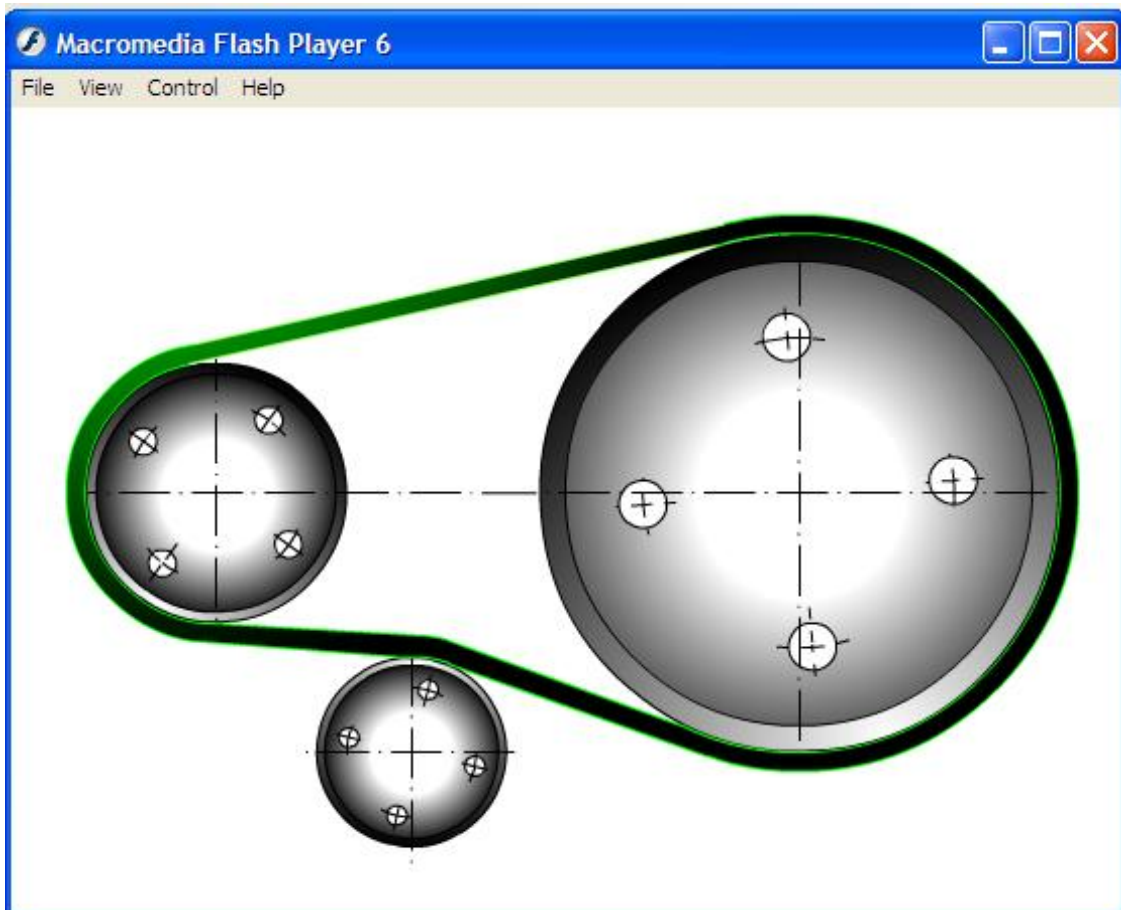
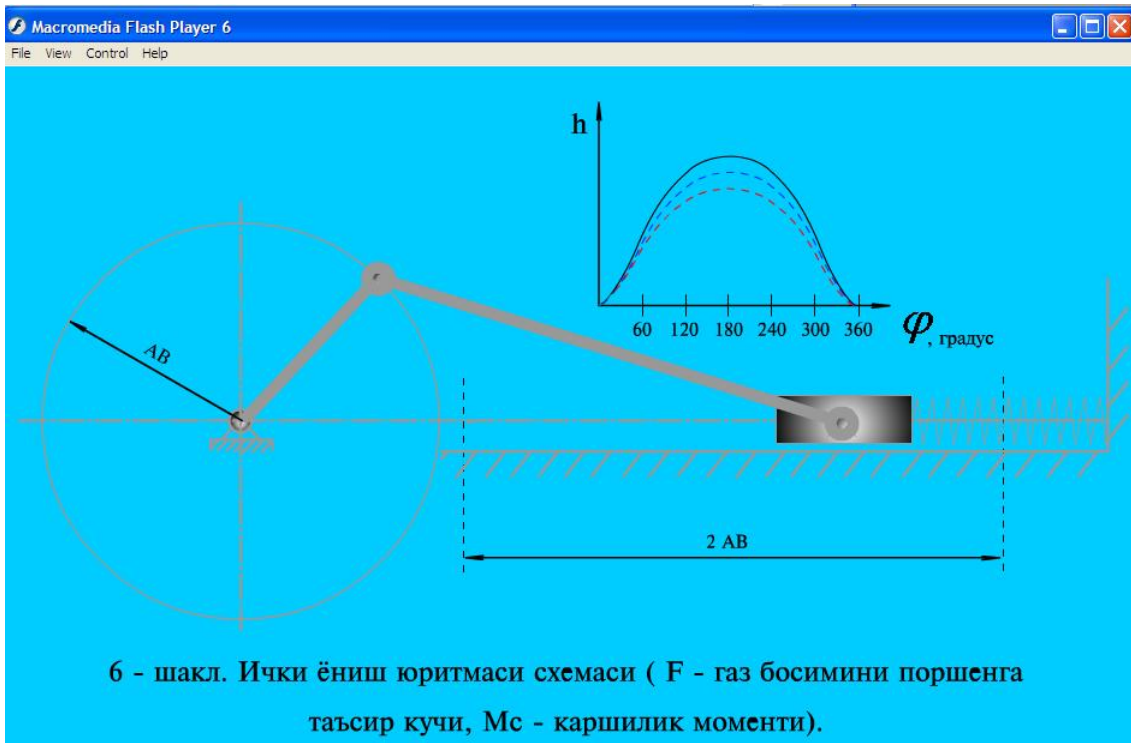
7.i.-rasm. Ibn Sinoning «Aql mezoni» asaridagi og‘ir eshik va darbozalarni ochish-yopish mexanizmi.

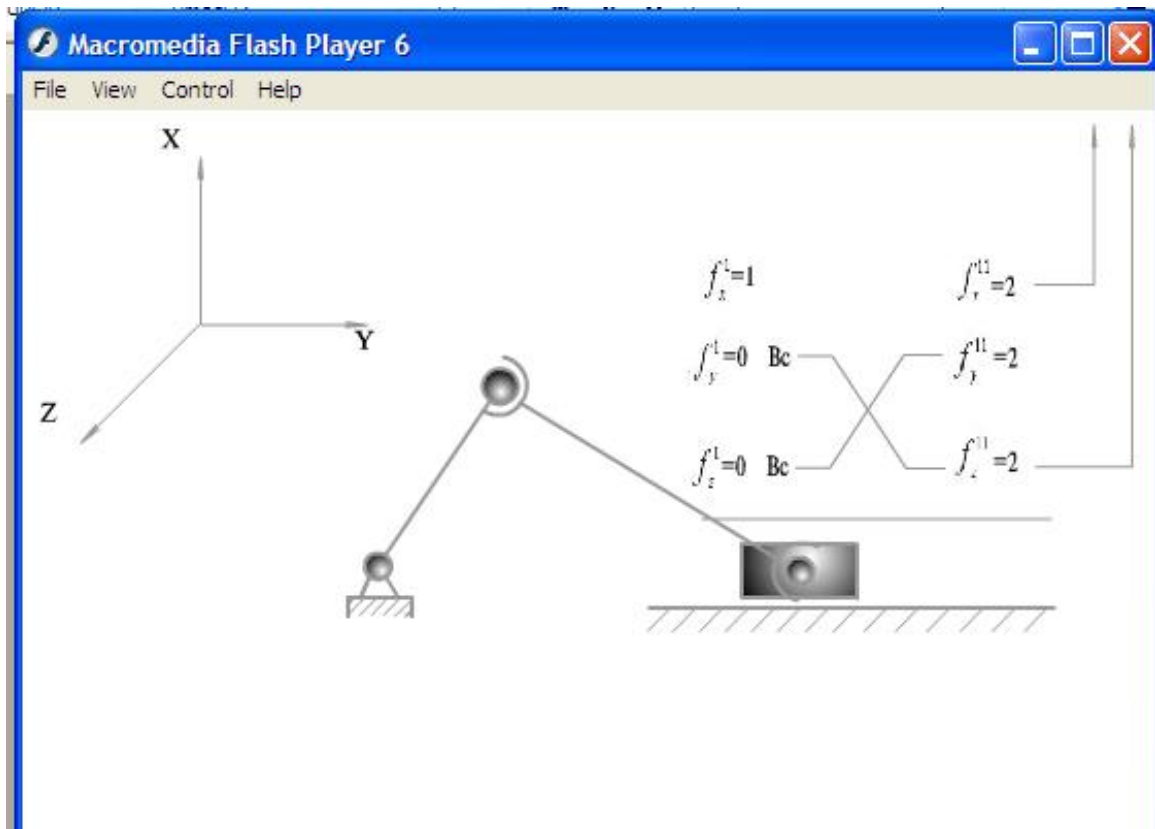
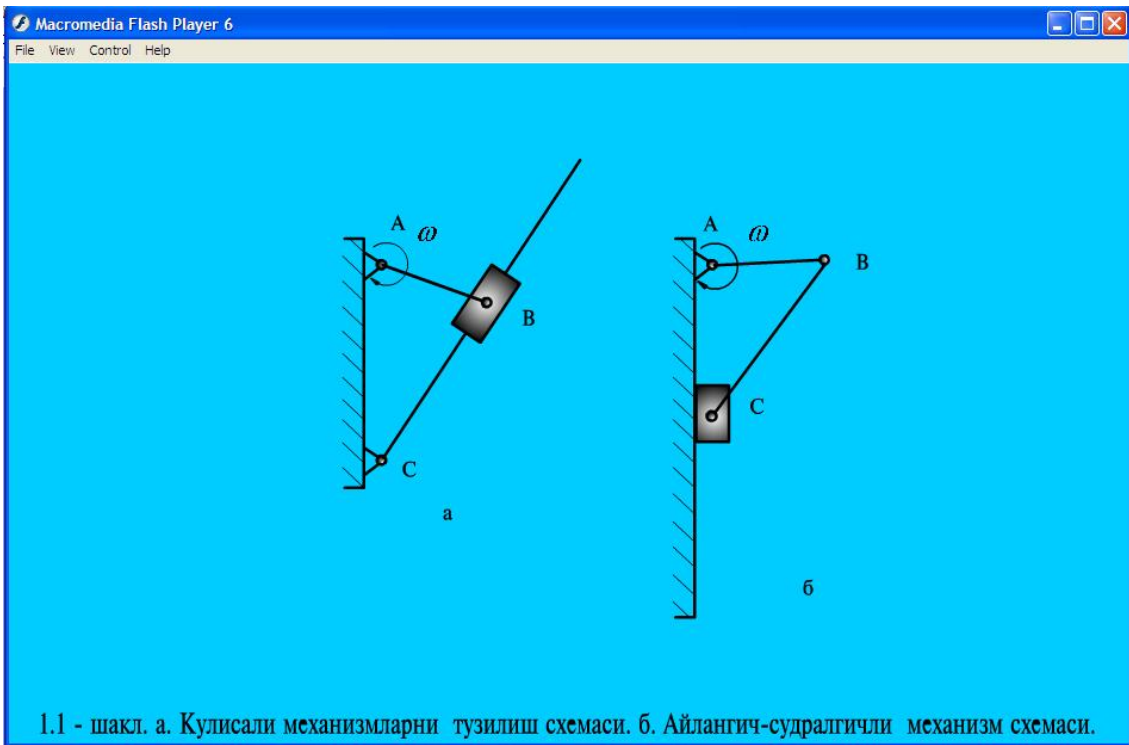


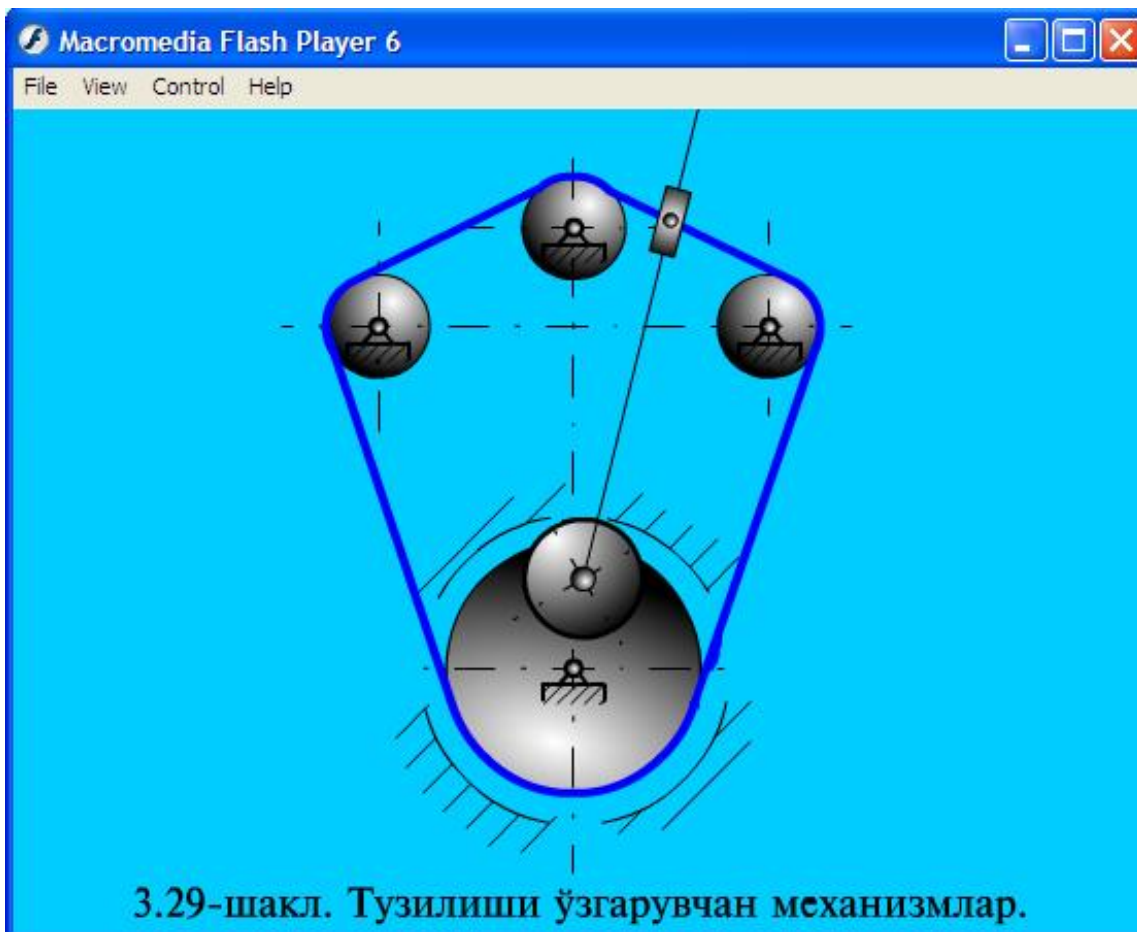
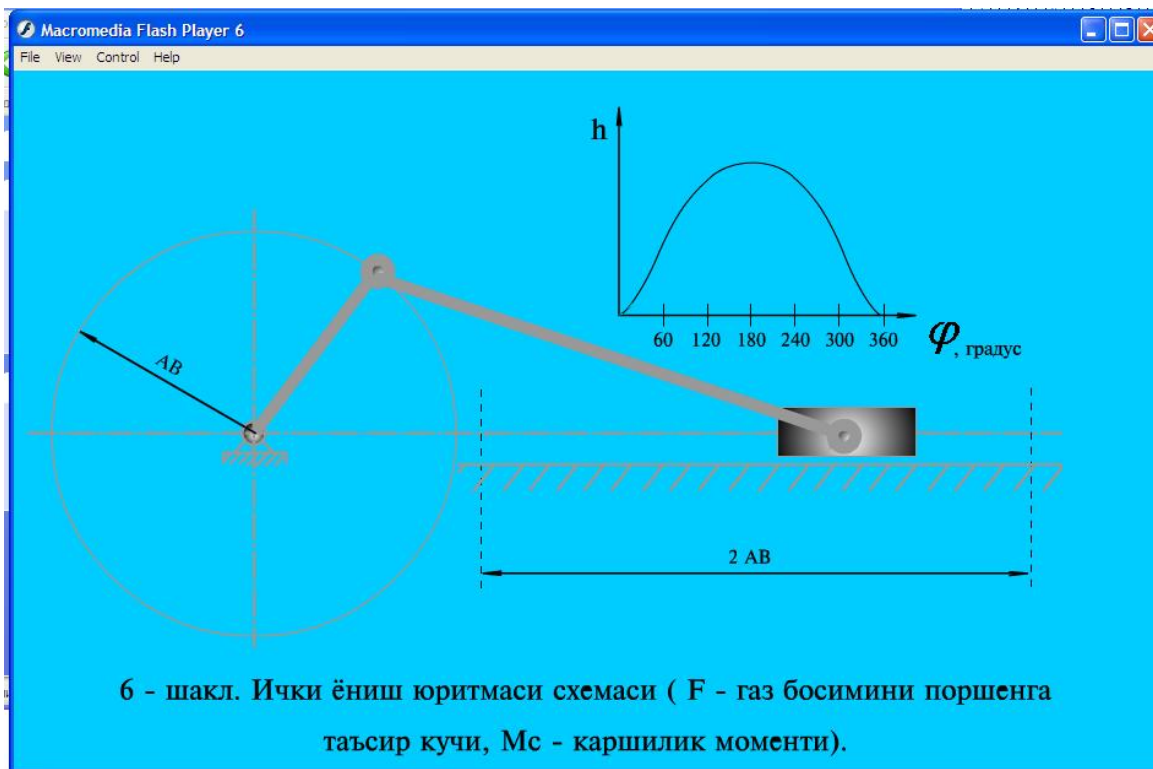
8.i.-rasm. Darbozalarni ochish-yopish mexanizmi (X asr),
a – aksonometrik ko‘rinishi; b – hozirgi zamon usulidagi sxemasi.

10.2. ILOVA-2.

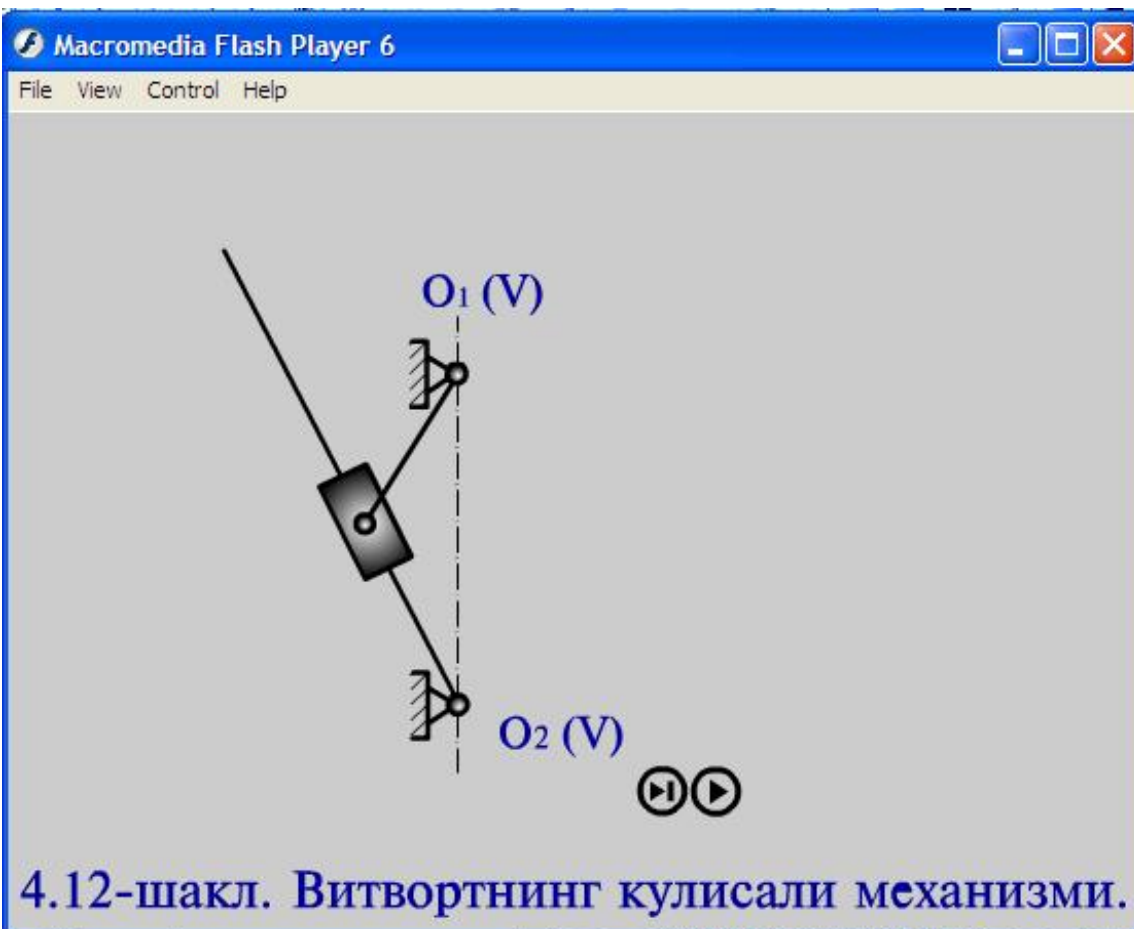
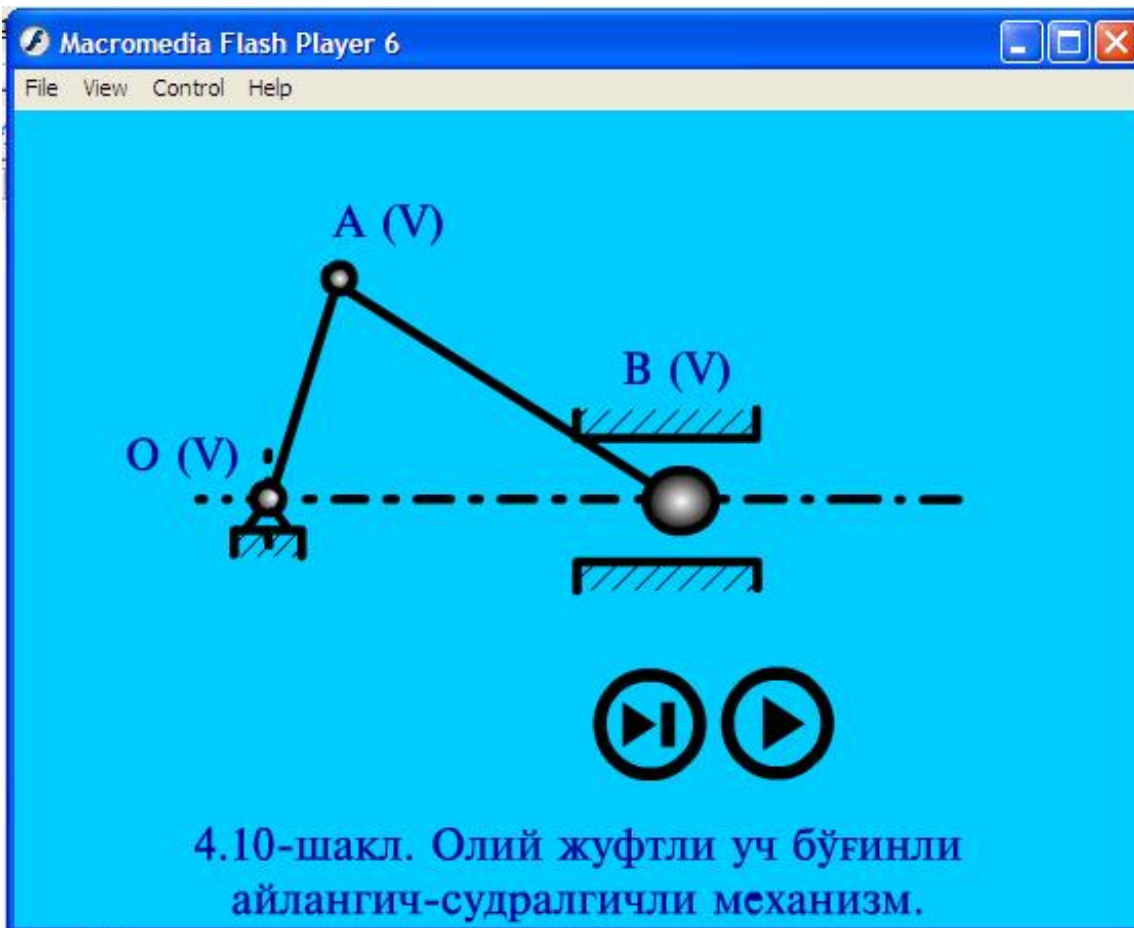
DARSLIK MAZMUNIGA KIRGAN ASOSIY MEXANIZMLARNING ANIMATSION MODELLARI

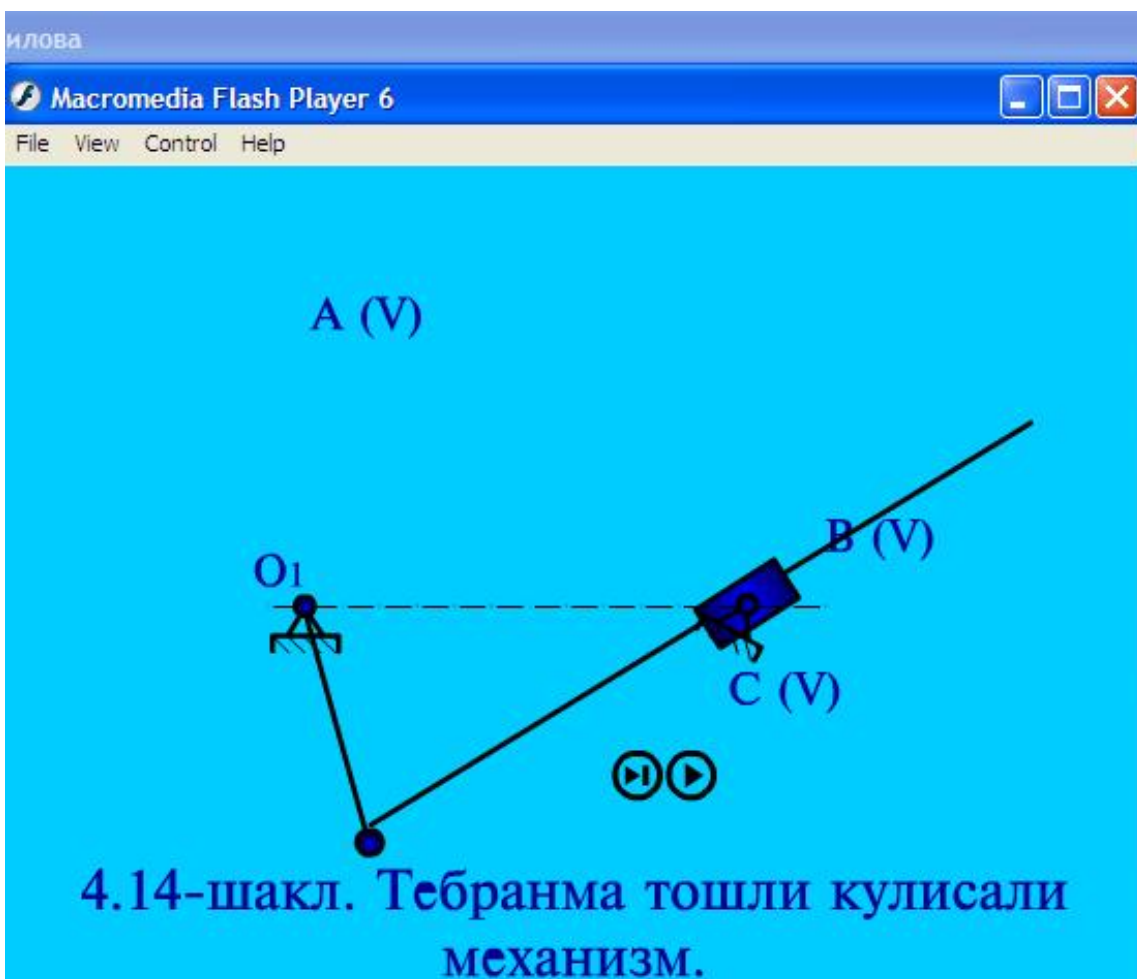
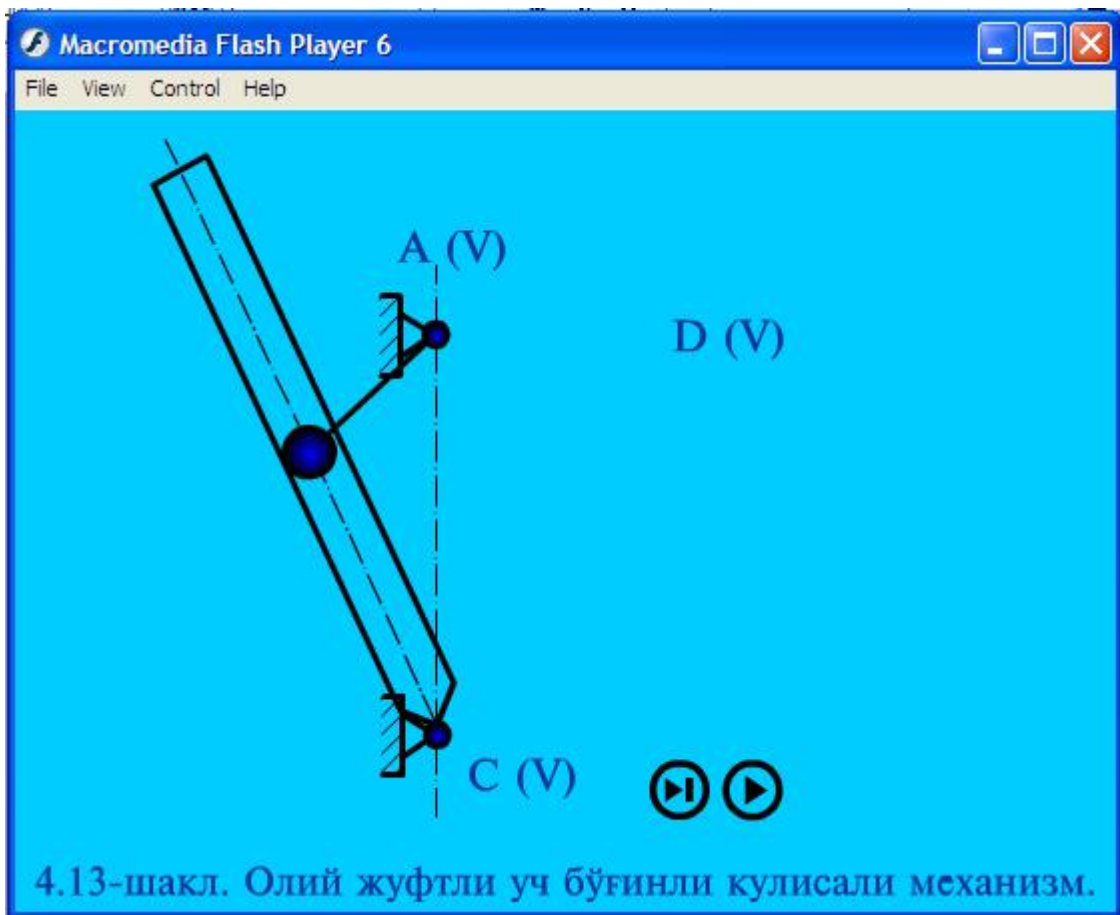


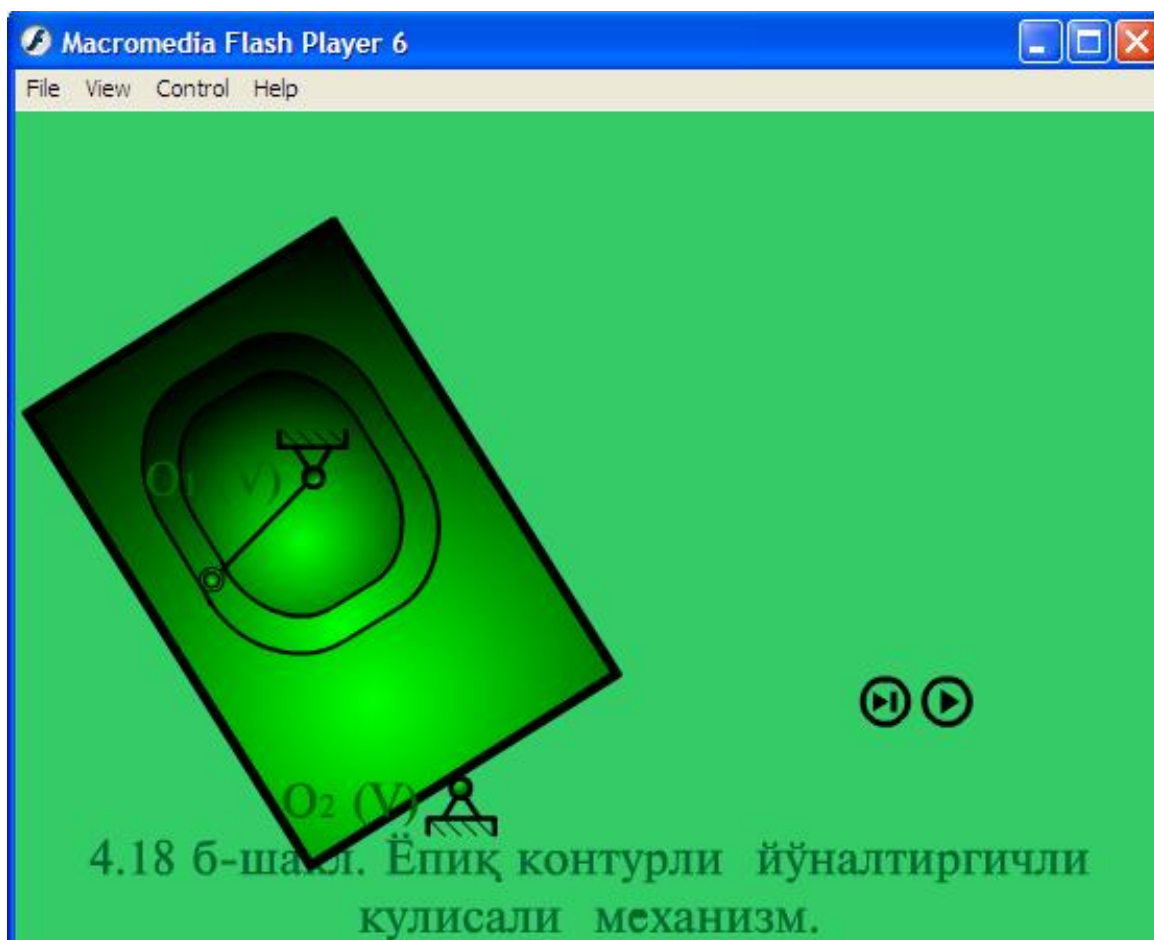
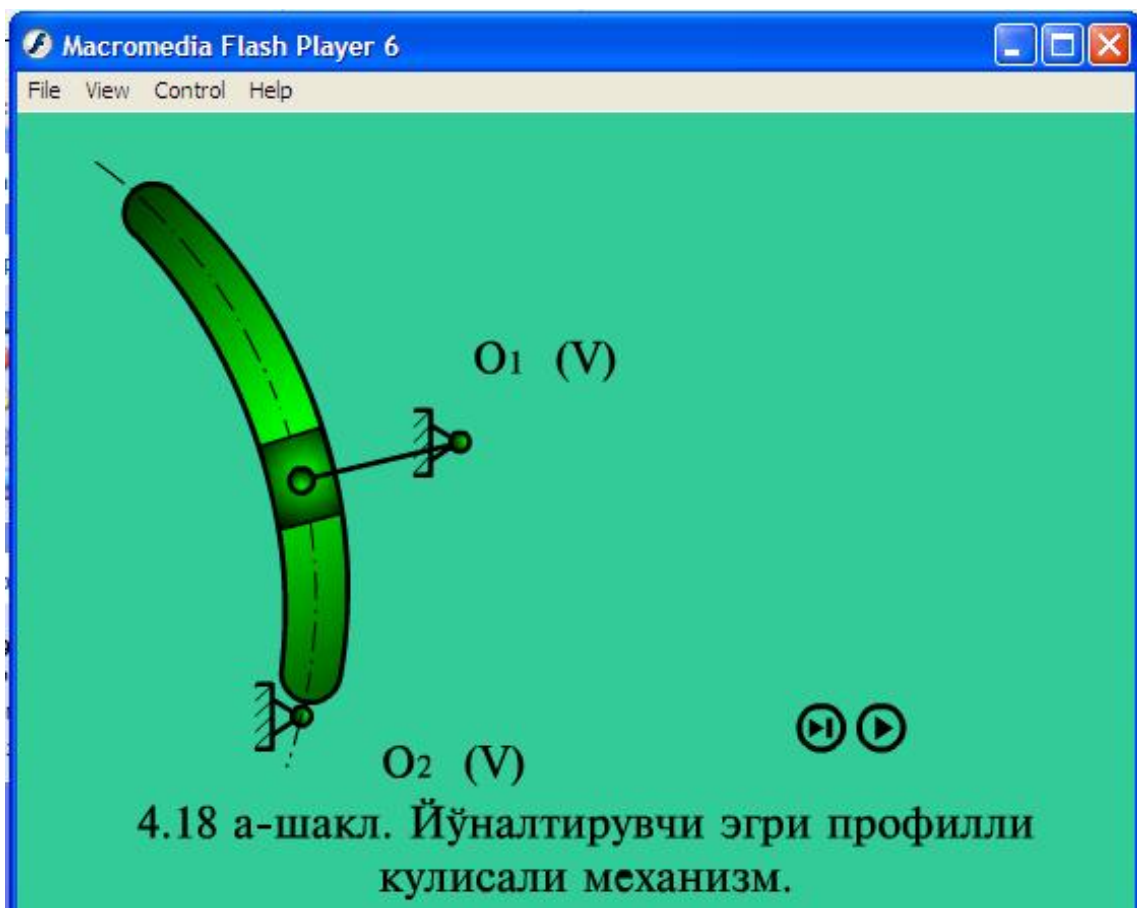


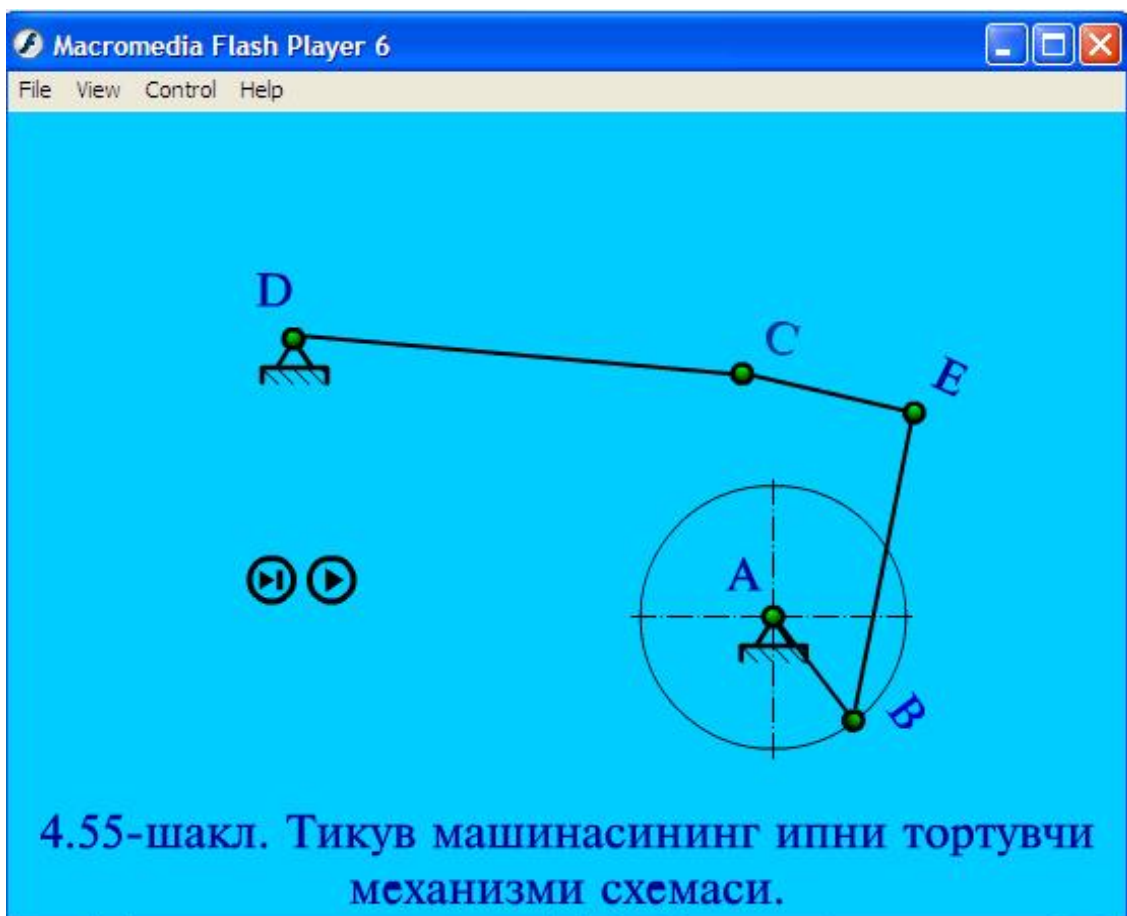
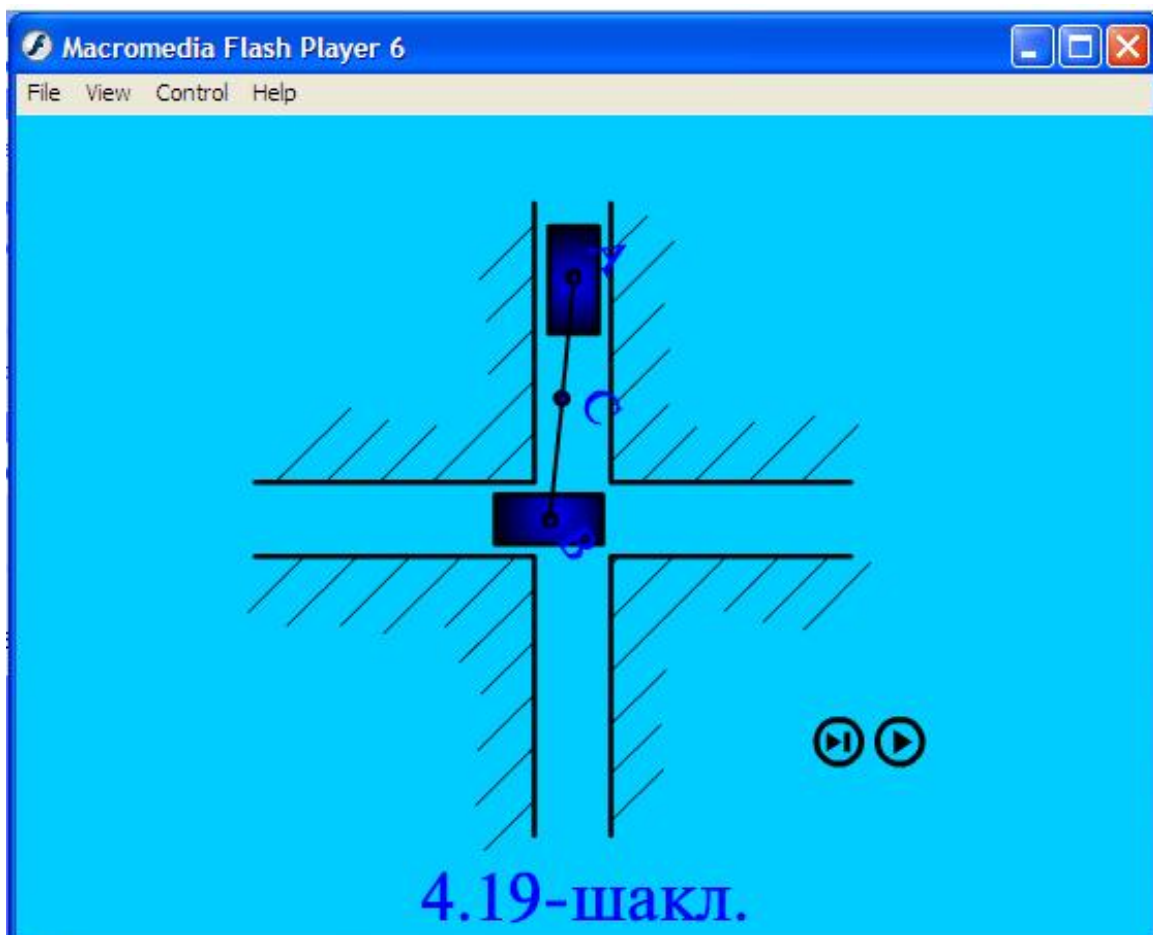


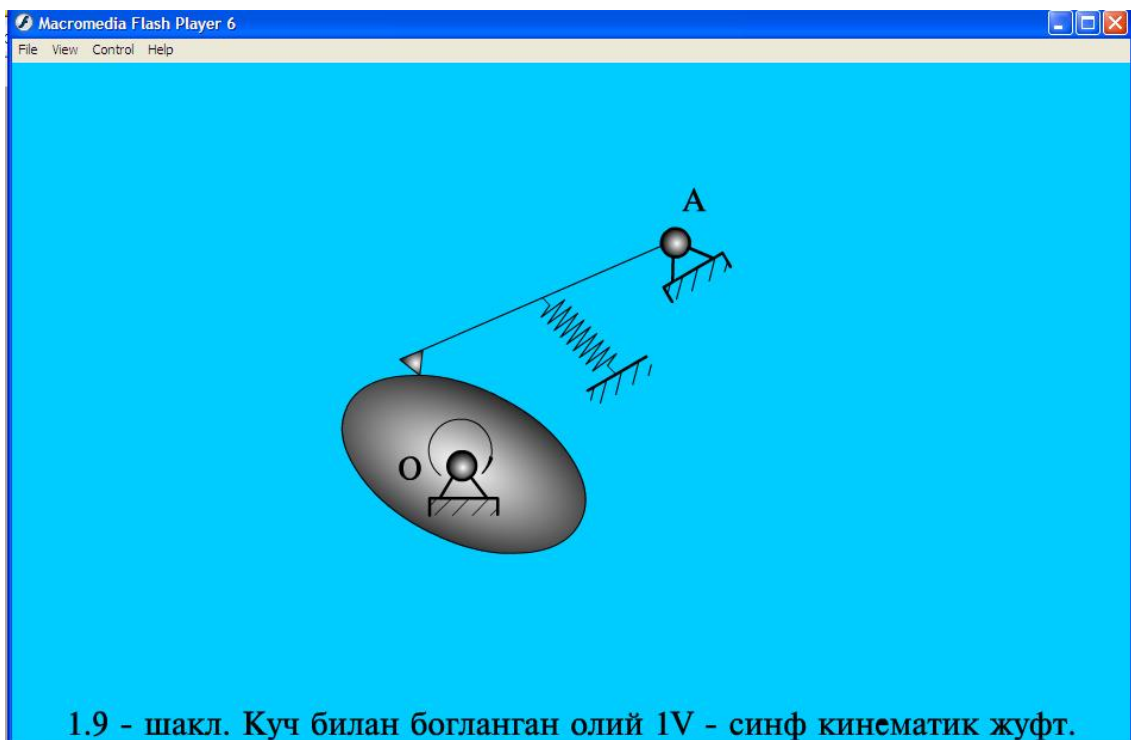
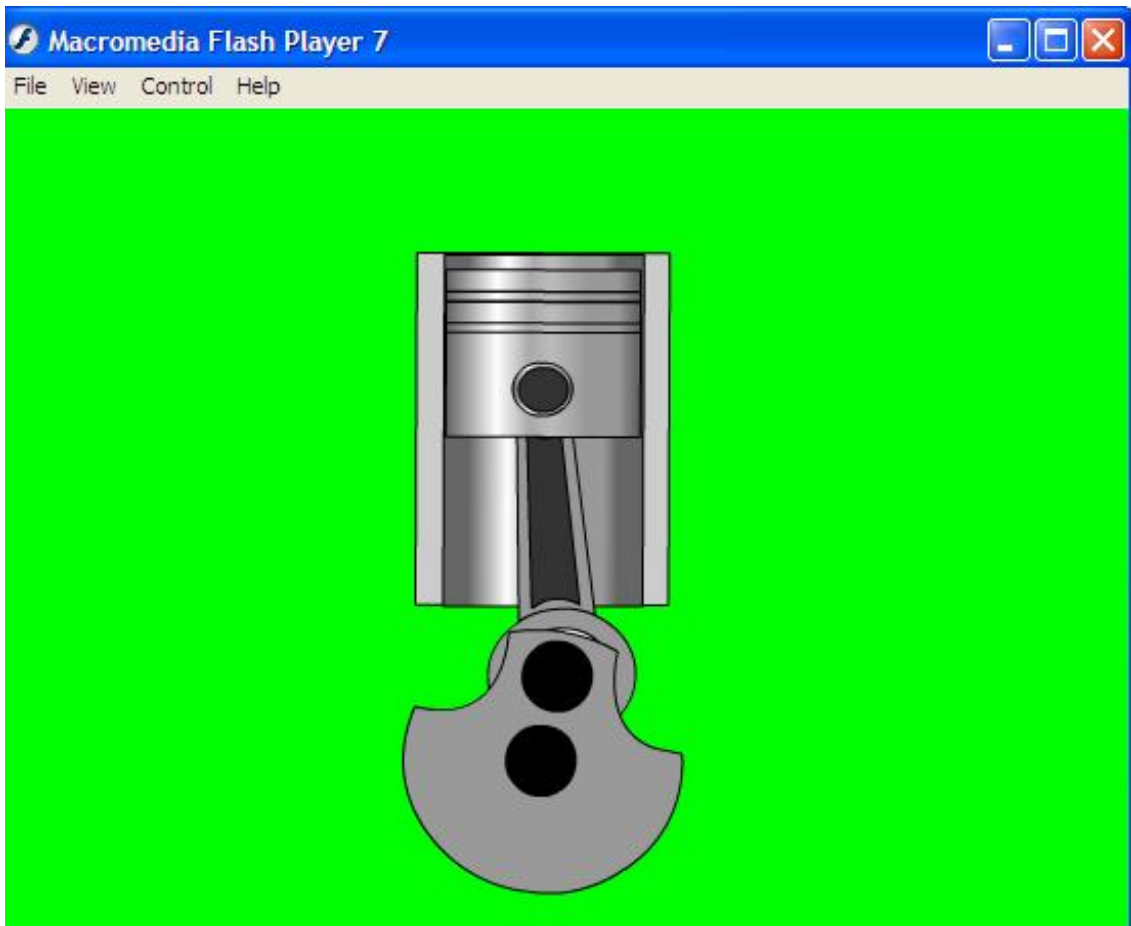


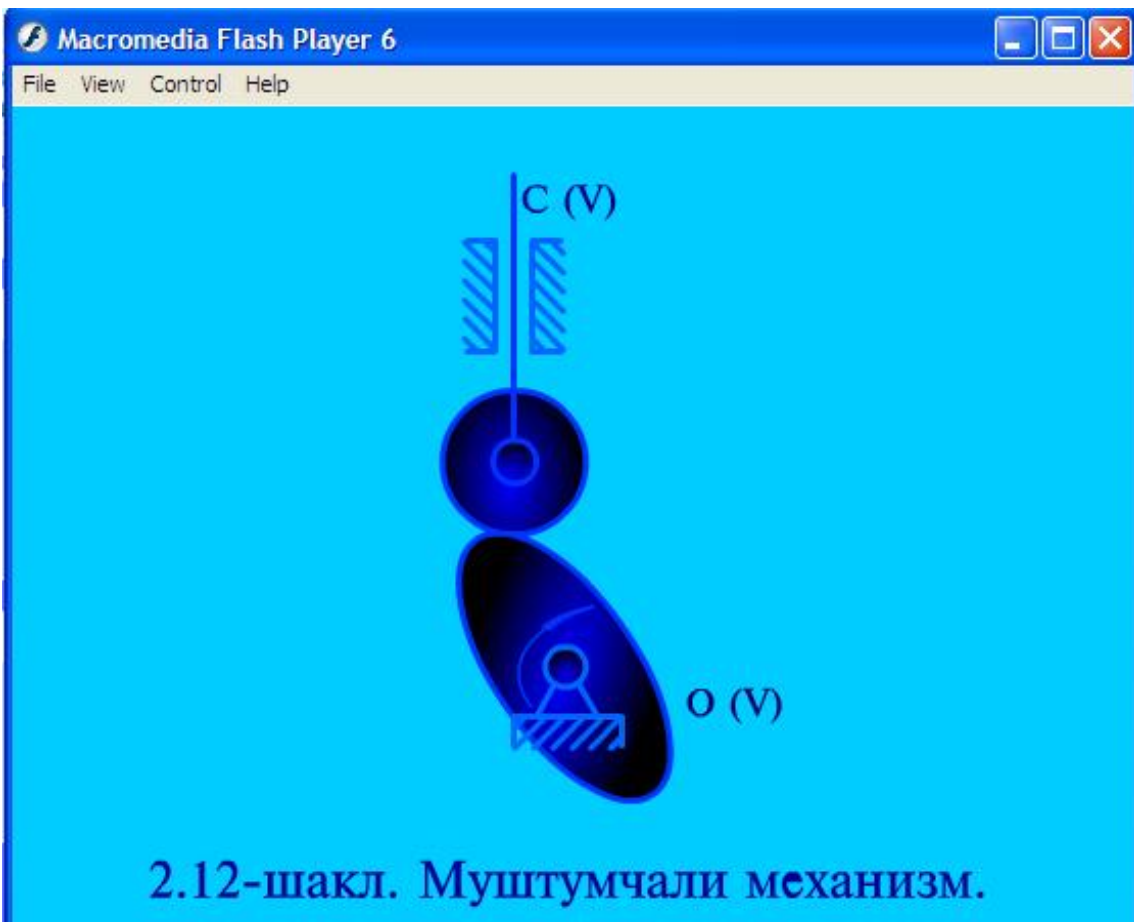
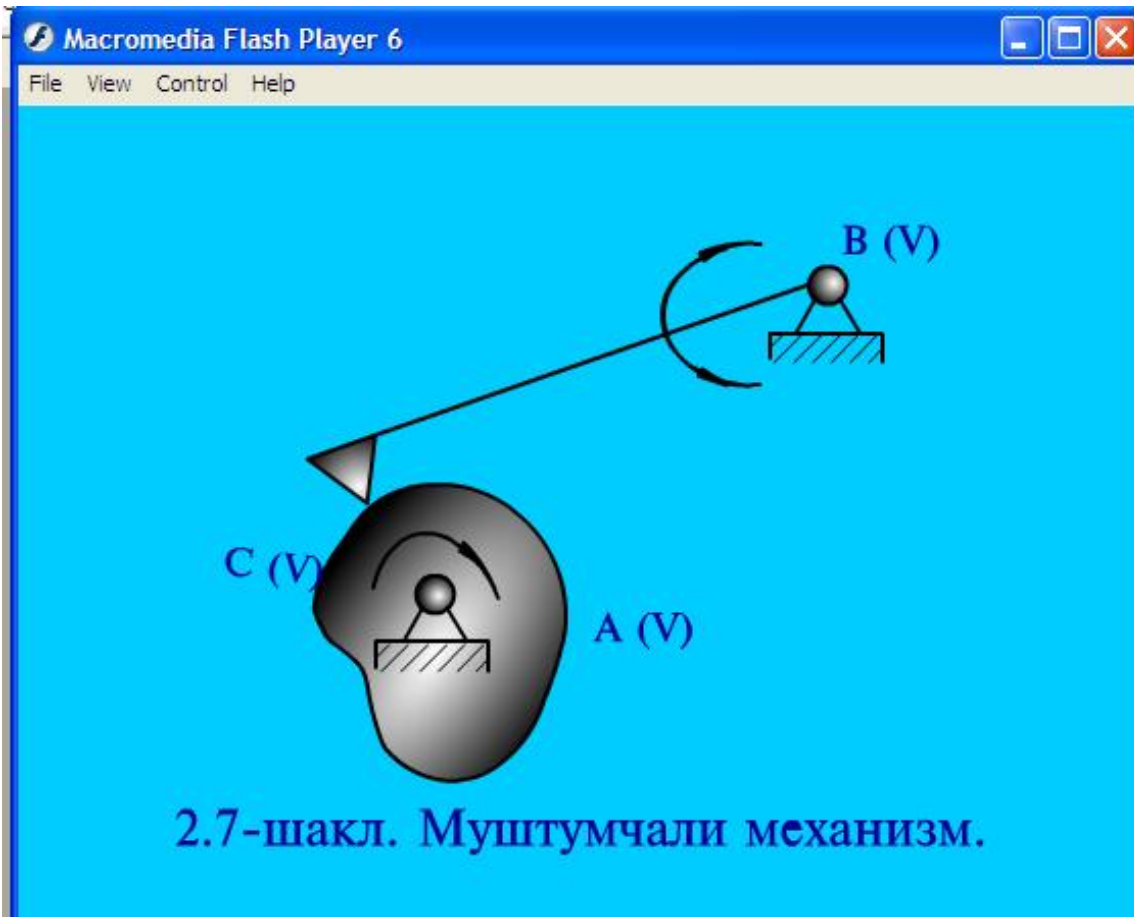


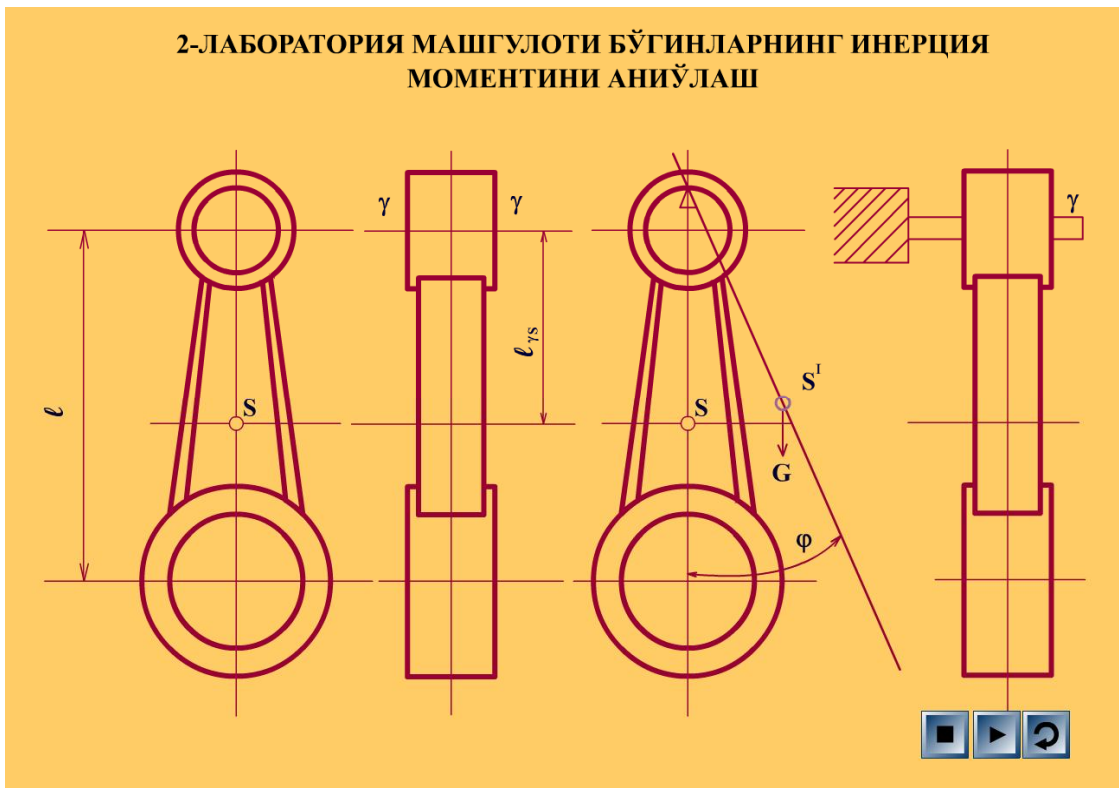












10.3. ILOVA-3.

MASHINA VA MEXANIZMLAR NAZARIYASIDAN TA'LIM TEXNOLOGIYALARI (ELECTRON VARIANTI)

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanidan ta'lim texnologiyasi barcha texnika sohalari bakalavryatura yo'nalishlari ta'limida ma'ruza va amaliy mashg'ulotlarini o'qitish texnologiyasi» o'quv qo'llanmasida bayon etilgan dars mashg'ulotlarida yangi texnologiyalarni qo'llash qonun-qoidalariga tayangan holda ishlab chiqilgan. (elektron variantda)

Talabalarga bilim berishda zamonaviy ta'lim texnologiyalarining ahamiyati to'g'risida so'z borganda Prezidentimiz I.A.Karimovning "O'quv jarayoniga yangi axborot va pedagogik texnologiyalarni keng joriy etish, bolalarimizni komil insonlar etib tarbiyalashda jonbozlik ko'rsatadigan o'qituvchilarga e'tiborini yanada oshirish, qisqacha aytganda, ta'lim-tarbiya tizimini sifat jihatidan butunlay yangi bosqichga ko'tarish diqqatimiz markazida bo'lishi darkor" degan so'zlarini ta'kidlash o'rinlidir. Bu masala "Barkamol avlod yili" Davlat dasturida ham asosiy yo'nalishlardan biri sifatida e'tirof etilgan.

Uslubiy qo'llanmada keltirilgan ta'lim texnologiyalarining har biri o'zida o'quv mashg'ulotini o'tkazish shart-sharoiti to'g'risida axborot materiallarini, pedagogik maqsad, vazifa va ko'zlangan natijalarni, o'quv mashg'ulotning rejasi, o'qitishning usul va vositalarini mujassamlashtirgan. Shuningdek, bu o'quv mashg'ulotining texnologik xaritasini, ya'ni o'qituvchi va o'quvchining mazkur o'quv mashg'ulotida erishadigan maqsadi bo'yicha hamkorlikdagi faoliyatning bosqichma-bosqich ta'riflanishini ham o'z ichiga oladi.

Ushbu qo'llanma tarkibi kirish, ta'lim texnologiyasining kontseptual asoslari, har bir mavzu bo'yicha ma'ruza va amaliy mashg'ulotlarini o'qitish texnologiyasidan iborat. Ma'lumotlar maksimal darajada umumlashtirilgan va tartibga solingan. Ularni o'zlashtirish va yodda saqlab qolishni kuchaytirish uchun turli shakllardan, jadvallardan va chizmalardan foydalanilgan.

Qo'llanmaning kontseptual asoslari qismida dastlab «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining dolzarbligi va ahamiyati, mazkur o'quv fanining tarkibiy tuzilishi, o'qitishning usul va vositalarini tanlashda tayanilgan kontseptual fikrlar, kommunikatsiyalar, axborotlar berilib, so'ngra loyihalashtirilgan o'qitish texnologiyalari taqdim qilingan.

O'n sakkizta turdagi ma'ruza mashg'ulotlari: kirish, tematik, muammoli, vizual-ma'ruza, binar ma'ruza, ma'ruza-munozara, hamkorlikdagi ma'ruza, avvaldan rejalashtirilgan xatoli ma'ruza, sharhlovchi ma'ruza berilgan.

Amaliy mashg'ulotlarida muammoli vazifalarni hal etish, bilimlarni kengaytirish va chuqurlashtirishga yo'naltirilgan usul, ishbilarmonlik o'yinlariga asoslangan, aniq holatlarning echimi bo'yicha amaliy mashg'ulotlarni o'qitish texnologiyalari mavjud va h.k.

Hozirgi kunda jahon tajribasidan ko'rinib turibdiki, ta'lim jarayoniga o'qitishning yangi, zamonaviy usul va vositlari kirib kelmoqda va samarali foydalanilmoqda. Jumladan, Toshkent to'qimachilik va engil sanoat institutida innovatsion va zamonaviy pedagogik g'oyalar amalga oshirilmoqda: o'qituvchi bilim olishning yagona manbai bo'lib qolishi kerak emas, balki talabalar mustaqil ishlash jarayonining tashkilotchisi, maslahatchisi, o'quv jarayonining menejeri bo'lishi lozim. Ta'lim texnologiyasini ishlab chiqish asosida aynan shu g'oyalar yotadi.

Umummutaxassislik fanlari ichida «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani alohida o'rin tutadi. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani "Mexanika" fanining bir qismi hisoblanadi. Chunki, bu fan har doim insonning hayoti bilan chambarchas bog'liq bo'lib, mashinasozlikning rivojlanishi ta'minlab kelingan. Shuningdek, mashinasozlik rivojlanishining muhimligi shundaki, u insonning eng zarur moddiy sharoitini ta'minlaydi, yashash uchun sharoit yaratadi. Iqtisodiy jihatdan har tomonlama rivojlanayotgan jamiyatda tinchlik, tartib va barqarorlik xukm suradi. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini chuqur o'zlashtirib bilish esa insonlarda o'ziga ishonch uyg'otadi, eng qiyin bo'lgan mashina mexanizmlari muammolarini tahlil qilish va baholashga, shuningdek aniq va to'g'ri qarorlar qabul qilishga imkon beradi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini o'rganishda insonning ilmiy dunyoqarashi

o`zgaradi, uning intellektual rivojlanishini rag`batlantiradi, eng qiziqarli mashg`ulotiga aylanadi. Mexanizm va mashinalar nazariyasi vazifasi fanining – mexanizmlarning tuzilishini, kinematikasini va dinamikasini hamda ularni loyihalash usullarini o`rgatishdir.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini mukammal o`rganishning afzalligi yana shu bilan izohlanadiki, to`g`ri qaror qabul qilishda insonlar doimo kerakli va ishonchli nazariy bilimga va ma`lumotga ega bo`lishi zarur. Agar ular o`z bilimlariga ega bo`lmasa tajriba va xatolaridan kelib chiqqan holda o`ziga qimmatga tushgan usulni qo`llashi mumkin yoki boshqalarning tajribasi, xatolarini o`rganishi mumkin, lekin «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanidan olgan bilimlariga murojaat qilsa ularning ishi ancha engillashadi, belgilagan rejasi aniq bo`ladi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani mexanizmlarning tuzilishi va sintezi to`g`risida yaxlit tasavvur beruvchi bilimlar tizimi bo`lish bilan insonlarda oldindan ko`ra bilish, bashorat qilish, rejalashtirish ko`nikmalarini hosil qiladi, aniq fikrlashga undaydi. Davlatimizning rivoji va ertangi kunga bo`lgan ishonchi ko`p jihatdan zamonaviy, raqobatbardosh mashina va mexanizmlar moslamalarini ishlab chiqarishga bog`liqdir. Mehnat unumdorligini oshirishdagi asosiy omillardan biri ishlab chiqarishga yangi mashina va mexanizmlarni joriy qilib, uning texnika darajasini oshirib borishdan iborat. Yuqoridagi vazifalarni hal qilishda MMN fanining alohida o`rni bor.

Mashina va mexanizmlar unumdorligi ko`p yillardan beri har bir davlatning iqtisodiy ko`rsatkichlarini yaxshilashga asoslanib kelgan, uning muvaffaqiyatli rivojlanishiga sabab bo`lgan.

Bozor iqtisodiyotiga o`tishni muvaffaqiyatli amalga oshirish fan, madaniyatni rivojlantirish, demokratik davlat qurish uchun halq ongi, ma`naviyatini yanada yuqori bosqichga ko`tarish zarurdir.

«Iqtisodiyotimizda erishilgan natijalar negizida avvalo bozor islohotlari va mamlakatni modernizatsiya qilishning puxta o`ylangan modeli va uzoq muddatga mo`ljallangan dasturini bosqichma-bosqich amalga oshirish bo`yicha olib borilayotgan tizimli, izchil va qat`iy harakatlar turganini kuzatish qiyin emas»¹.

Iqtisodiy islohotlarni hayotga samarali tadbiq etishning yana bir sharti mashina va mexanizmlarni modernizatsiyalashdir, to`qimachilik va paxta sohasi uchun mutaxassislarni shakllantirish mexanizmini yaratishdir.

Hozirgi kunda O`zbekistonda ta`lim tizimidagi islohotlarning asosini shakllantiruvchi qator me`yoriy xujjatlar qabul qilingan va amalga oshirilib kelinmoqda. Bular asosida “Ta`lim to`g`risida”gi va “Kadrlar tayyorlash milliy dasturi to`g`risida”gi qonunlar alohida o`rin tutadi. Bu qonunlardan kelib chiqadigan vazifa ta`lim dasturlari mazmunining yuqori sifatiga erishish va yangi pedagogik texnologiyalarni joriy qilishdir.

Ilg`or pedagogik texnologiyalar dars berishning interfaol usullarini nazarda tutadi. Bular munozara darslari, iqtisodiy muzokaralar, ishbilarmon o`yinlar, muammoli holatlarni, keys stadilarini echish va hokazolardir. Ushbu usullar talabalarning ijodiy faolligini oshirishda, sifat masalalarini hal qilishda, muammoni hal qilishning eng maqbul yo`llarini topishda yordam beradi. Shuningdek, to`qimachilik, engil va paxta sanoat yo`nalishlari bo`yicha bakalavrlar tayyorlash davlat ta`lim standartini amalga oshirishda amaliy vosita hisoblanadi. Davlat ta`lim standartida bakalavrning tayyorgarlik darajasiga quyidagi talablar qo`yilgan.

Bakalavr:

- dunyoqarashni kengaytiruvchi bilimlar tizimiga ega bo`lishi, gumanitar va sotsial-iqtisodiy fanlarning asosini, davlatning hozirgi kundagi siyosatining dolzarb masalalarini bilishi, ijtimoiy muammo va hodisalarni mustaqil tahlil qila olishga qodir bo`lishi;
- mamlakatimiz tarixini bilishi, milliy g`oya va umuminsoniy qadriyatlar masalalari bo`yicha o`z nuqtai-nazarini ilmiy asoslash, milliy mustaqillik g`oyasi asosida faol hayotiy nuqtai nazarga ega bo`lishi;
- tabiat va jamiyatda sodir bo`ladigan jarayon va hodisalar to`g`risida yaxlit tasavvurga ega bo`lishi, ulardan hayotda va kasbiy faoliyatida ilmiy asoslangan holda foydalana olishi;
- insonning insonga, jamiyatga, atrof-muhitga nisbatan bo`lgan munosabatini boshqarishning huquqiy va ahloqiy me`yorlarini bilish, kasbiy ish jarayonida ularni hisobga ola bilishi;

- axborotni to'plash, saqlash, qayta ishlash va uni qo'llash usullarini bilishi, o'zining kasbiy ish tajribasiga asoslangan xulosalar chiqarishi;
- mustaqil ravishda yangi bilimlarni o'zlashtirishi, o'z malakasini oshirishi va mehnatini ilmga asoslangan holda tashkillashtirishi;
- sog'lom hayot kechirish tarzining muhimligi to'g'risida ilmiy tushunchalarga va asoslarga, jismoniy rivojlanish borasidagi bilim va malakalarga ega bo'lishi;
- kadrlar malakasini oshirish va qayta tayyorlash tizimida qo'shimcha kasbiy ta'lim olishi kerak.

«Mashina va mexanizmlar nazariyasi» fanining o'qituvchisi doimo o'z pedagogik mahoratini oshirib, uni san'at darajasiga etkazib borishi kerak. O'z fikrini tushunarli, ko'rgazmali ifodalay bilish, jahon va mamlakatimiz ijtimoiy-iqtisodiy hayotidagi voqealarga o'z munosabatini bildirishi, ta'lim berishga ijodiy yondashuvni rivojlantirib borishi kerak.

O'qituvchining ijodiy yondashuvi talaba tomonidan «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» fanini o'rganishga ijodiy yondashuvining bevosita shartidir.

Odatdagi ma'ruza darslarining an'anaviy tarzda, ilg'or pedagogik usullarsiz olib borilishi talabdan faollik talab qilmaydi. Darsni o'zlashtirish ham osonday tuyuladi, fanga nisbatan qiziqish uyg'onmaydi. Muammoli holatlarning yaratilishi, aniq misollar yordamida mexanika masalalarning echilishi, talabani fanga qiziqtirish, uning faolligini oshirib, kengroq fikrlashga, maqsadga qarab intilishga, kerakli bilim va ko'nikmalar hosil qilishga yordam beradi.

Mashina va mexanizmlar nazariyasidan ta'lim texnologiyalari darslikning ilovasida elektron variantda to'liq keltirilgan.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR RO‘YXATI

1. Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида”ги ПФ – 4947-сон Фармони // Ўзбекистон Республикаси қонун ҳужжатлари тўплами, 2017й., 6-сон.
2. Ш.М.Мирзиёев Илм фан ютуқлари – тараққиётнинг муҳим омили // “Халқ сўзи”, 2016 йил 31 декабрь.
3. Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 20 апрелдаги “Олий таълим тизимини янада ривожлантириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги ПҚ-2909-сон Қарори // “Халқ сўзи”, 2017 йил 21 апрель.
4. Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 27 июлдаги “Олий маълумотли мутахассислар тайёрлаш сифатини оширишда иқтисодиёт соҳалари ва тармоқларининг иштирокини янада кенгайтириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги ПҚ-3151-сон Қарори // “Халқ сўзи”, 2017 йил 28 июль.
5. И.А.Каримов. Эришган марралар билан чегараланмасдан бошлаган ислохотларимизни янги босқичга кўтариш – бугунги кундаги энг долзарб вазифаларимиздир. 23-жилд. – Т.: “Ўзбекистон”, 2015.
6. Артоболевский И.И «Теория механизмов и машин», Москва, «Наука» 1988г, 640с.
7. Usmonxo'jaev Н.Н. «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent, «O'qituvchi», 1981y, 576b.
8. Фролов К.В. «Теория механизмов и машин», Москва, «Высшая школа», 1987 г. 483с.
9. Frolov K.V. «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent, «O'qituvchi», 1990 y, 496b.
10. Левитский Н.И. «Теория механизмов и машин», Москва, «Высшая школа», 1979 г, 382с.
11. Юдин В.А., Петрокас Л.В. «Теория механизмов и машин», Москва, «Высшая школа», 1967г, 162с.
12. Kurt Luk. Theory of machine and mechanisms. New YORK, 1999 y, 298 r.

13. Yo'ldoshbekov S.A. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi», «O'qituvchi», Toshkent, 1978 y, 196b.
14. Qodirov R.X. «Mexanizm va mashinalar nazariyasidan kursaviy loyihalash», «O'qituvchi», Toshkent, 1990 y, 204b.
15. M.Эргашов, Р.Х.Максудов. «Методы расчета натяжения ремня приводных механизмов технологических машин», Монография, Ташкент, «Фан», 2009г, 441с.
16. Jo'raev A.J., Maksudov R.X., Abdulkarimov T.A. «Mashina va mexanizmlar nazariyasi fanidan laboratoriya amaliyoti», Toshkent, «ТТЕСИ», 2014 y, 101 b.
17. Jo'raev A.J., Maksudov R.X., Abdulkarimov T.A. «Mashina va mexanizmlar nazariyasi fanidan kursaviy loyihalash ishlarini bajarishga doir uslubiy qo'llanmalar va vazifalar to'plami», Toshkent, «ТТЕСИ», 2014 y, 282 b.
18. M.Эргашов., Р.Х.Максудов., А.К.Усмонкулов. Теория расчета натяжения ремня передаточного механизма, движущегося в стационарном режиме, Монография, «Фан», Ташкент, 2004г, 257 с.
19. A.J.Jo'raev., R.X.Maksudov., V.Turdialiev. «O'zgaruvchan uzatish nisbatli tasmali uzatmalarni kinematik va dinamik tahlili», Monografiya, Toshkent, «Fan va texnologiya», 2013y, 168 b.
20. Tojiboyev R., Jo'rayev A., Maksudov R.X. «Mashina detallari», Toshkent, «O'qituvchi», 2010 y, 216 b.
21. Maksudov R.X. «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» fanidan ma'ruzalar to'plami, Toshkent, «ТТЕСИ», 2010 y, 257 b.
22. Эфрос Л.С. «Механика и конструктивные расчеты ровничных машин», Москва, 1967 г, 196 с.
23. Диментберг Ф.М., Саркисян Ю.Л., Усков М.К. «Пространственные механизмы, Обзор современных исследований», Москва, 1983 г.
24. Джураев А. «Моделирование динамики машинных агрегатов хлопкоперерабатывающих машин», Ташкент, «Фан», 1984 г, 214 с.

25. Бурдаков С. Ф., Дяченко В.А., Тимофеев А.Н. «Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов», Москва, 1986 г, 228 с.
26. Пейсах Э.Э., Нестров В. А. «Система проектирования плоских рычажных механизмов», Москва, 1988 г.
27. Воробьев Э.И., Козирев Ю.Г., Старенко В.И. «Промышленные работы агрегатно-модульного типа», Москва, 1988г, 215 с.
28. Заблонский К.Л., Белоконев И. М., Эстекин Б.Н., «Теория механизмов и машин», Киев, «Высшая школа», 1989 г, 380 с.
29. Мартиросов А. «Проектирование машин текстильной промышленности», Москва, 1993 г, 205 с.
30. Смелягин А.Л. «Структура, структурный анализ и синтез механизмов», Новосибирск, 1999 г, 109 с.
31. Дворников А.Т., Живаго Э.Я. «Основы теории кинематических пар», Новокузнецк, 1999 г, 101 с.
32. Уалиев Г. «Динамика механизмов и машин» Алмата, 2001 г, 282 с.
33. E.Zikriyoev. «Paxtani dastlabki qayta ishlash», Toshkent, «Mehnat», 2002, 408b.
34. Jumaniyazov Q.J. va boshqalar «To'qimachilik (yigirish) maxsulotlari texnologiyasi va jixozlari», Toshkent, «G'ofur G'ulom» 2012y. 163 b.
35. Alimboev E.Sh. va boshqalar «To'quvchilik maxsulotlari texnologiyasi va jixozlari», Toshkent, «Ilm ziyo», 2013 y, 285 b.
36. Muqimov M.M., Ikromov Sh. R. Abdullaev R.N «Trikotaj ishlab chiqarish mashinalari», Toshkent, «O'qituvchi», 2007 y, 304 b.
37. Maqsudov S.S. «Charm buyumlari texnologiyasi», Toshkent, 2004 y.
38. Bulanov A.K. «Matbaa asoslari», Toshkent, «Cho'lpon», 2007 y, 185 b.
39. А.Джураев., Ш.Ш.Кенжабоев., А.Ганиев. «Кинематика и динамика кулисных механизмов с гибким звеном», Ташкент, «Фан», 2004 г, 120 с.

40. Б.Н.Давидбоев., А.Ж.Джураев., Ю.У.Мирзаханов., Ж.Т.Жеенбаев, «Расчет плоскоремennых передач с сентрирующими натяжными устройствами», Бишкек, «Технология», 2000 г, 115 с.
41. R.X.Maksudov. «Ikkita ichki va bitta tashqi shkivlardan iborat tasmali uzatkichning boshlang'ich parametrlarini o'rnatish», Patent, Guvoxnoma, №DGU 02159 24.03.2011y.
42. R.X.Maksudov., A.J.Jo'raev., Sh.Sh.Shuxratov. «Tasmali uzatma», Patent, Guvoxnoma, №FAP 20120067 22.05.2012.
43. A.Juraev., R.X.Maksudov. «Zanjirli uzatma», Patent, Guvoxnoma, №FAP00677, 17.11.2010 y.
44. A.Juraev., R.X.Maksudov., «Tasmali uzatma», Patent, Guvoxnoma, № FAP 00645. 17.11.2010 y.
45. A.Juraev., R.X.Maksudov. «Tasmali uzatma», Patent, Guvoxnoma, №FAP 00676, 05.10.2010 y.
46. Чен К., Джиблин П. «Matlab в математических исследованиях», Москва, Мир 2001 г. www.matlab.ru, e-mail: info@matlab.ru
47. Семененко М.Г. «Введение в математическое моделирование», Москва, 2002 г. e-mail: solon-r@coba.ru
48. Компьютерное моделирование машин и механизмов на базе «Компас 5.11», Москва, 2003 г.
49. Учебно – методический комплекс по ТММ и ДМ. МГТУ. e-mail: offise@msta.as.ru.
50. Учебно – методический комплекс по ТММ и ДМ. Ивановская Государственная Текстильная Академия e-mail: grakrasnodar@mail.ru, <http://offise@msta.ac.ru>.
51. Учебно – методический комплекс по общепромышленным дисциплинам. Санкт-Петербург Институтской механики и оптики www.ifmo.ru, mir@mail.ifmo.ru
52. Учебно – методический комплекс по теории механизмов и машин, Ташкентского института текстильной и легкой промышленности. www.titli.uz.

MUNDARIJA

	SO'Z BOSHI	3
	1-BOB. MEXANIZMLARNI KUCHGA HISOBLASH VA MUVOZANATLASH	
1.1.	Mexanizm va mashinalar dinamikasining asosiy masalalari	5
1.2.	Mashina agregatiga taʼsir qiluvchi kuchlar klassifikatsiyasi	6
1.3.	Mexanizmlarning kinetostatik hisobi	9
1.4.	N.E.Jukovskiy teoremasi	16
1.5.	Mushtumchali mexanizmlarni kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini aniqlash	17
1.6.	Tishli g'ildirakli mexanizmlar kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash	20
1.7.	Aylanuvchi massalarni muvozanatlash	22
1.8.	Mexanizmlarning kinetostatik hisobi va muvozanatlash bo'yicha muammoli masalalar	27
1.9.	"Mexanizmlarni kuchga hisoblash va muvozanatlash" bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar	29
	2-BOB. MEXANIZM VA MASHINALARDA ISHQALANISH VA EYILISH	
2.1.	Ishqalanish turlari va xususiyatlari	32
2.2.	Ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish. Ishqalanish burchagi va konusi	35
2.3.	Qiya tekislikdagi ishqalanish	38
2.4.	Sirg'anish podshipniklaridagi ishqalanish	40
2.5.	Ishqalanish doirasi	44
2.6.	Tovon va tovontagi kinematik juft elementlaridagi ishqalanish	46
2.7.	Oliy kinematik juftlardagi ishqalanish	48
2.8.	Dumalovchi g'ildiraklarda yukni siljitish	50
2.9.	Egiluvchan bo'g'inlardagi ishqalanish	52
2.10.	Mexanizmlarning kinematik juftlarini elementlaridagi eyilish	54
2.11.	Mexanizm va mashinalarning foydali ish koeffisienti	64
2.12.	Mexanizm va mashinalarda ishqalanish va yeyilish bo'yicha dolzarb muammo va masalalar	71
2.13.	"Mexanizm va mashinalarda ishqalanish va yeyilish" bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar	72
	3-BOB. MASHINA AGREGATI HARAKATINING TADQIQI	
3.1.	Mashina agregatining harakat tenglamasi	73
3.2.	Keltirilgan kuch va moment	75
3.3.	Keltirilgan massa va inersiya momenti	78
3.4.	Mashina harakat tenglamalarini integrallash	80

3.5.	Bir massaga keltirilgan mashina agregatining harakati tahlili	82
3.6.	Ikki massali mashina agregatining harakati tahlili	85
3.7.	Mashina agregatining harakat tenglamalari bo'yicha dolzarb muammo va masalalar	88
3.8.	"Mashina agregati harakatining tadqiqi" bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar	90
4-BOB. MASHINA HARA KATINING NOTEKISLIGI		
4.1.	Mashinaning notekis aylanish koeffisienti	92
4.2.	Maxovik inersiya momentini aniqlash	93
4.3.	Urinma kuchlar usuli bilan ortiqcha ishni topish	95
4.4.	Maxovik inersiya momentini energomassa usuli bilan topish	97
4.5.	Maxovik inersiya momentini topish usullari	100
4.6.	Mashina agregati bo'g'inlarining inersiya momentlarini tanlash	102
4.7.	Mashina harakati notekisligi bo'yicha dolzarb muammo va masalalar	105
4.8.	"Mashina harakatining notekisligi" bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish savollari	108
5-BOB. MASHINALARDA TITRASH VA UN DAN MUHOFAZALANISH		
5.1.	Titrashni yuzaga keltiruvchi manbalar	109
5.2.	Titrashning salbiy oqibatlari	114
5.3.	Titrashdan muhofazalashning asosiy usullari	116
5.4.	Mashinalarda elastik bo'g'inlarning dissipativlik xususiyatlari	120
5.5.	Titrashdan muhofazalash sistemalarining xususiyatlari	125
5.6.	Tebranishlarni dinamik so'ndirish	130
5.7.	Titrashdan aktiv muhofazalash sistemalarining asosiy sxemalari	136
5.8.	Mashinalarni titrashdan muhofazalashning dolzarb muammolari	142
5.9.	"Mashinalarda titrash va undan muhofazalanish" bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar	144
6-BOB. MASHINA VA MEXANIZMLARNI TAJRIBA USULIDA TEKSHIRISH		
6.1.	Mexanizm bo'g'inlarining kinematik parametrlarini o'lchash	146
6.2.	Mexaniq bo'g'inlardagi kuch va kuch momentlarini o'lchash	149
6.3.	Texnologik qarshiliklarni qayta ishlash usullari	152
6.4.	Mashina va mexanizmlarni tajriba usulida tekshirish istiqbollari	159
6.5.	"Mashina va mexanizmlarni tajriba usulida tekshirish" bobi bo'yicha o'z-o'zini tekshirish uchun savollar	159
7-BOB. MASHINA VA MEXANIZMLAR NAZARIYASIDAN MASALA VA MASALALAR		
7.1.	Mexanizmlarni tuzulishi	160
7.2.	Mexanizmlarning kinematik tahlili.	162

7.2.1.	Mexanizmlarning kinematik taxlilini analitik usulda aniqlash.	162
7.2.2.	Qutb tezlik va tezlanishlar rejalarini qurish.	174
7.2.3.	Mushtumchali mexanizmlar kinematikasiga masala va masalalar	204
7.2.4.	Tishli g'ildirakli mexanizmlar kinematikasiga doir masala va masalalar	212
	8-BOB. MEXANIZMLAR KINETOSTATIKASIGA DOIR MASALALAR	
	9-BOB. MEXANIZIMLAR DINAMIKASIGA DOIR MASALA VA MASALALAR	
	10-BOB. ILOVALAR	266
10.1.	Ilova-1	266
10.2.	Ilova-2	269
10.3.	Ilova-3	280
	FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR RO'YXATI	283
	MUNDARIJA	287

EXPLICITION

	1-CHAPTER. CALCULATION AND BALANCING OF MECHANISMS	
1.1	The main issues of mechanics and parking dynamics	5
1.2	The classification of forces acting on the machine unit	6
1.3	The kinetostatic calculation of mechanisms	9
1.4	The theorem of N. E. Jukovskiyy	16
1.5	Determining the reaction forces of kinematic couples in the simplistic mechanisms	17
1.6	Determining the reaction forces of kinematic pairs of gear wheel mechanics	20
1.7	Balancing the rotating masses	22
1.8	Actual problems of the kinetostatic calculation of mechanisms	27
1.9	Self-checking tests on the calculation and balancing of mechanisms	29
	2-CHAPTER. THE FRICTION AND DETERIORATION IN MECHANISMS AND MACHINES	
2.1	Types and features of the friction	32
2.2	The friction in the kinematic pair of moving elements	35
2.3	The friction on the plane	38
2.4	The friction in pillow-block	40
2.5	The friction area	44
2.6	The friction in the pair of quaternary elements of compensation and traction	46
2.7	The friction in high kinematic pairs	48
2.8	The shifting the load on the wheels	50
2.9	The friction in flexible joints	52

2.10	Deterioration of kinematic pairs of mechanics in the elements	54
2.11	The coefficient of efficiency of mechanisms and machines	64
2.12	Actual problems of the friction and deterioration in mechanisms and machines	71
2.13	Self-checking tests on the friction and deterioration in mechanisms and machines	72
	3-CHAPTER. A STUDY OF MACHINE AGGREGATE MOVEMENT	
3.1	The equation of machine units	73
3.2	The power and moments	75
3.3	The mass given and the moment of inertia	78
3.4	The integration of machine movement equations	80
3.5	Analysis of a machine mass movement behavior	82
3.6	Analysis of the behavior of the two mass machine units	85
3.7	Actual problems of the study of machine aggregate movement	88
3.8	Self-checking tests on the study of machine aggregate movement	90
	4-CHAPTER. THE UNCERTAINTY OF MACHINE MOVEMENT	
4.1	The coefficient of unevenness of the machine	92
4.2	Determination of maxovic inertia moment	93
4.3	Finding an overtime action by means of an inactive force	95
4.4	Finding the moment of maxovic inertia through Energy-mass method	97
4.5	The methods of finding the moment of maxovic inertia	100
4.6	Selection of inertia torques of machine units	102
4.7	Actual problems of the study of the uncertainty of machine movement	105
4.8	Self-checking tests on the study of the uncertainty of machine movement	108

	5-CHAPTER. THE VIBRATION AND PROTECTION OF THE VEHICLES	
5.1	The sources of vibration	109
5.2	The negative effects of vibration	114
5.3	Basic vibration protection methods	116
5.4	Dissipulatory features of elastic joints in machines	120
5.5	Properties of vibration protection systems	125
5.6	The dynamic oscillation of vibrations	130
5.7	The properties of vibration protection acne systems	136
5.8	Actual problems of the vibration protection methods	142
5.9	Self-checking tests on the vibration and protection of the vehicles	144
	6-CHAPTER. THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF MACHINERY AND MECHANISMS	
6.1	Measuring the kinematic parameters of mechanisms	146
6.2	The measuring the force and power torques in the mechanical joints	149
6.3	The technological resistance processing methods	152
6.4	The prospects of experimental investigation of machines and mechanisms	159
6.5	Self-checking tests on the Experimental investigation of machinery and mechanisms	159
	7-CHAPTER. PROBLEMS AND ISSUES FROM THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS	
7.1	The structure of mechanisms	160
7.2	The kinematic analysis of mechanisms	162
7.2.1	The analytic method of kinematic analysis of mechanisms	162
7.2.2	The viewing pole speeds and acceleration plans	174
7.2.3	Problems and issues to kinematic solid mechanisms	204
7.2.4	Problems and issues related to kinematics of gear wheel	212

	mechanisms	
	8-CHAPTER. THE ISSUES TO KINETOSTATICS OF MECHANISMS	
	9-CHAPTER. PROBLEMS AND ISSUES TO THE DINAMICS OF MECHANISMS	
	10-CHAPTER. APPENDIX	266
10.1	Appendix-1	266
10.2	Appendix-2	269
10.3	Appendix-3	280
	THE LIST OF PUBLICATIONS USED	283
	OUTLINE	287

ОГЛАВНЕНИЕ

	1-РАЗДЕЛЬ. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ И УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ	
1.1.	Основные задачи динамики машин и механизмов	5
1.2.	Классификация сил действующих в машинных агрегатах	6
1.3.	Кинестатический расчёт механизмов	9
1.4.	Теорема Н.Е. Жуковского	16
1.5.	Определение сил реакций в кинематических парах кулачковых механизмов	17
1.6.	Определение сил реакций в кинематических парах в зубчатых механизмах	20
1.7.	Уравновешивание вращающихся масс	22
1.8.	Актуальные проблемы и задачи по силовому расчету и уравновешиванию механизмов	27
1.9.	Вопросы для самопроверки на разделе «Силовой расчет и уравновешивание механизмов»	29
	2-РАЗДЕЛЬ. ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ ОСОБЕННОСТИ ТРЕНИЯ	
2.1.	Виды и особенности трения	32
2.2.	Трение в прямолинейных кинематических парах	35
2.3.	Трение в наклонной плоскости	38
2.4.	Трение в подшипниках скольжения	40
2.5.	Конус трения	44
2.6.	Трение в элементах кинематической пары пятка	46
2.7.	Трение в высших кинематических парах	48
2.8.	Движение груза в катках	50
2.9.	Трение в гибких звеньях	52
2.10.	Износ элементов кинематических пар механизмов	54
2.11.	Коэффициент полезного действия механизмов и машин	64
2.12.	Актуальные проблемы, задачи по трению и износу в машинах и механизмах	71
2.13.	Вопросы для самоконтроля «Трение и износ в механизмах и машинах особенности трения»	72
	3-РАЗДЕЛЬ. ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА	
3.1.	Уравнение движения машинного агрегата	73
3.2.	Приведенная сила и момент	75
3.3.	Приведенная масса и момент инерсии	78
3.4.	Интегрирование уравнений движения машинного агрегата	80

3.5.	Анализ движения машинного агрегата приведенной к одной массе	82
3.6.	Анализ движения двухмассового машинного агрегата	85
3.7.	Актуальные проблемы и задача по анализу движение машинного агрегата	88
3.8.	Вопросы для самопроверки по разделу «Исследование движения машинного агрегата»	90
	4-РАЗДЕЛЬ. НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ МАШИН	
4.1.	Коэффициент неравномерности движения в машинах	92
4.2.	Определение момента инерсии маховика	93
4.3.	Определение излишнего работы методом касательных сил	95
4.4.	Определение момента инерсии маховика методом энергомасс	97
4.5.	Методы определения момента инерсии маховики	100
4.6.	Выбор моментов инерсий звеньев машинного агрегата	102
4.7.	Актуальные проблемы и задачи по неравномерности движения машине	105
4.8.	Вопросы для самопроверки «Неравномерность движения машин»	108
	5-РАЗДЕЛЬ. ВИБРАСИЯ И ВИБРОЗАЩИТА В МАШИНАХ	
5.1.	Источники возникновение вибрасий	109
5.2.	Отрицательные последствия вибрасий	114
5.3.	Основные методы вибрасий	116
5.4.	Диссипативные свойства эластичных звеньев в машинах	120
5.5.	Особенности систем виброзащиты	125
5.6.	Динамические гашения вибрасий	130
5.7.	Основные схемы систем активной виброзащиты	136
5.8.	Актуальные проблемы виброзащиты машин	142
5.9.	Вопросы для самоконтроля «Вибрасия и виброзащита в машинах»	144
	6-РАЗДЕЛЬ. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ	
6.1.	Измерение кинематических параметров звеньев механизмов	146
6.2.	Измерение сил и моментов в звеньях механизма	149
6.3.	Методы обработки технологических сопротивлений	152
6.4.	Перспективы экспериментальных методов исследования в машинах и механизмах	159
6.5.	Вопросы для самопроверки по разделу «Экспериментальные методы исследования машин и механизмов»	159

	7-РАЗДЕЛЬ. ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	
7.1.	Структура механизмов	160
7.2.	Кинематический анализ механизмов	162
7.2.1.	Аналитические методы кинематического анализа механизмов	162
7.2.2.	Построение планов скоростей и ускорений	174
7.2.3.	Примеры и задачи по кинематике кулачковых механизмов	204
7.2.4.	Примеры и задачи по кинематике механизмов с зубчатыми колесами	212
	8-РАЗДЕЛЬ. ЗАДАЧИ ПО КИНЕТОСТАТИКЕ МЕХАНИЗМОВ	
	9-РАЗДЕЛЬ. ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ ПО ДИНАМИКЕ МЕХАНИЗМОВ	
	10-РАЗДЕЛЬ. ПРИЛОЖЕНИЕ	266
10.1.	Приложение -1	266
10.2.	Приложение -2	269
10.3.	Приложение -3	280
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	283
	ОГЛАВЛЕНИЕ	287

A.Jo'raev, R.X.Maksudov

MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI

(Mashina va mexanizmlar dinamikasi)

2-QISM

(Darslik)