

A.N.ABDULLAYEV, F.M.MATMURODOV

**MASHINA VA MEXANIZMLAR
NAZARIYASIDAN MASALALAR
YECHISH NAMUNALARI
VA TO'PLAMI**



TOSHKENT

UO‘K: 621 (075)

KBK 34.41

A-15

A-15 A.N.Abdullayev, F.M.Matmurodov. Mashina va mexanizmlar nazariyasidan masalalar yechish namunalari va to‘plami. O‘quv qo‘llanma. –T.: «Fan va texnologiya», 2017, 160 bet.

ISBN 978–9943–11–550–7

Ushbu o‘quv qo‘llanmada mexanizmlar sintezi, richagli mexanizmlarning strukturaviy tahliliga doir, Assur guruhi mavjud mexanizmlarning kinematik tahliliga doir, krivoship-polzunli mexanizm tahliliga doir, evolventali va planetar mexanizmlarning kinematik tahliliga doir, kulachok profili tuzilishiga doir masalalar va ularni yechish namunalari keltirilgan. Hamda tekis mexanizmlarning strukturaviy tahlili, richagli mexanizmlarning kinematik tahlili, kulachokli mexanizmlar, tishli g‘ildiraklar, rotorlarni muvozanatlash, mashinalar titrash himoyasi, mexanizm bo‘g‘inlarning inersiya momenti mavzulariga doir hisob uslubiyoti va testlar bayon qilingan.

F.M. Matmurodovning umumiy tahriri ostida.

Taqrizchilar:

R.I.Karimov – Toshkent davlat texnika universiteti “Mashinalar mexanizmlari va detallari” kafedrası professori, texnika fanlari doktori;

Q.A.Sharipov – Toshkent shahridagi Turin politexnika universiteti professori, texnika fanlari doktori;

G‘.Egamnazarov – Jizzax Politexnika instituti «Umummuhandislik fanlari» kafedrası mudiri, texnika fanlari nomzodi.

Toshkent shahridagi Turin politexnika universiteti ilmiy Kengashining 6/16-sonli bayonnoma qaroriga asosan o‘quv qo‘llanma sifatida chop etildi.

ISBN 978–9943–11–550–7

© «Fan va texnologiya» nashriyoti, 2017.

KIRISH

Mashina va mexanizmlar nazariyasi (MMN) mashina va mexanizmlarni loyihalash va tadqiq qilishning umumiy usullarini o'rganadi. Mutaxassislarni tayyorlash jarayonida o'rganiladigan barcha fanlar tizimida MMN ning o'rni yangi mashinalar yaratish vazifalari va mantiqiy ketma-ketligi bilan belgilanadi. Ixtiyoriy mashinaning ishlashi va undagi barcha elementlarning o'zaro harakati tabiat qonunlari asosida sodir bo'ladi. Shuning uchun texnika ixtisosligida, eng avvalo, tabiat qonunlarini fundamental tavsiflovchi fanlar, ya'ni matematika, chizma geometriya, fizika, kimyo, nazariy mexanika kabi umumiy fanlar o'rganiladi. So'ngra umumiy va maxsus fanlar o'rtasida aloqani yuzaga keltiruvchi umumiy texnika fanlari o'rganiladi. Mashina va mexanizmlar nazariyasi ham shunday fanlar sirasiga kiritilib, bo'lg'usi mutaxassisga mashinasozlik sohasida bilim beradi va yanada takomillashtirilgan yangi mashinalar yaratish uchun zaruriy uslubiyatlar bilan ta'minlaydi. "Mashina va mexanizmlar nazariyasi" fanining vazifasi talabalarda sxemali loyihalashtirish ko'nikmalari, aniqlik, mashinalarni konstruksiyalash uchun boshlang'ich ma'lumotlar tayyorlash, pirovard natijada, uni tayyorlash va sifatini baholash bo'yicha ko'nikmalar hosil etishdan iborat. Keyingi bosqichda mashinalarni konstruksiyalash hamda tayyorlash usullari va uslubiyatlari o'rganiladi (mashina detallari va mashinasozlik texnologiyalari kursi).

MMN mashina va mexanizmlarning tahlili va sinteziga oid muammolar bilan shug'ullanadi. *Tahlil* mavjud *mashina va mexanizmlarning* xususiyatlarini aniqlashdan iborat bo'lib, mashinalar mexanikasining bevosita vazifasi hisoblanadi. Teskari vazifa – *mexanizmlar sintezi*, ya'ni unumdorlik, puxtalik, chidamlilik va boshqalar nuqtayi nazaridan mavjudlariga nisbatan yaxshilangan xususiyatlarga ega yangi mexanizmlar yaratish. Ikkala vazifa o'zaro chambarchas bog'liq, chunki mashinalardan foydalanayotgan mutaxassis mashinaning ishlash sifatini va undan foydalanishga xos xususiyatlarni to'g'ri baholay olishi (tahlil), shuningdek, mashinaning sifatini yaxshilash bo'yicha uni ishlab chiqaruvchiga tavsiyalar bera olishi lozim.

Mashinaning umumiy ta'rifi. Mashinalarning funksional tasnifi. Mashina odamni qisman yoki to'liq almashtirish yo'li bilan uning

mehnat va fiziologik funksiyalari unumdorligini oshirish, jismoniy va aqliy mehnatini yengillashtirish maqsadida tabiat qonunlaridan foydalanish uchun insoniyat tomonidan yaratilgan qurilmalardir. Mavjud barcha mashinalarni quyidagi guruhlarga ajratish mumkin:

— *energetik*. Ularda energiya bir turdan boshqa turga oʻzgartiriladi (masalan, elektr generatorlari, elektr dvigatellari, ixtiyoriy turdagi ichki yonuv dvigatellari, bugʻ va gaz turbinalari kabi).

— *texnologik*. Ular materiallarning shakli, oʻlchami va fizik xossalarini oʻzgartirish uchun moʻljallangan (metall kesuvchi dastgohlar, yogʻochga qayta ishlov berish, yoʻl, qurilish va poligrafiya mashinalari, oziq-ovqat sanoati mashinalari, tekstil va yengil sanoat mashinlari va b.). Bu mashinalar soni boʻyicha eng katta guruhni tashkil qiladi.

— *transport*. Ushbu mashinalar har xil narsa-buyumlar, materiallar va odamlarni tashish uchun xizmat qiladi (avtomobillar, samolyotlar, lokomotivlar, kemalar, koʻtarma kranlar, konveyerlar, manipulatorlar).

— *mantiqiy (axborot)*. Bu guruhni tashkil qiluvchi mashinalar axborotlarni saqlash, qayta ishlash va uzatish uchun xizmat qiladi (turli hisoblash qurilmalari, kompyuterlar va hokazolar).

— *robot-texnik*. Mehnat va fiziologik funksiyalarda odamni almashtirish uchun (apparatlar: sunʼiy yurak, sunʼiy buyraklar, robot uy bekasi va boshqalar).

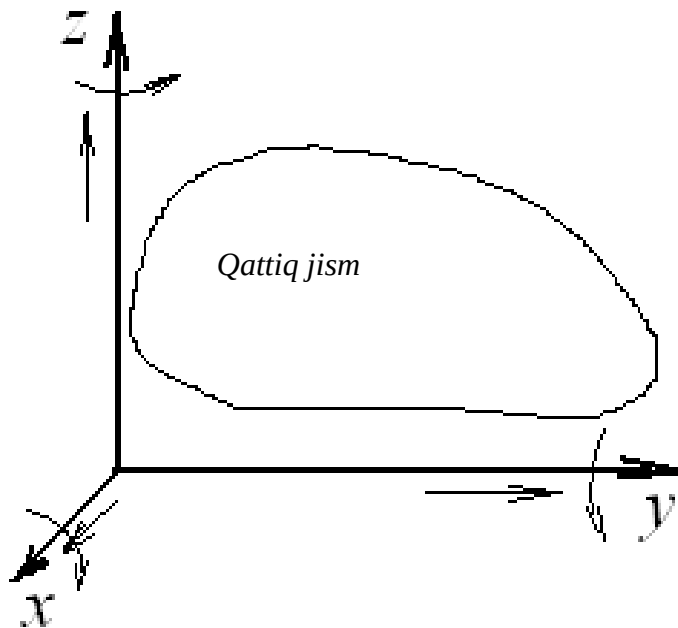
MMN mexanika qonunlari asosida ishlaydigan mashina va mexanizmlarni oʻrganadi, MMNning boshqa nomi – *mashinalar mexanikasi* ham shundan kelib chiqqan. Mashina va mexanizmlar nazariyasi kursi boʻyicha uslubiy koʻrsatmalar va topshiriqlar mazkur kursning mahalliy davlat oliy taʼlim muassasalarida oʻqitiladigan dasturiga muvofiq tuzilgan. Nazorat masalalarini yechishga kirishishdan avval fanning evolventali ilashma nazariyasi, mexanizmlarning strukturaviy tahlili, tishli uzatmalar kinematikasi kabi boʻlimlarini oʻrganish talab qilinadi. Talabalar nazorat ishini berilgan masalalar toʻplamidan foydalanib mustaqil bajarishi ham mumkin.

1. Mexanizmlar sintezi va tuzilishi bo'yicha tasniflar, shuningdek, masalalar to'plami hamda ularni yechish namunalari

Bog'lanish shartlari soni bo'yicha tasnif. Nazariy mexanika kursidan ma'lumki, erkin qattiq jism fazoda oltita erkinlik darajasiga ega (1.1-rasm). Bu – uch koordinata o'qi bo'ylab uchta ilgarilanma harakat va ushbu o'qlar atrofida uchta aylanma harakatdir. Boshqacha aytganda, erkin qattiq jismga bitta ham bog'lama qo'yilmagan. Agar erkinlik darajasi sonini H harfi bilan, bog'lamlar sonini esa S harfi bilan belgilasak, u holda erkin qattiq jism uchun quyidagicha yozish mumkin: $H = 6$, $S = 0$.

Qo'zg'almas qattiq jism uchun: $H = 0$, $S = 6$.

Kinematik juftliklarda bo'g'inlarning bir-biriga nisbatan harakatiga qo'yilgan cheklovlar bog'lanish shartlari deb ataladi.



1.1-rasm. Qo'zg'almas qattiq jism.

Kinematik juftliklarda erkinlik darajasi va bog'lanish shartlarining miqdori birdan beshgacha bo'lishi mumkin, biroq barcha juftliklarda uning umumiy miqdori faqat oltiga teng bo'lishi mumkin. *Kinematik juftliklar sinfi undagi bog'lanish shartlari miqdoriga ko'ra aniqlanadi.* Mumkin bo'lgan harakatlar miqdoriga muvofiq kinematik

juftliklar bir qo'zg'aluvchan, ikki qo'zg'aluvchan va hokazolardan iborat. Bularning barchasi jadvalda aks ettirilgan.

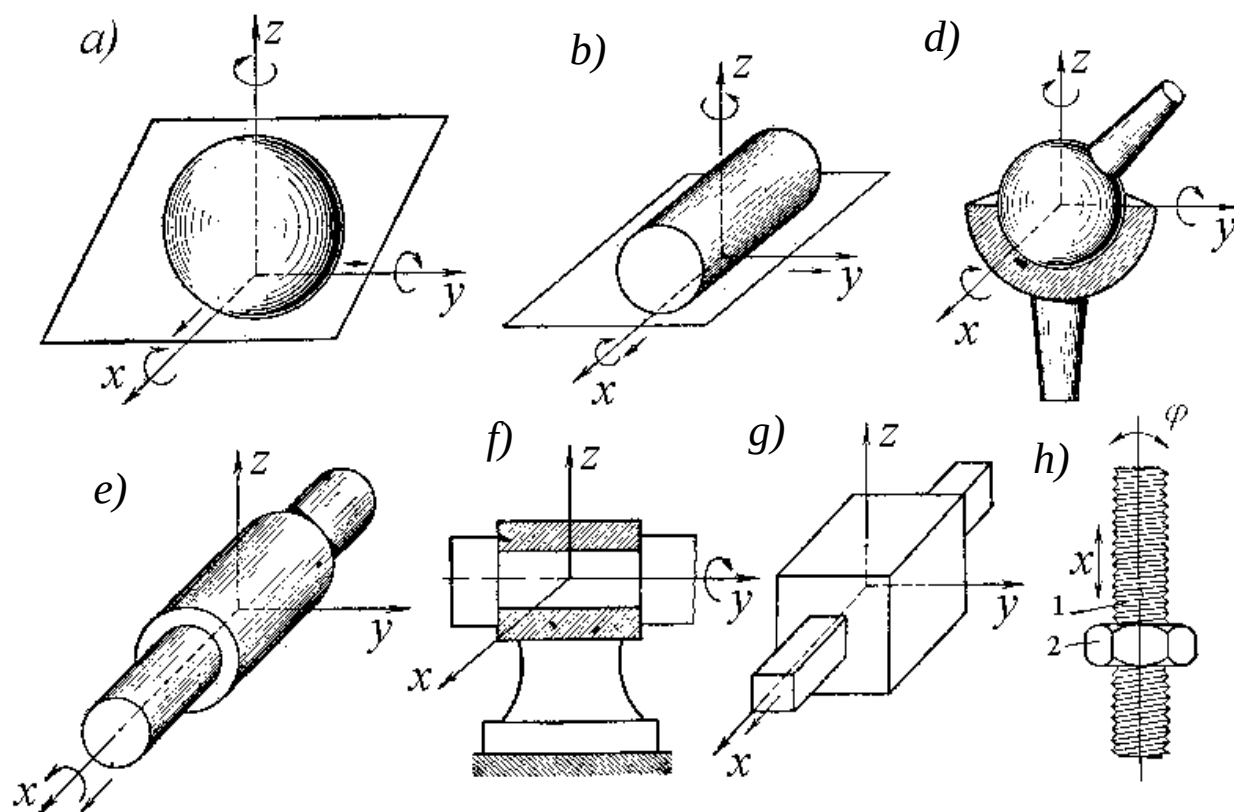
Kinematik juftliklar sinfi undagi bog'lanish shartlari

1.1-jadval

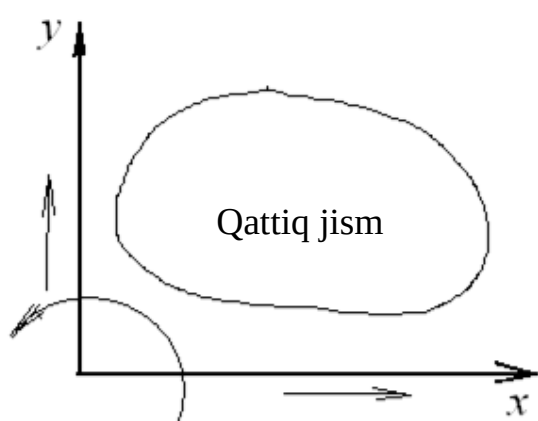
S	H	S+H	Kinematik juftliklar sinfi	Harakatlar (erkinlik darajasi) miqdoriga ko'ra juftliklar nomi
0	6	6	Erkin qattiq jism	
1	5	6	1	Besh qo'zg'aluvchan
2	4	6	2	To'rt qo'zg'aluvchan
3	3	6	3	Uch qo'zg'aluvchan
4	2	6	4	Ikki qo'zg'aluvchan
5	1	6	5	Bir qo'zg'aluvchan
6	0	6	Qattiq jismlarning qo'zg'almas birikmasi	

1.2-rasmda kinematik juftliklarning turli sinflariga ayrim misollar keltirilgan. Ushbu rasmda fazoviy koordinatalar tizimi bo'g'inlardan biri bilan bog'langan, bunda tekislikni bo'g'in sifatida qabul qilish mumkin. Bir-biriga nisbatan mumkin bo'lgan harakatlar rasmda strelkalar bilan ko'rsatilgan. 1.2 *a*-rasmda juftlikning ikkinchi bo'g'ini shar hisoblanib, u tekislikka nisbatan z koordinata o'qi bo'ylab harakatlana olmaydi ($S = 1$, $H = 5$), bu *birinchi sinf* yoki *besh qo'zg'aluvchan juftlikka* to'g'ri keladi. 1.2, *b*-rasmda tekislikdagi silindr tasvirlanib, unda z o'qi bo'ylab ilgariylanma harakatlar va x o'qi atrofida aylanma harakatlar yo'q ($S = 2$, $H = 4$). Natijada *to'rt qo'zg'aluvchan kinematik juftlik* yoki *ikkinchi sinf* juftligi hosil bo'ladi. Boshqa kinematik juftliklarga ham shu tarzda nom beriladi. 1.2, *d*-rasmda — *uch qo'zg'aluvchan* yoki *uchinchi sinf* kinematik juftligi (u *sferaviy sharnir* deb ataladi), 1.2, *e*-rasmda — *silindr sharnir* deb ataluvchi ikki *qo'zg'aluvchan* yoki *to'rtinchi sinf* kinematik juftligi, 1.2, *f*-rasmda – *aylanma juftliklar* (oddiy nomi *sharnir*) deb ataluvchi bir *qo'zg'aluvchan* yoki *beshinchi sinf* kinematik juftligi va 1.2, *g*-

rasmda ham – *ilgarilanma juftliklar* deb ataluvchi *beshinchi sinf* kinematik juftligi tasvirlangan. 1.2, *h*-rasmda ikki harakatga ega vintli kinematik juftlik tasvirlangan, biroq undagi bir harakat (aylanma) mustaqil hisoblanadi, shuning uchun u *beshinchi sinfga* kiritiladi.



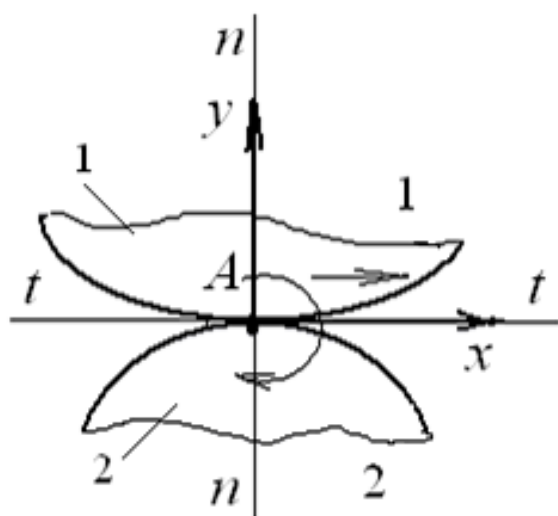
1.2-rasm. Kinematik juftliklarning turli sinflari.



1.3-rasm. Fazoviy tizimdagi qattiq jism.

Fazoviy tizimdan tekislikka o'tganda qattiq jism uch erkinlik darajasini yo'qotadi, bu unga uchta bog'lama qo'yilganini bildiradi. Shuning uchun erkin qattiq jism tekislikda $H = 3$ va $S = 3$ ga ega. Masalan, xy koordinata tekisligida joylashgan jism ushbu o'q bo'ylab

ilgarilanma harakatlanishi va xy tekislikka perpendikular o'q atrofida aylanishi mumkin (1.3-rasm). Shuning uchun tekis kinematik juftliklarda bo'g'inlar harakatidagi cheklashlar miqdori ikkita yoki bitta bo'lishi mumkin. Birinchi holda bog'lanish shartlarining umumiy miqdori fazodan tekislikka o'tishda yo'qotilgan uchta shart bilan birga $S=5$ ni tashkil qiladi. Bunday kinematik juftlik S soniga muvofiq 5-sinf juftligi sanalib, unda faqat bir harakat bajarilishi mumkin bo'lgani uchun ($H=1$) bu juftlik *bir qo'zg'aluvchan kinematik juftlik* deb ham ataladi.



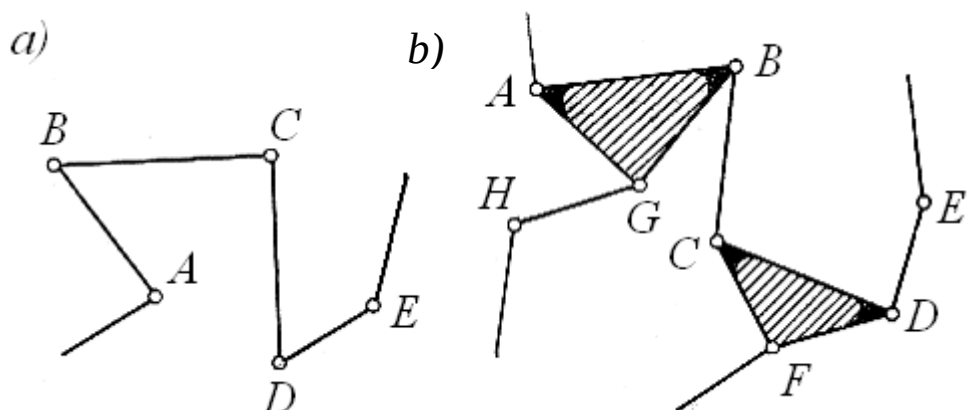
1.4-rasm. Qo'zg'aluvchan kinematik juftlik.

Ikkinchi holda bog'lanish shartlarining umumiy miqdori $S=4$ va kinematik juftlik 4-sinf juftligi hisoblanadi, $H=2$ ga mos ravishda u ikki *qo'zg'aluvchan kinematik juftlik* deb yuritiladi (1.4-rasm). Rasmdan ko'rinib turibdiki, tekislikda 4-sinf juftligini A nuqtada bir-biri bilan tutashuvchi ikkita 1 va 2 egri chiziq tashkil qiladi. Ushbu juftlik bo'g'inlarining nisbiy harakati $t-t$ (x o'q) urinma yo'nalishida va A nuqta atrofida aylanma bo'lishi mumkin. $n-n$ (y o'q) normal bo'ylab harakat mumkin emas.

Elementlarning urinish xarakteri bo'yicha tashnifi. *Kinematik juftlik elementi* – bu kinematik juftliklar hosil bo'lganda bir bo'g'inning boshqa bo'g'in bilan urinadigan nuqtalari, chiziqlari yoki yuzalari majmuidir. Agar kinematik juftliklar elementlarining urinmasi chiziq bo'yicha yoki nuqtada sodir bo'lsa, u holda *oliy kinematik juftlik* (fazoda 1, 2-sinf va tekislikda 4-sinf juftliklari), agar yuzalar bo'yicha urinsa, u holda *quyi kinematik juftlik* (3, 4 va 5-sinf) deyiladi.

Oliy kinematik juftliklarga ega mexanizmlar oz yuklama uzatadi, lekin ishqalanish tufayli kamroq yo‘qotishga uchrab, oson loyihalanadi. Ushbu juftlik elementlarini tayyorlash murakkab kechadi.

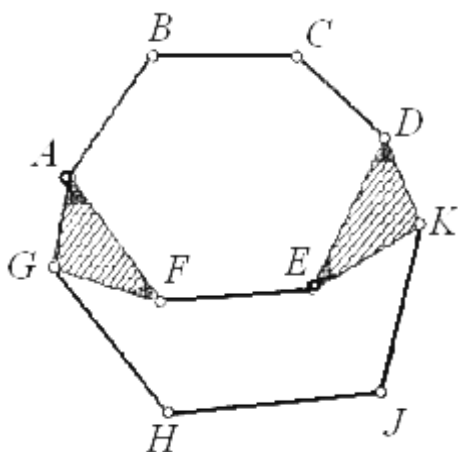
Quyi kinematik juftliklarga ega mexanizmlar ko‘p yuklama uzatsa-da, ishqalanish tufayli katta yo‘qotishlarga uchraydi va ancha murakkab sintezlanadi. Quyi juftliklar elementlari tekislik, silindr yuzalar ko‘rinishida sodda shaklga ega, shuning uchun texnologik jihatdan qulay, ya’ni tayyorlanishi oson.



1.5-rasm. Kinematik zanjirlar.

Kinematik zanjirlar va ularning tasnifi

Kinematik juftliklar bilan o‘zaro biriktirilgan bo‘g‘inlar qatori *kinematik zanjir* deb ataladi. Kinematik zanjirlar fazoviy va tekis, sodda va murakkab, yopiq va ochiq bo‘ladi.



1.6-rasm. Yopiq murakkab tekis kinematik zanjir.

Agar kinematik zanjirlar bo‘g‘inlari bir tekislikka parallel harakatlansa, u holda bunday kinematik zanjir – *tekis*, aksincha holatda *fazoviy* kinematik zanjir deb ataladi. *Sodda* kinematik zanjirlarda

ularning har bir bo'g'ini ikkitadan ortiq kinematik juftlikka kirmaydi. Ushbu shart bajarilmagan kinematik zanjirlar – *murakkab* sanaladi.

Yopiq kinematik zanjirlarda faqat bitta kinematik juftlikka kiruvchi bo'g'inlar yo'q, *ochiq* zanjirlarda esa bunday bo'g'inlar mavjud. 1.5-rasmda ikkita tekis kinematik zanjir sxemasi tasvirlangan. Ulardan *a* sxema sodda, *b* sxema – murakkab kinematik zanjirdan iborat. 1.6-rasmda esa yopiq murakkab tekis kinematik zanjir keltirilgan.

Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasini hisoblash. Umumlashma (mustaqil) koordinatalar miqdori mexanizmning *qo'zg'aluvchanlik darajasi* (yoki *mexanizmning erkinlik darajasi soni*) deb atalib, uning barcha bo'g'inlari muayyan darajada harakatlanishi uchun mexanizmga ega bo'lishi kerak.

Faraz qilaylik, *k* bo'g'inlardan mexanizm loyihalashtirishimiz kerak. Har bir bo'g'in fazoda erkin bo'lgani uchun oltita erkinlik darajasiga ega, u holda $6k$ – barcha *k* bo'g'inlar erkinlik darajasining umumiy miqdori.

Kinematik zanjirlar hosil bo'lganda bo'g'inlar o'zining erkinlik darajalarini yo'qotadi. Agar kinematik zanjirda p_5 – 5-sinf kinematik juftliklari miqdori bo'lsa, har bir shunday juftlik bo'g'inlarning nisbiy harakatiga beshta bog'lanish shartini qo'yadi, shuning uchun $5p_5$ – barcha 5-sinf juftliklari tomonidan qo'yilgan bog'lanish shartlarining umumiy miqdori.

Shuningdek, kinematik zanjirda p_4 – kinematik 4-sinf juftliklar miqdori bo'ladi. 4-sinfning har bir juftligi to'rtta bog'lanish sharti qo'ygani uchun, $4p_4$ – barcha 4-sinf juftliklari tomonidan bo'g'inlarning nisbiy harakatiga qo'yilgan bog'lanish shartlarining umumiy miqdori bo'ladi.

Qolgani ham shunga o'xshash: p_3 – uchinchi sinf kinematik juftliklari miqdori, $3p_3$ – barcha 3-sinf juftliklari tomonidan qo'yilgan bog'lanish shartlarining umumiy miqdori. p_2 – ikkinchi sinfga mansub kinematik juftliklar miqdori, $2p_2$ – barcha 2-sinf juftliklari tomonidan qo'yilgan bog'lanish shartlarining umumiy miqdori. p_1 – birinchi sinf kinematik juftliklari miqdori, $1p_1$ – barcha birinchi sinf juftliklari tomonidan qo'yilgan bog'lanish shartlarining umumiy miqdori.

Agar S ni kinematik zanjirda barcha sinflarning juftliklari tomonidan qo'yilgan bog'lanish shartlarining umumiy miqdori sifatida belgilasak, u holda

$$S = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1.$$

Kinematik zanjirlarning H — erkinlik darajasi miqdori $6k$ va S sonlarining ayirmasi bilan aniqlanadi:

$$H = 6k - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1).$$

Mexanizm — bu bitta qo'zg'almas bo'g'inli kinematik zanjir bo'lib, maqsadga muvofiq bir ma'noli muayyan harakatni bajaradi. Shuning uchun mexanizm hosil qilishda uning bo'g'inlaridan biri qo'zg'almas (*tirgak*) bo'lishi kerak, bunda yana oltita erkinlik darajasi yo'qotiladi. Unda mexanizmning erkinlik darajasi soni: $W = H - 6$, yoki

$$W = 6(k - 1) - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1).$$

$k-1=n$ (n — mexanizmning tirgakka nisbatan qo'zg'aluvchan bo'g'inlarining miqdori) ni belgilab, quyidagiga ega bo'lamiz:

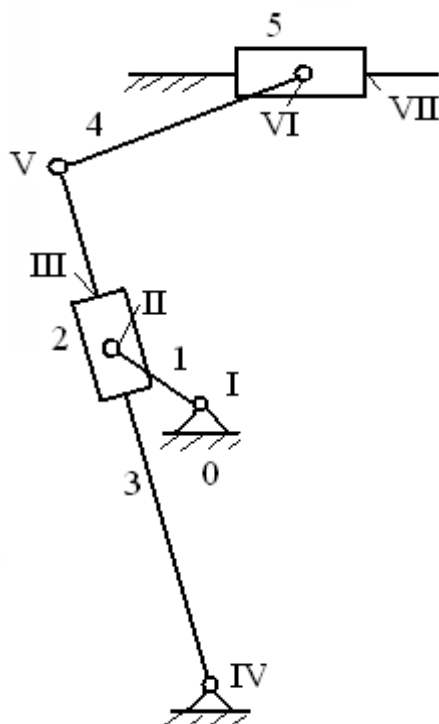
$$W = 6n - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1).$$

Bu formula ilk bor 1887-yili P. I. Somov tomonidan ifodalanib, 1923-yilda A. P. Malishev tomonidan hozirgi ko'rinishga keltirilgan, shuning uchun u *Somov- Malishev formulasi* deb ataladi.

Mohiyatan, W mazkur mexanizmdagi barcha bo'g'inlar harakatlarida to'liq aniqlikka erishish uchun talab qilinadigan mustaqil harakatlar miqdorini bildiradi. Amalda W ko'pincha mexanizmning yetakchi bo'g'inlari miqdorini anglatadi.

Tekis mexanizmda esa uning tarkibidagi barcha bo'g'inlar oltita emas, balki faqat uchta erkinlik darajasiga ega bo'ladi. Shuning uchun qo'zg'aluvchanlik darajasi formulasi Somov-Malishev formulasidagi barcha koeffitsiyentlardan 3 sonini ayirib tashlash orqali hosil qilinadi:

$$W = (6-3)n - [(5-3)p_5 + (4-3)p_4 + (3-3)p_3 + (2-3)p_2 + (1-3)p_1].$$



1.7-rasm. Ko'ndalang-randalash dastgohi mexanizmi.

Qavs ichidagi tegishli amallarni bajargach, yakuniy ifodaga yetib kelamiz:

$$W = 3n - (2p_5 + p_4).$$

Bu formula 1869-yilda Peterburg Fanlar Akademiyasi akademigi P.L.Chebishev tomonidan olingan va *Chebishev formulasi* deb yuritiladi.

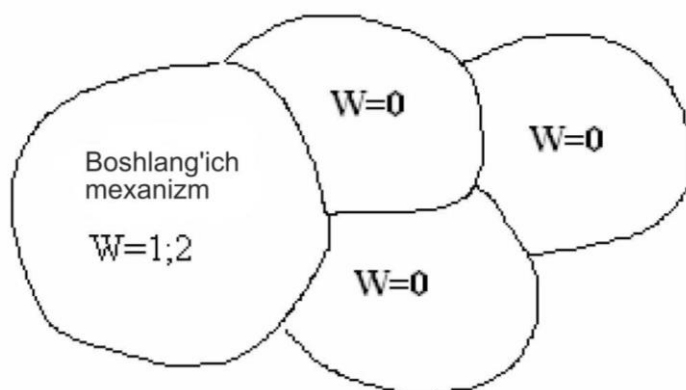
Misol. Ko'ndalang-randalash dastgohi mexanizmi (1.7-rasm).

Berilgan sxemaning qo'zg'aluvchan bo'g'inlari tartib raqamini arab raqamlari bilan belgilaymiz, ularning miqdori $n = 5$ ni tashkil qiladi, rim raqamlari bilan 5-sinf kinematik juftliklari tartib raqamini belgilaymiz, ularning miqdori $p_5=7$, ushbu mexanizmدا 4-sinf juftliklari yo'q, ya'ni $p_4 = 0$. Chebishev formulasi bo'yicha hisoblash quyidagini beradi:

$$W = 3 \cdot 5 - (2 \cdot 7 + 1 \cdot 0) = 1.$$

O‘z navbatida, mazkur mexanizmda erkinlik darajasi bitta, bu uning normal ishlashi uchun bitta yetakchi bo‘g‘in tanlash zarurligini bildiradi.

Tekis mexanizmlarning strukturaviy tasnifi



1.8-rasm. Tirgak va yetakchi bo‘g‘inli boshlang‘ich mexanizm.

L.V.Assur bo‘yicha mexanizmlarning strukturaviy tuzilish tamoyili. Tekis mexanizmlar strukturasi nazarini asoslari 1914-yilda Peterburg texnologiya instituti professori L.V. Assur tomonidan ishlab chiqilgan. U ta’riflagan tamoyilga muvofiq, tirgak va yetakchi bo‘g‘inli boshlang‘ich mexanizmga nol qo‘zg‘aluvchanlikka ega kinematik zanjirlarni biriktirish yo‘li bilan ixtiyoriy tekis mexanizm (1.8-rasm) hosil qilinishi mumkin. Unda mexanizm qo‘zg‘aluvchanligi yig‘indi sifatida yoziladi:

$$W_{mex} = W_{isp.mex} + 0 + 0 + 0 + \dots$$

Assur guruhlari va ularning tasnifi. Kinematik juftliklarning barcha erkin elementlari tirgakka biriktirilganda nolga teng qo‘zg‘aluvchanlik oladigan kinematik zanjir strukturaviy guruh yoki Assur guruhi deb ataladi. Shunday qilib,

$$W_{gr.Ass} = 0.$$

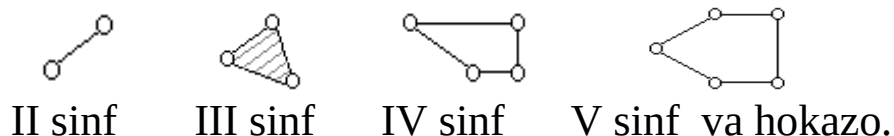
Assur guruhlari tarkibiga faqat 5-sinf kinematik juftliklari kiradi, shuning uchun, Chebishev formulasiga muvofiq:

$$W_{gr.Ass} = 3n - 2p_5 = 0,$$

Assur guruhlari mavjudlik sharti sifatida $3n = 2p_5$, yoki $p_5 = 3n/2$ ni hosil qilamiz. Yuqorida keltirilgan nisbatga muvofiq Assur guruhlaridagi kinematik juftliklar va bo‘g‘inlar miqdorining bir nechta birikmasidan jadval tuzamiz.

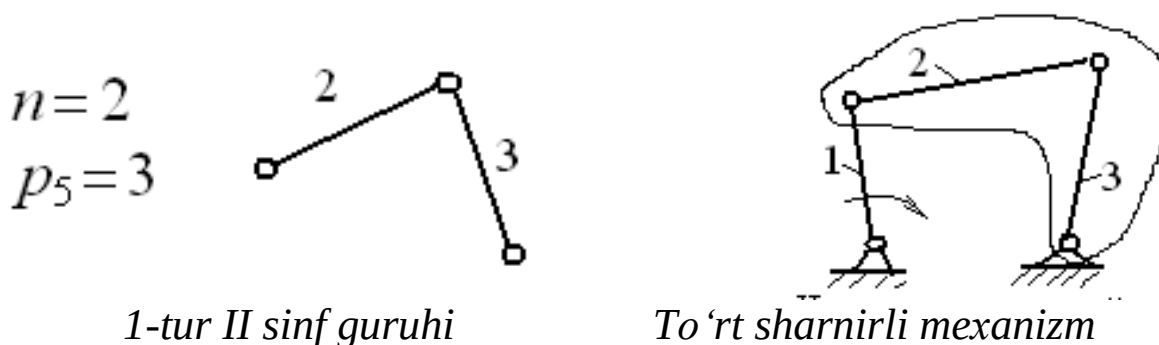
n	2	4	6	...
p_5	3	6	9	...

Assur guruhlari sinf va tartiblarga ajratiladi. Guruh *sinf*i guruh tarkibidagi eng murakkab yopiq kontur sinfi bilan belgilanadi:



Murakkab yopiq kontur sinfi

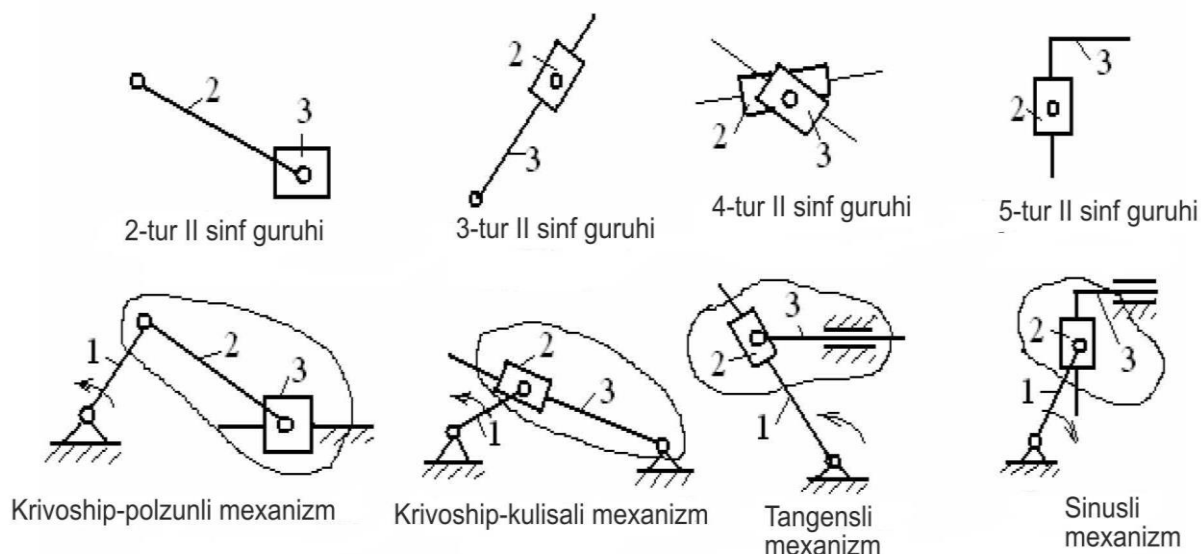
III sinf konturidagi kinematik juftliklar kontur hosil qilmagan holda bitta to‘g‘ri chiziqli bo‘yicha joylashgan bo‘lishi mumkin, biroq mazkur holda ham III sinf konturi mavjud deb hisoblanadi. Assur guruhlari *tartibi* kinematik juftliklarning boshqa bo‘g‘inlarga birikadigan erkin elementlari miqdori bilan belgilanadi.



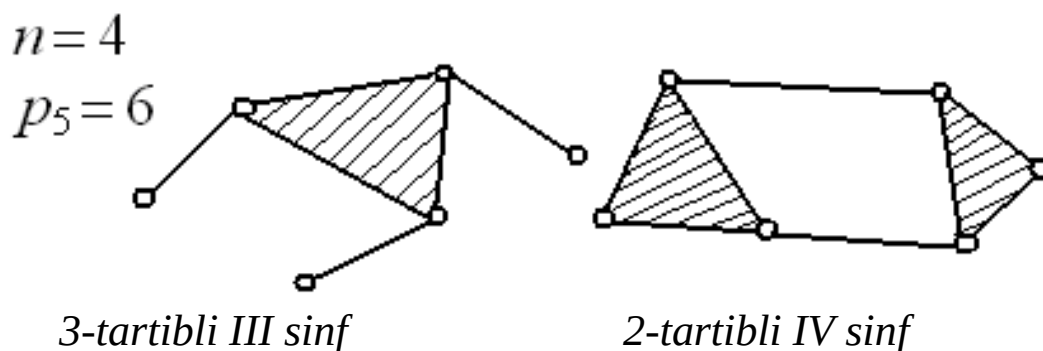
Ilgarilanma va aylanma kinematik juftliklar

II sinf guruhlari, shuningdek, ilgarilanma va aylanma kinematik juftliklar joylashuvi va miqdoriga bog‘liq ravishda tur (modifikatsiya) larga ajratiladi. Quyida har xil turdagi Assur guruhlarining sxemalari va shunday guruhlariga ega eng sodda mexanizmlar sxemalari keltiriladi. Yuqorida keltirilgan Assur guruhi *birinchi turga* kiritiladi. Ushbu Assur guruhiga ega eng sodda mexanizm *to‘rt sharnirli mexanizm* deb ataladi. Agar bu guruhda aylanma juftliklarning chetki elementlaridan

biri ilgarilanma juftlikka almashtirilsa, u holda *ikkinchi tur* guruhi hosil bo‘ladi. U *krivoship-polzunli* mexanizm tarkibida bo‘ladi. Agar o‘rta aylanma juftlik ilgarilanma juftlikka almashtirilsa, u holda bunday guruh *uchinchi tur* Assur guruhi deyiladi.



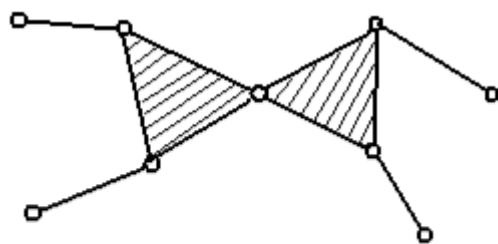
Xilma-xil krivoship-polzunli mexanizmlar



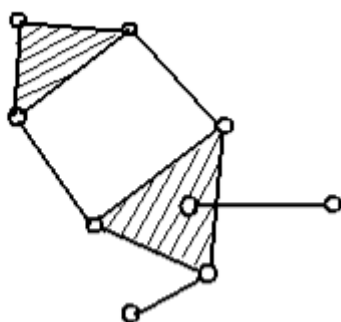
Turli sinfdagi Assur guruhlari

4-tur guruhlarda chetki kinematik juftliklar ilgarilanma, o‘rta – aylanma juftlikdir. Demak, ushbu Assur guruhlarda bir-biriga aylanma juftliklar bilan biriktirilgan ikkita polzun mavjud. Bunday Assur guruhiga ega mexanizm tangens funksiyasini amalga oshiradi, shuning uchun u tangensli mexanizm deb ataladi. 5-tur guruhlarda o‘rta kinematik juftlik va chetki kinematik juftliklardan bittasi – ilgarilanma, ikkinchi chetki juftlik esa – aylanma bo‘ladi. Mexanizm sinus funksiyasini amalga oshiradi va *sinusli mexanizm* deb ataladi.

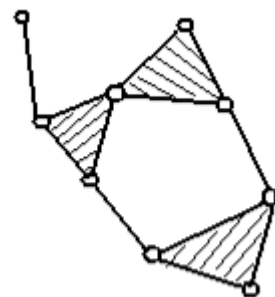
$$n = 6 \quad p_5 = 9$$



4-tartibli IV sinf
Assur guruhlari



3-tartibli IV sinf
Assur guruhlari

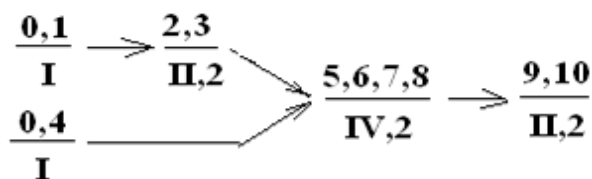


3-tartibli V sinf
Assur guruhlari

Turli tartibli va sinfli Assur guruhlari

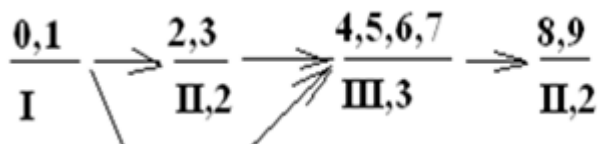
Mexanizmlar tasnifi. Tuzilish formulasi. Assur guruhlariga bog'liq ravishda mexanizmlar ham sinflarga bo'linadi. Mexanizm tarkibida turli sinflarga mansub bir nechta Assur guruhi bo'lishi mumkin, lekin mexanizmga mavjud Assur guruhlarining eng yuqori sinfi beriladi. Tuzilish formulasi Assur guruhlarining bir-biriga va boshlang'ich mexanizmga birikish tartibini ifodalaydi. Misol tariqasida qandaydir kinematik sxemaga taalluqli bo'lmagan ikkita mexanizmning tuzilish formulasini keltiramiz:

Bitta yetakchi bo'g'inda



Boshlang'ich mexanizm Assur guruhlari

Ikkita yetakchi bo'g'inda



Boshlang'ich mexanizm Assur guruhlari

Ushbu formulalar suratida bo'g'irlarning raqamlari, maxrajida esa – Assur guruhlarining sinfi va tartibi keltirilgan. Boshlang'ich mexanizm birinchi sinf mexanizmi hisoblanadi. Strelkalar boshlang'ich

mexanizmdan harakatlarning uzatilish yoʻnalishini koʻrsatadi. Qabul qilingan mexanizmlar tasnifiga muvofiq, keltirilgan formulalardan birinchisi uchinchi sinf mexanizmiga, ikkinchi-toʻrtinchi sinf mexanizmiga kiritiladi.

Tekis mexanizmlarda oliy juftliklarni almashtirish

Mexanizmning strukturaviy tahlilini bajarishda, agar unda oliy juftliklar qatnashgan boʻlsa, ularni quyi juftliklar bilan almashtirish talab qilinadi. Bunda quyidagi shartni bajarish lozim:

1. Kinematik zanjir bilan almashuvchi oliy juftlik boʻgʻinlarining nisbiy harakatiga qoʻyilgan bogʻlamalar miqdori oʻzgarmasligicha qolishi kerak.

2. Oliy juftliklar boʻgʻinlarining bir-biriga nisbatan oniy harakati saqlanishi lozim.

Birinchi shart bajarilishi uchun bitta oliy juftlik bitta bogʻlanish sharti qoʻyishini nazarda tutish kerak, shuning uchun almashuvchi kinematik zanjir ham bitta bogʻlanish sharti qoʻyishi talab qilinadi. Bundan tenglik hosil boʻladi:

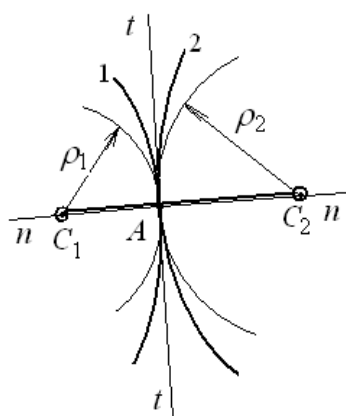
$$1 = 2 p_5 - 3n,$$

Undan quyidagi kelib chiqadi: $p_5 = (3n + 1)/2$,

Bu almashtiruvchi kinematik zanjirning juftliklari va boʻgʻinlari miqdorining mumkin boʻlgan birikmalari jadvalini tuzishga imkon beradi.

n	1	3	...
p_5	2	5	...

Shunday qilib, eng sodda holda oliy juftlikni almashtirish uchun bitta qoʻshimcha boʻgʻin va ikkita 5-sinf juftligi talab qilinadi.



1.9-rasm. Oliy juftlik elementlar.

Ikkinchi shartni bajarish uchun quyidagi usuldan foydalanish zarur:

1. Oliy juftliklar elementlari kontaktining A nuqtasida $n - n$ normal o'tkazing (1.9-rasm).

2. $n - n$ normalda 1-elementning C_1 va 2-elementning C_2 egrilik markazlari holatini aniqlang.

3. Ushbu markazlarga quyi juftliklarni (5-sinf), ularning o'rtasiga esa uzunligi ρ_1 va ρ_2 egrilik radiuslarining yig'indisiga teng C_1C_2 shartli almashtiruvchi bo'g'inni joylashtiring.

Eslatma. Agar oliy juftlik elementlaridan biri o'tkir uch bilan tugasa, u holda almashtiruvchi quyi (aylanma) juftliklardan biri mazkur o'tkir uchda (nuqtada) joylashadi. Agar tutashish joyida oliy juftlik bo'g'inlaridan biri to'g'ri chiziq shaklida bo'lsa, demak, 5-sinf juftligi shu joyda ilgarilanma bo'lishi kerak.

Mexanizmlarda ortiqcha (takrorlanuvchi) bog'lamalar va mahalliy qo'zg'aluvchanlik

Mexanizmدا harakatlarning o'zgarish qonuniga ta'sir qiluvchi harakatlar va bog'lanish shartlari bilan bir qatorda, bu qonunga ta'sir qilmaydigan bog'lama va harakatlar ham mavjud bo'lishi mumkin. Shunday bog'lamalar *ortiqcha bog'lamalar*, harakatlar esa – *mahalliy qo'zg'aluvchanliklar* yoki *ortiqcha erkinlik darajalari* deb yuritiladi. Bitta ortiqcha bog'lama hisoblangan qo'zg'aluvchanlikni bittaga kamaytirsang, bitta mahalliy qo'zg'aluvchanlik uni bittaga ko'paytiradi. Ortiqcha bog'lamalarni topish uchun quyidagi mulohazalardan foydalanish mumkin. Mexanizmدا haqiqiy bog'lanish shartlari miqdori

$$S_{haqiqiy} = 2p_5 + p_4$$

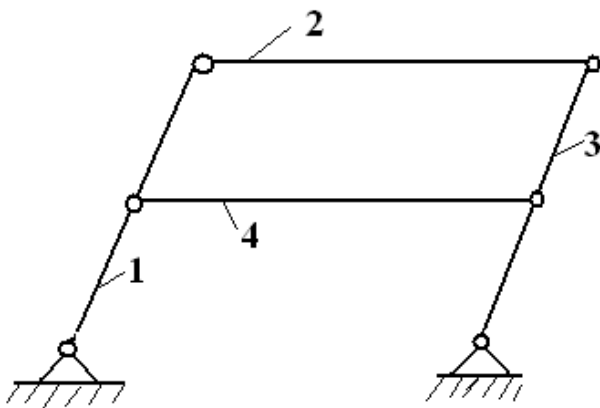
yig'indidan topiladi, uning normal ishlashi uchun zaruriy bog'lanish shartlarining miqdori esa $3n$ dan mexanizmning erkinlik darajasi

miqdori — W ni ayirish yo‘li bilan aniqlanadi, ya’ni $S_{zarur} = 3n - W$. Ortiqcha bog‘lamalar miqdorini q harfi bilan belgilab, quyidagi hisoblash formulasini olamiz: $q = S_{haqiqiy} - S_{zarur}$. Yoki yakuniy ifoda $q = (2p_5 + p_4) - (3n - W)$.

1.10-rasmda sharnirli parallelogramm mexanizmi tasvirlangan, uning qarama-qarshi tomonlari juft-juft teng va parallel (nomi shundan kelib chiqqan). Keltirilgan formula bo‘yicha hisoblash quyidagi natijani beradi. 5-sinf kinematik juftliklar miqdori $p_5 = 6$, 4-sinf juftliklar miqdori $p_4 = 0$, qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlar miqdori $n = 4$. Mexanizm bitta yetakchi bo‘g‘inda, masalan, 1-bo‘g‘inda ishlaydi. Shu ma’lumotlarni inobatga olgan holda quyidagini hosil qilamiz:

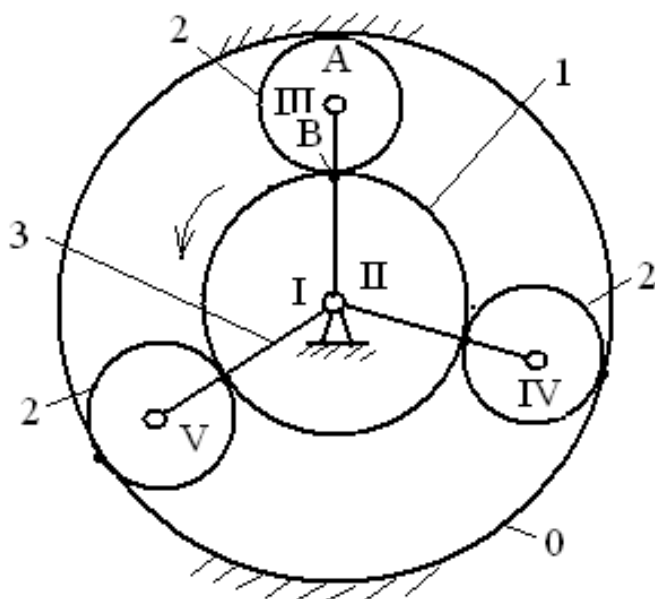
$$q = 2p_5 - (3n - W) = 2 \cdot 6 - (3 \cdot 4 - 1) = 1.$$

Ya’ni mazkur mexanizm bitta ortiqcha bog‘lama mavjud.



1.10-rasm. Sharnirli parallelogramm mexanizmi.

2 va 4-bo‘g‘inlar bir xil funksiyani bajarib, 3-bo‘g‘inga harakatni uzatadi, umumiy kuch oqimini ikkiga ajratadi, ularning har biriga to‘g‘ri keluvchi zo‘riqishni kamaytiradi. Struktura nuqtayi nazaridan ushbu bo‘g‘inlarning birini (masalan, 4-bo‘g‘inni) ortiqcha bog‘lama deb hisoblash mumkin.



1.11-rasm. Planetar tipli tishli mexanizm.

1.11-rasmda tasvirlangan planetar tipli tishli mexanizmnı shunga doir namuna sifatida ko‘rsatish mumkin.

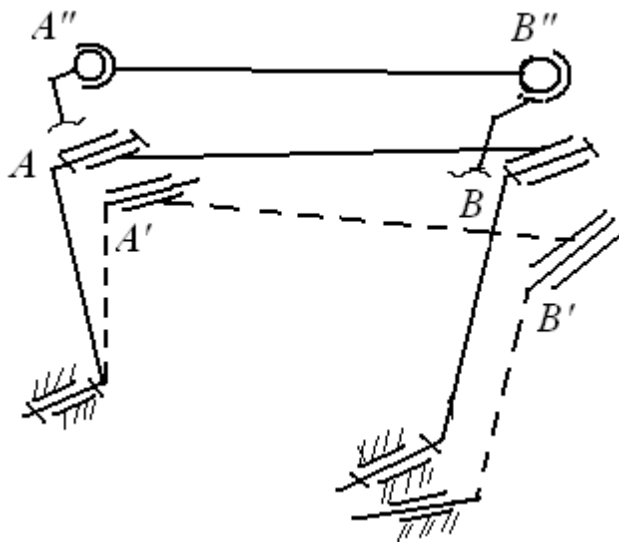
Mexanizm tarkibiga yetakchi hisoblangan markaziy g‘ildirak 1, uch parallel ishlovchi satelit 2 va satelitlar bilan aylanma juftliklar hosil qiluvchi sterjenli bo‘g‘in 3 kiradi. Barcha qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlar ichki tishli qo‘zg‘almas g‘ildirak 0 ichida joylashgan. Hisoblash uchun ma‘lumotlar quyidagicha: 5-sinf juftliklar miqdori $p_5 = 5$ (ular sxemada rim raqamlari bilan qayd qilingan), har bir satelit 2 g‘ildiraklar 0 va 1 bilan ilashma hosil qiladi (ikkita kinematik juftlik), shuning uchun $p_4 = 6$, mexanizmning qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlari miqdori $n = 5$, mexanizmning erkinlik darajasi miqdori $W = 1$. Hisoblash natijasida quyidacha:

$$q = (2 \cdot p_5 + p_4) - (3 \cdot n - W) = (2 \cdot 5 + 6) - (3 \cdot 5 - 1) = 2.$$

Shunday qilib, mazkur mexanizmda ikkita ortiqcha bog‘lama mavjudligini ko‘ramiz, u uch satelitdan ikkitasi bo‘lib, bir satelit funksiyasini takrorlaydi. Qayd qilish kerakki, ikkala mexanizmda ortiqcha bog‘lama ijobiy o‘rin tutib, umumiy kuch oqimini ajratadi va bo‘g‘inlarga zo‘riqishni kamaytiradi.

Ortiqcha bog‘lamalar salbiy rol o‘ynashi ham mumkin. Bunda ular kinematik juftliklarda bo‘g‘in harakatini cheklasa, bu boshqa kinematik juftliklarda allaqachon bog‘lama bilan cheklangan bo‘ladi.

Masalan, to‘rt sharnirli mexanizmni ko‘rib chiqamiz (1.12-rasm). Uning barcha bo‘g‘inlari bir-biri bilan faqat 5-sinf aylanma kinematik juftliklarini hosil qiladi. Bo‘g‘inlar bekam-ko‘st tayyorlanganda barcha sharnirlarning o‘qi bir-biriga parallel bo‘lishi (1.12-rasmda faqat A va B shatun sharnirlari qayd qilingan), mexanizm oson yig‘ilishi va normal ishlashi kerak. Bo‘g‘inlarni aniq tayyorlashning imkoni yo‘q bo‘lgani uchun, xatolar natijasida sharnirlar o‘qi qiyshayib ketadi, bo‘g‘inlar bir tekislikdan chiqib ketadi va mexanizm fazoviy mexanizmga aylanadi (1.12-rasmda bunday mexanizm shtrixli chiziqlar bilan tasvirlangan, shatun sharnirlari A' va B' holatni egallagan).



1.12-rasm. To‘rt sharnirli mexanizm.

Uni tekis holatga qaytarish uchun ancha sa‘y-harakat zarur bo‘ladi. Biroq shunday operatsiyadan so‘ng bo‘g‘inlar deformatsiyalanadi, kinematik juftliklarda yonlama bog‘lanish yuzaga keladi, bularning bari esa kinematik juftliklar elementlarining intensiv eskirishiga va mexanizmning xizmat muddati qisqarishiga olib keladi. Bunday turdagi ortiqcha bog‘lamalarni aniqlash uchun mexanizmni fazoviy mexanizm sifatida ko‘rib chiqish zarur. Unda ortiqcha bog‘lamalar miqdorini hisoblash formulasi quyidagicha bo‘ladi:

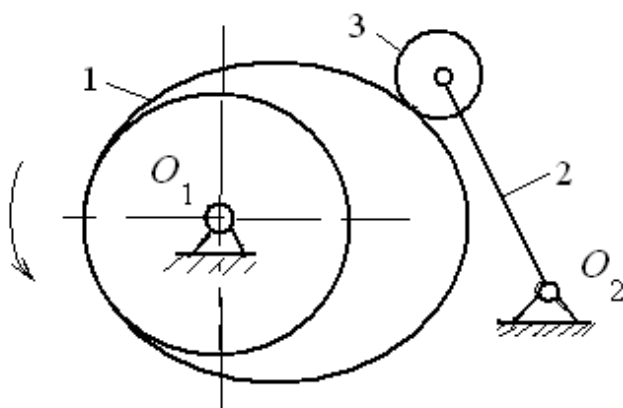
$$q = 5p_5 - (6n - 1) = 5 \cdot 4 - (6 \cdot 3 - 1) = 3.$$

Ya‘ni mazkur mexanizmدا uchta ortiqcha bog‘lama mavjud. Mexanizmni ishga yaroqli holatga keltirish uchun shatun uchlariga beshinchi sinf juftliklari o‘rniga A'' va B'' uchinchi sinf juftliklarini (sferik sharnirlar) joylash zarur. Ular jami to‘rtta qo‘shimcha harakatni beradi. Zaruriy uch harakatdan tashqari bittasi – aynan shatunning o‘z o‘qi atrofida aylanma harakati foydalanilmasdan qoladi. Bu harakat

mahalliy qo'zg'aluvchanlik bo'ladi va mexanizm harakatiga, umuman olganda, ta'sir qilmaydi.

Mexanizmda mahalliy qo'zg'aluvchanlik miqdorini mexanizm normal ishlashi uchun yo'qotilishi kerak bo'lgan miqdordan $(3n - W)$ yo'qotilgan erkinlik darajasi $(2p_5 + p_4)$ miqdorini ayirib tashlash orqali aniqlash mumkin. Agar mahalliy qo'zg'aluvchanlik miqdorini f harfi bilan belgilasak, u holda bu miqdorni hisoblash uchun quyidagi formula hosil bo'ladi:

$$f = (3n - W) - (2p_5 + p_4).$$



1.13-rasm. Kulachokli mexanizm.

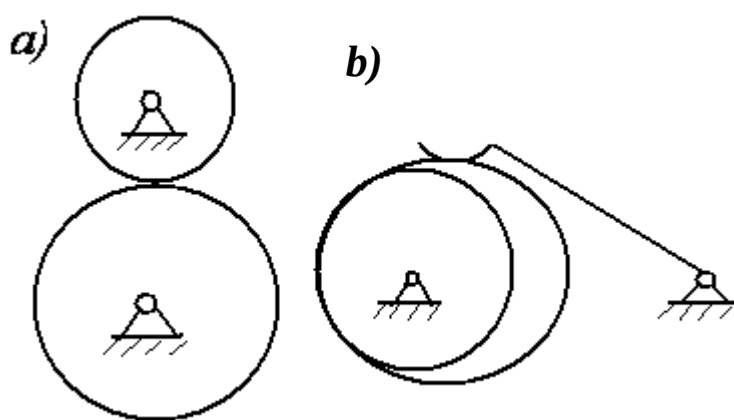
Kulachokli mexanizm uchun (1.13-rasm) quyidagi natija hosil bo'ladi. Qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni $n = 3$, 5-sinf kinematik juftliklari soni $p_5 = 3$, 4-sinf kinematik juftliklari soni $p_4 = 1$ va nihoyat, $W = 1$. Barcha ma'lumotlarni yuqorida keltirilgan formulaga qo'yib hisoblaymiz:

$$f = (3n - W) - (2p_5 + p_4) = (3 \cdot 3 - 1) - (2 \cdot 3 + 1) = 1.$$

Hisoblash ko'rsatadiki, mexanizmda bitta ortiqcha erkinlik darajasi yoki mahalliy qo'zg'aluvchanlik mavjud. Bu yerda turtkichga 3 nisbatan rolikning 2 aylanishi mahalliy qo'zg'aluvchanlik hisoblanadi, chunki bu harakat harakatlar o'zgarishida qatnashmaydi. Mazkur holda bu harakat sirpanish ishqalanishini tebranish ishqalanishiga almash-tirish uchun zarur, chunki shu ishqalanishdan yo'qotishlar nuqtayi nazaridan foydaliroq hisoblanadi (FIK ortishi).

Mexanizmlarning strukturaviy tahlilini amalga oshirishda ortiqcha bog‘lamalar va mahalliy qo‘zg‘aluvchanliklar istisno qilinishi kerak.

Mexanizmlarning strukturaviy sintezi. Yuqorida bayon etilgan strukturalar nazariyasi mexanizmlar sinteziga oid ayrim masalalarni yechishga imkon beradi. Masalan, Somov-Malishev formulasidan foydalanib, tarkibida faqat beshinchi sinf juftliklari mavjud eng sodda fazoviy mexanizm qancha miqdorda bo‘g‘inlarga ega bo‘lishi mumkinligi aniqlanadi. Bunday mexanizm uchun formula $W = 6n - 5p_5$ ko‘rinishiga ega bo‘ladi. Undan kelib chiqadiki, mexanizmda 5-sinf kinematik juftliklari miqdori $p_5 = \frac{6n-W}{5}$ ta bo‘lishi kerak. Agar $n = 6$ bo‘lsa, bitta yetakchi bo‘g‘inda ($W = 1$) juftliklar soni butun bo‘ladi. Shunday qilib, olti qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlar va tirkakdan iborat yetti bo‘g‘inli mexanizm hosil bo‘ladi. Har xil sinflarga mansub kinematik juftliklarning turli birikmalariga ega fazoviy mexanizm sinteziga doir masalalar ham xuddi shunga o‘xshash, lekin qiyinroq yechiladi.



1.14-rasm. Ikkita tishli g‘ildirak va tirkakli sodda tishli mexanizm.

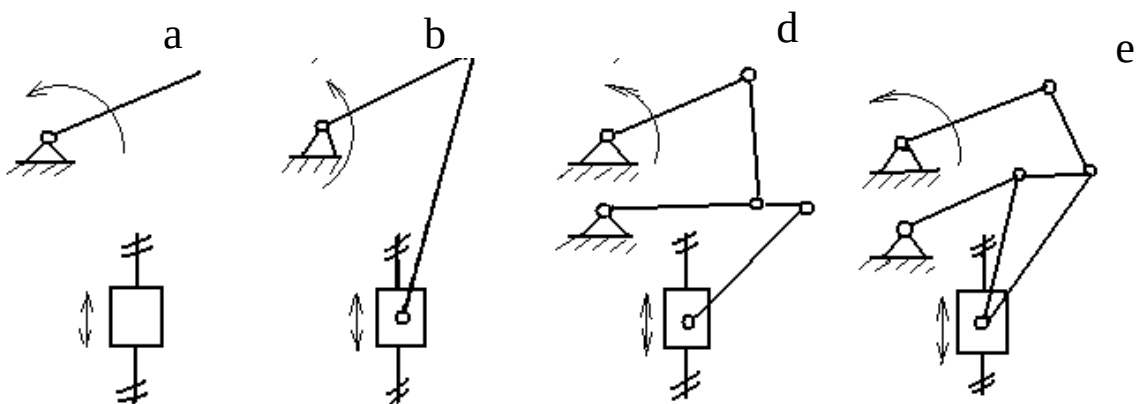
Chebishev formulasidan foydalangan holda tekis mexanizmga oid masalani ham xuddi shunday tartibda yechish mumkin. Bo‘g‘inlar miqdorini shu formulada ifodalab, quyidagini hosil qilamiz:

$$n = \frac{W + (2p_5 + p_4)}{3}.$$

Mexanizmda $W=1$ (bitta yetakchi bo‘g‘in), 4-sinf juftliklari miqdori $p_4 = 0$ bo‘lsin. Bunda n butun son bo‘lishi uchun 5-sinf

juftliklarining minimal miqdori $p_5 = 4$ bo'lishi kerak. Ushbu ma'lumotlarni yuqorida keltirilgan formulaga qo'yib, $n = 3$ ni olamiz. Shu tariqa, to'rt bo'g'inli (uchta qo'zg'aluvchan bo'g'in va tirkak) mexanizmga kelimiz.

Agar mexanizmga bitta 4-sinf kinematik juftligi (oliy juftlik) kiritilsa, u holda n butun son bo'lishi uchun $p_5 = 2$ yetarli, hisoblash natijasida esa $n = 2$ ni olamiz. Bunday mexanizm oliy juftlikli uch bo'g'inli hisoblanib, ikkita tishli g'ildirak va tirkakni o'z ichiga oluvchi eng sodda tishli mexanizmni (1.14, *a*-rasm) yoki mushtli mexanizmni (1.14, *b*-rasm) bunga misol tariqasida keltirish mumkin. L.V.Assur bo'yicha mexanizmlarning tuzilish tamoyiliga muvofiq, yetakchi bo'g'in va tirkakdan tashqari mexanizmning barcha bo'g'inlari Assur guruhleri tarkibida bo'lishi kerakligini unutmaslik darkor. Buni mexanizmning strukturaviy sintezida hisobga olish zarur. Masalan, yetakchi bo'g'inning aylanma harakatlarini yetaklanuvchi bo'g'inning qaytma-ilgarilanma harakatiga aylantirish uchun mexanizm yaratish talab qilinadi (1.15, *a*-rasm). Ularning o'rtasida nechta bo'g'in o'rnatish zarur? Eng sodda javob varianti – bitta bo'g'in (1.15, *b*-rasm). Agar yasalgan mexanizm o'z xususiyatlari bo'yicha konstruktorni qoniqtirmasa, u holda keyin nima qilish mumkin, birinchi va oxirgi bo'g'in o'rtasiga qancha bo'g'in o'rnatish kerak? Javob – uchta bo'g'in, ular yetakchi bo'g'in bilan birga ikkita ikkinchi sinf Assur guruhini (1.15, *d*-rasm) yoki bitta uchinchi sinf guruhini (1.15, *e*-rasm) tashkil qiladi. Bitta oraliq bo'g'inli birinchi variant va uchta oraliq bo'g'inli keyingi ikkita variantdan boshqa yechim yo'q.



1.15-rasm. Qaytma-ilgarilanma harakatlanuvchi mexanizm.

Kinematik juftliklar sinfini aniqlashga doir misollar

Shar-tekislik kinematik juftligi (1.16-rasm).

Qo'zg'almas bo'g'inni 2 (tekislik) faraz qilamiz va uni Oxyz koordinatalar tizimiga joylashtiramiz. Bo'g'in 1 (shar) koordinata o'qiga nisbatan quyidagi harakatlarni bajarishi mumkin:

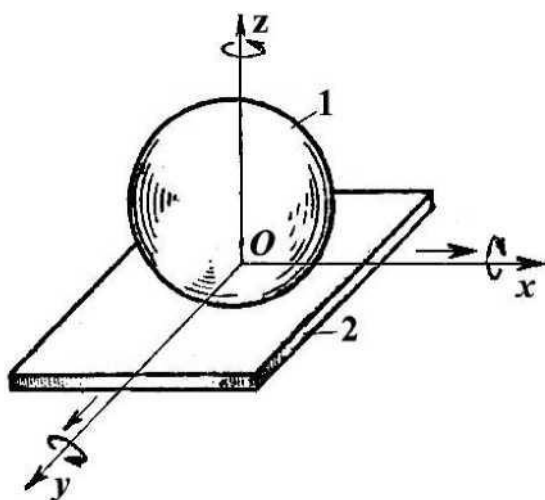
- x, u va z o'qiga nisbatan aylanma;
- x va u o'qiga nisbatan ilgarilanma.

Kinematik juftliklarning erkinlik darajasi soni 5 ga teng. Formula bo'yicha bog'lanish shartlari sonini aniqlaymiz

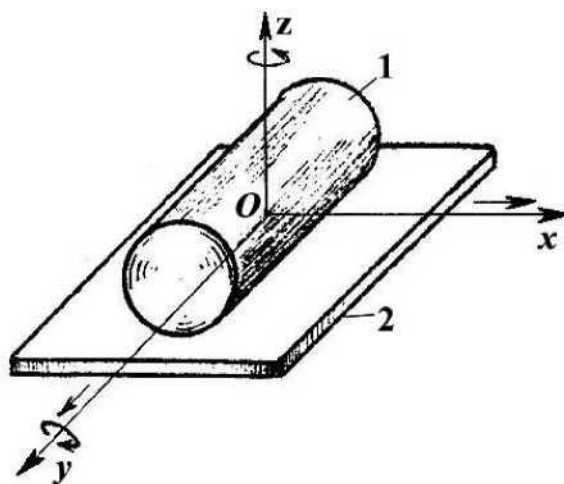
$$S=6-5=1. \quad (1.1)$$

Demak, bu kinematik juftlik birinchi sinfga kiritiladi.

Tegish xarakteriga ko'ra mazkur kinematik juftlik oliy hisoblanadi, chunki shar va tekislik nuqtada urinadi.



1.16-rasm. Shar-tekislik kinematik juftligi.



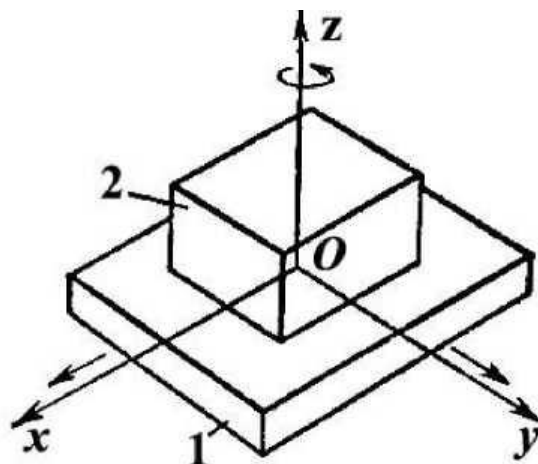
1.17-rasm. Silindr-tekislik kinematik juftligi.

Silindr-tekislik kinematik juftligi (1.17-rasm). Qo'zg'almas bo'g'inni 2 (tekislik) faraz qilamiz va uni Oxyz koordinatalar tizimiga joylashtiramiz. Bo'g'in 1 (silindr) koordinata o'qiga nisbatan quyidagi harakatlarni amalga oshirishi mumkin:

- u va z o'qiga nisbatan aylanma;
- x va u o'qiga nisbatan ilgarilanma.

Kinematik juftlikning erkinlik darajasi soni 4 ga teng. Bog'lanish shartlari soni $S = 6 - 4 = 2$.

Kinematik juftlik ikkinchi sinfga kiritiladi va oliy hisoblanadi, chunki silindr va tekislik chiziq bo'yicha urinadi.



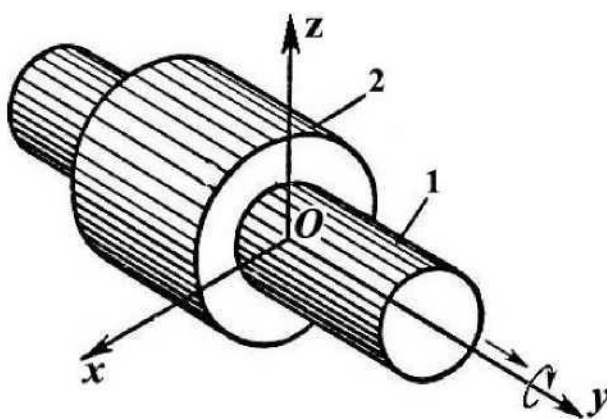
1.18-rasm. Tekislik kinematik juftligi.

Tekislik kinematik juftligi (1.18-rasm). Qo'zg'almas bo'g'inni 1 (tekislik) faraz qilamiz va Oxyz koordinatalar tizimiga joylashtiramiz. Bo'g'in 2 (tekislik) koordinata o'qiga nisbatan quyidagi harakatlarni amalga oshirishi mumkin:

- z o'qi nisbatan aylanma;
- x va u o'qiga nisbatan ilgarilanma.

Kinematik juftlikning erkinlik darajasi soni 3 ga teng, bog'lanish shartlari soni esa $S = 6 - 3 = 3$.

Kinematik juftlik uchinchi sinfga kiritiladi va quyi hisoblanadi, chunki tekislik 1 va yuzalar 2 orqali o'zaro urinadi.



1.19-rasm. Silindr kinematik juftligi.

Silindr kinematik juftligi (1.19-rasm). Qo'zg'almas bo'g'inni 1 (silindr) faraz qilamiz va Oxyz koordinatalar tizimiga joylashtiramiz.

Bo'g'in 2 (havol silindr) koordinata o'qiga nisbatan ikkita: aylanma va y o'qi nisbatan ilgarilanma harakatni amalga oshirishi mumkin.

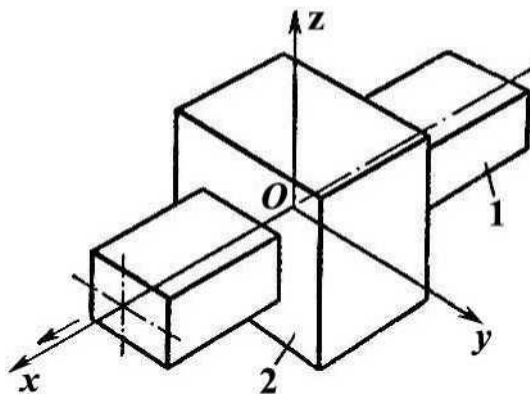
Kinematik juftlikning erkinlik darajasi soni 2 ga teng, bog'lanish shartlari soni esa $S = 6 - 2 = 4$.

Kinematik juftlik to'rtinchi sinfga kiritiladi va quyi hisoblanadi, chunki nuqul silindr 1 va havol silindr 2 yuzalari orqali o'zaro urinadi.

Ilgarilama kinematik juftlik (1.20-rasm)

Qo'zg'almas bo'g'inni 2 faraz qilamiz va $Oxyz$ koordinatalar tizimiga joylashtiramiz. Bo'g'in 1 faqat bitta: x o'qi nisbatan ilgarilanma harakatni amalga oshirishi mumkin.

Unda kinematik juftliklar erkinlik darajasi soni 1 ga teng, bog'lanish shartlari soni esa $S = 6 - 1 = 5$.



1.20-rasm. Ilgarilama kinematik juftlik.

Kinematik juftlik *beshtinchi* sinfga kiritiladi va quyi hisoblanadi, chunki 1 va 2-bo'g'inlarning yuzalari orqali o'zaro urinadi.

Mexanizmlarning erkinlik darajasi sonini aniqlash

Bo'g'inlarning nisbiy harakatlari xarakteriga ko'ra, barcha mexanizmlarni tekis va fazoviyga ajratish mumkin. Tekis mexanizmدا uning qo'zg'aluvchan bo'g'inlar nuqtalari parallel tekisliklarda, fazoviy mexanizmدا esa — kesishuvchi tekisliklarda harakatlanadi.

Fazoviy mexanizmlarda erkinlik darajasi soni Somov-Malishev formulasi bo'yicha aniqlanadi:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (1.2)$$

bu yerda, n — qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni; r_5, r_4, r_3, r_2, r_1 — mos ravishda beshtinchi, to'rtinchi, uchinchi, ikkinchi va birinchi sinf kinematik juftliklari soni.

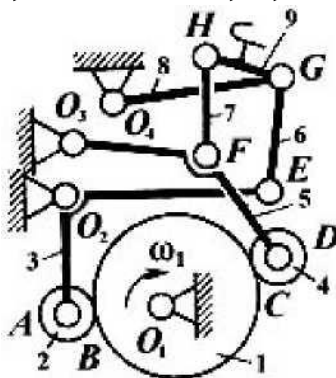
Tekis mexanizmlarda erkinlik darajasi soni Chebishev formulasi bo'yicha aniqlanadi:

$$W = Zn - 2r_5 - r_4. \quad (1.3)$$

Ushbu mavzu bo'yicha masalalarni yechishda avval mexanizmning texnologik vazifasini, barcha bo'g'inlar bir-biriga nisbatan qanday harakatlarni amalga oshirishini va mexanizm turini (tekis yoki fazoviy) aniqlash, so'ngra erkinlik darajasi sonini aniqlashga kirishish zarur.

Misollar. 1.1. To'quv mashinasi mexanizmining erkinlik darajasi soni W aniqlang (1.21-rasm).

Yechim. Ushbu mexanizmning vazifasi shatunda 9 joylashgan ilmoqning halqasimon harakatini ta'minlashdan iborat. Ilmoqqa harakat musht 1 tomonidan shayinlar 3, 5 va shatunlar 6,7 orqali uzatiladi. Mexanizmda 9 ta qo'zg'aluvchan bo'g'in bor: musht 1, roliklar 2, 4, shayin 3, 5, 8, shatunlar 6, 7, 9.



1.21-rasm. To'quv mashinasining strukturaviy sxemasi.

V sinf kinematik juftliklari 10 ta: O_1 (0 va 1 bo'g'inlar bilan hosil qilinadigan), $O_2(0,3)$, $O_3(0,5)$, $O_4(0,8)$, $A(2,3)$, $D(4,5)$, $E(3,6)$, $F(5,7)$, $G_1(8,9)$, $G_2(8,6)$, $H(7,9)$.

IV sinf kinematik juftliklari 2 ta: $B(1,2)$, $S(1,4)$.

Mexanizmda boshqa sinflar kinematik juftliklari yo'q, chunki barcha bo'g'inlar harakatni parallel tekisliklarda bajaradi, ya'ni tekis mexanizm hisoblanadi. Unda (1.3) formula bo'yicha tekis mexanizmlar uchun aniqlaymiz:

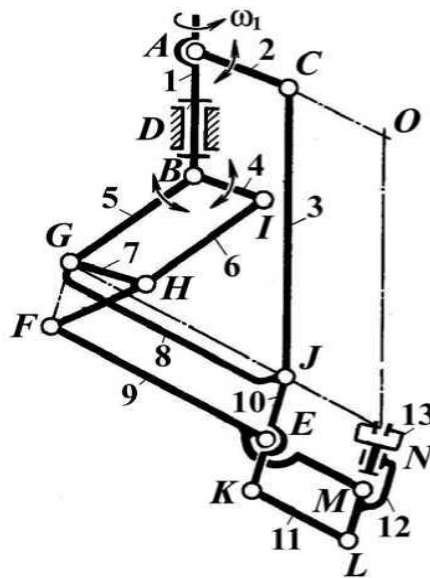
$$W: W = 3 \times 9 - 2 \times 11 - 2 = 3.$$

1.2. Osmo manipulyator pantografi mexanizmining erkinlik darajasi soni W aniqlang (1.22-rasm). Yechim. Mexanizm uzatmali qurilmalarning harakatlar masshtabida nusxa ko‘chirish, harakatlarni uzatish va chiqish bo‘g‘inini ilgarilanma orientirlash uchun mo‘ljallangan. 2, 5, 4 bo‘g‘inlarning birgalikdagi harakati tekislikda ilmoqni 13 siljitishga va uning atrofida LN o‘qini aylantirishga imkon beradi. Mexanizmda 13 ta qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘in bor: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13.

V sinf kinematik juftliklari 17 ta: A (1, 2); B_1 (1, 5), B_2 (1, 4), S (2, 3), D (0, 1), G1 (5, 7), G2 (5, 8), I (4, 6), H (6, 7) F (7, 9), J (3,8), J2 (8, 10), E (9, 10), K (10, 11), L (11, 12),M (9, 12), N (12, 13).

(1.3) formula bo‘yicha tekis mexanizmlar uchun aniqlaymiz:

$$W = 3 \times 13 - 2 \times 17 = 5.$$



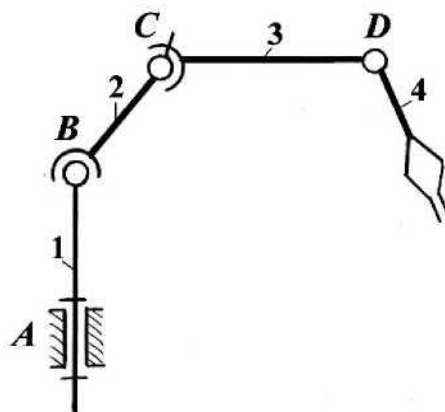
1.22-rasm. Osmo manipulyator pantografining strukturaviy sxemasi.

1.3. Manipulyator fazoviy mexanizmining erkinlik darajasi soni W aniqlang (1.23-rasm).

Yechim. Mexanizmda 4 ta qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘in bor: 1, 2, 3, 4. V sinf aylanma kinematik juftligi ikkita (A, D), III sinf sferik kinematik juftligi bitta (V) va IV sinf barmoqli sferik kinematik juftligi bitta (S).

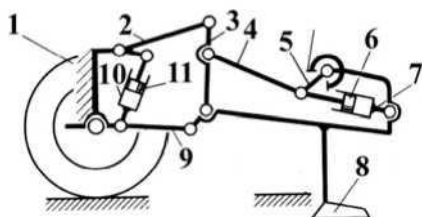
(1.2) formuladan foydalangan holda fazoviy mexanizmlar uchun W ni aniqlaymiz:

$$W = 6 \times 4 - 5 \times 2 - 4 \times 1 - 3 \times 1 = 7.$$

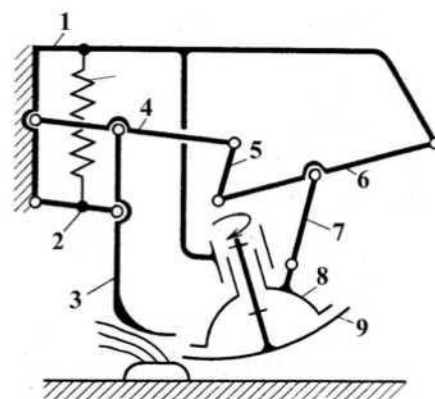


1.23-rasm. Fazoviy manipulyatorning strukturaviy sxemasi.

Qishloq xo'jaligi mexanizmlari va manipulyatorining erkinlik darajasi soni aniqlang (1.24-1.27-rasm).

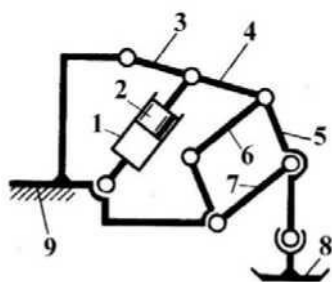


1.24-rasm. Yotiq keskich-chuqur yumshatgich mexanizmi.

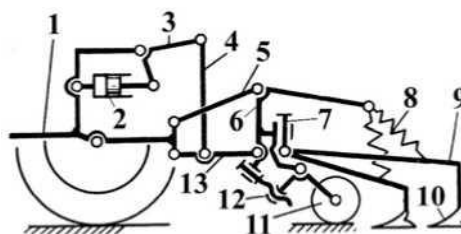


1.25-rasm. Palakkesgich mexanizmi.

1.4. Yotiq keskich-chuqur yumshatgich mexanizmi (1.24-rasm) traktorga yerni ag'darmasdan haydaydigan ishchi qurollarni biriktirish, shuningdek, yumshatish chuqurligini boshqarish uchun mo'ljallangan. Gidrosilindr 7 chuqurlatish va ko'tarishda pichoqni 8 burish uchun xizmat qiladi. Bo'g'in 5 burilishi tayanchlar bilan cheklangan. Gidrosilindr 10 pichoq 8 bilan birga 3 bo'g'inning ko'tarilishi va tushirilishini amalga oshiradi.



1.26-rasm. *Tashqi tayanch mexanizmi.*



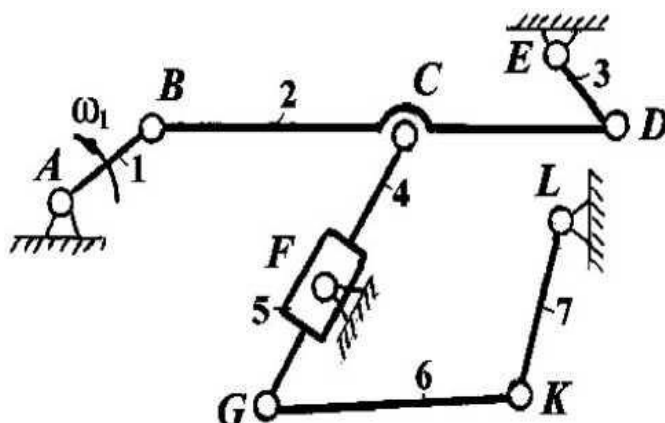
1.27-rasm. Kultivator mexanizmi.

1.5. Tashqi tayanch mexanizmi (1.26-rasm) mashinaning ish jarayonidagi chidamliligini oshirish uchun mo'ljallangan. Tayanch 8 bo'g'inlarni (3 va 4) biriktiruvchi sharnirga ta'sir qiladigan gidrosilindr 1 bilan birga ilgari lanma harakatlanuvchi 5 bo'g'inga sharnirli osib qo'yilgan.

1.6. Kultivator mexanizmi (1.27-rasm) kultivatorning ishchi qurollarini traktorga biriktirish, uni ko‘tarish va tushirish, yerga ishlov berish chuqurligini boshqarish uchun mo‘ljallangan.

1.7. Palakkesgich mexanizmi (1.25-rasm) o'simliklar palagini kesuvchi pichoqni 9 orientirlash uchun mo'ljallangan. Mashina 1 ramasiga 2, 3, 4, 1-bo'g'inlarning parallelogrammi yordamida osib qo'yilgan qalamcha 3 pichoq 9 holatini orientirlaydi. Aylanuvchi disk ko'rinishidagi pichoq 9 korpusda 8 joylashgan va mustaqil uzatmaga ega.

1.8. Kombaynni tozalash mexanizmining strukturaviy tahlilini amalga oshiring (1.28-rasm).



1.28-rasm. Kombaynni tozalash mexanizmining sxemasi.

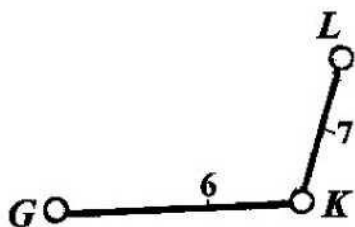
Yechim. Mexanizmning erkinlik darajasi sonini Chebishev formulasi bo'yicha aniqlaymiz: $W = 3n - 2p_5 - p_4$.

Mazkur mexanizmدا qo'zg'aluvchan bo'g'inlarning soni $n = 7$ (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7), V sinf kinematik juftliklari soni $r_5 = 10$: $A(0,1)$ – aylanma, $S(2,4)$ – aylanma, $B(1,2)$ – aylanma, $D(2,3)$ – aylanma, $E(0,3)$ – aylanma, $F_1(4,5)$ – ilgarilanma, $F_2(5,0)$ – aylanma, $G(4,6)$ – aylanma, $K(6,7)$ – aylanma, $L(7,0)$ – aylanma.

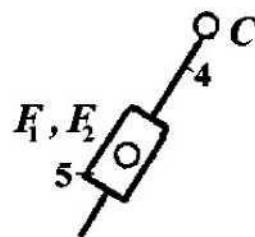
O'z navbatida, $W = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$.

Mexanizm tarkibiga kiruvchi Assur guruhlarini aniqlaymiz. Boshlang'ich bo'g'in krivoship 1 hisoblanadi.

Bu yerda 6, 7-bo'g'inlardan iborat birinchi tur II sinf Assur guruhini ajratish mumkin (1.29-rasm).



1.29-rasm. 1-tur II sinf strukturaviy guruhi.



1.30-rasm. 3-tur II sinf strukturaviy guruhi.

1, 2, 3, 4 va 5-bo'g'inlardan iborat qolgan kinematik zanjir ham mexanizm hisoblanadi.

Keyin 4 va 5-bo'g'inlarni ajratish mumkin bo'lib, ular uchinchi tur II sinf Assur guruhini hosil qiladi (1.30-rasm).

Qolgan kinematik zanjir (1, 2, 3-bo'g'inlar) yopiq va mexanizm hisoblanadi.

2, 3-bo'g'inlardan iborat birinchi tur II sinf oxirgi Assur guruhini ajratamiz (1.31-rasm).



1.31-rasm. 1-tur II sinf strukturaviy guruhi.



1.32-rasm. I sinf mexanizmi.

Shundan so‘ng faqat boshlang‘ich bo‘g‘in 1 qoladi, uni tirgak 0 bilan birga I sinf mexanizmga ajratamiz (1.32-rasm).

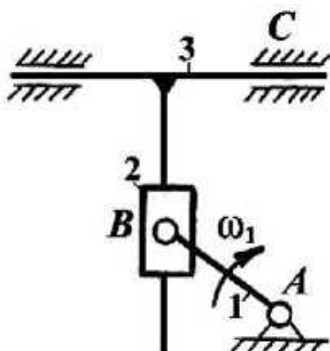
Mexanizmning tuzilish formulasini shakllantiramiz:

$$I(0, 1) \rightarrow II(2, 3) \rightarrow II(4, 5) \rightarrow II(6, 7).$$

Mazkur mexanizm tarkibiga eng yuqori sinfi ikkinchi bo‘lgan Assur strukturaviy guruhlar ham kirib, o‘z navbatida, mexanizm ikkinchi sinfga mansub sanaladi.

1.9- 1.17-masalalar

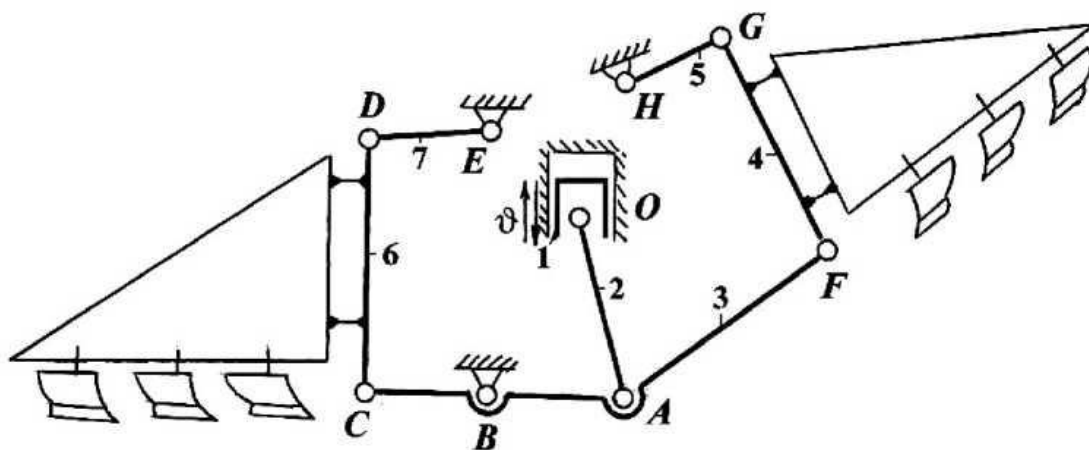
Ushbu masalalarda mexanizmning erkinlik darajasi sonini aniqlash, uning Assur strukturaviy guruhlarini ajratish (ularning sinfi va turini ko‘rsatish), mexanizmning tuzilish formulasini yozish va sinfini aniqlash talab qilinadi. Boshlang‘ich bo‘g‘in strelka bilan qayd qilingan.



1.33-rasm. Polzunli mexanizm.

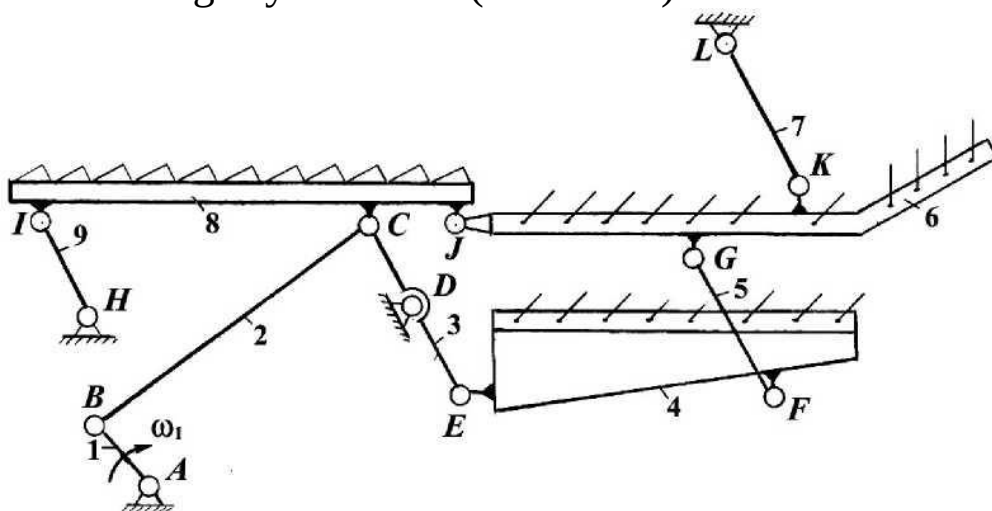
1.9. Aylanish traktor QUV (quvvat uzatish vali) idan krivoship 1 orqali toshga 2 uzatiladi, u polzunning 3 qaytma-ilgarilanma harakatini ta‘minlaydi (1.33-rasm).

1.10. Traktorning gidravlika tizimi orqali umumiy rama 3 aylanib, unga 4 va 6 pluglar osib qo‘yilgan. Traktor bir yo‘nalishda harakatlangan payt 4 plugning chapga aylanuvchi korpusi, qaytish yo‘lida esa 6 plugning o‘ngga aylanuvchi korpusi ishga tushadi (1.34-rasm).



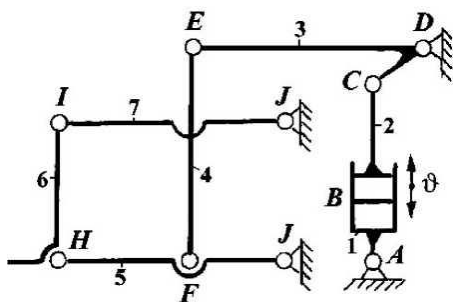
1.34-rasm. Tekis shudgorlash uchun pluglarni o‘rnatish mexanizmi (mokisimon plug).

1.11. Yanchish apparatidan g‘allani tashish (transportirovka) va donini ajratish uchun mo‘ljallangan. Krivoshipning 1 aylanma harakati bo‘g‘inlar 2, 3 yordamida transport doskasi 8 hamda reshetning 4 va 6 tebranma harakatiga aylantiriladi (1.35-rasm).

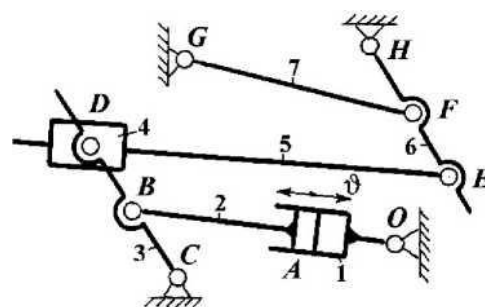


1.35-rasm. Don-1500 g‘alla o‘radigan kombaynning tozalash mexanizmi.

1.12. Hidrosilindr 1 shtokining 2 ilgarilanma harakati richag 3 va ko‘tarma kashak 4 yordamida pastki 5 va yuqori 7 tortqilarning aylanma harakatiga o‘zgartiriladi. Shtok 2 yuqoriga harakatlenganda ishchi a‘zo ko‘tariladi (transport holati), shtokning 2 pastga harakatida esa – tushadi (ishchi holat) (1.36-rasm).



1.36-rasm. Traktorning o'rnatma orqa qurilmasi mexanizmi.

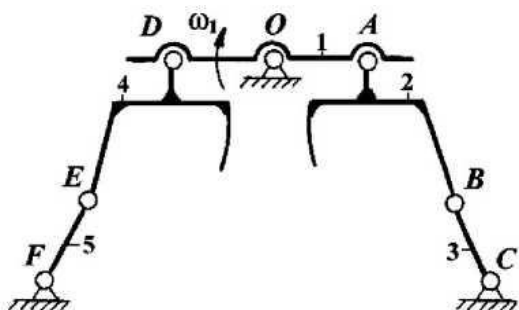


1.37-rasm. PRP-1,6 press-tergich klapanini yopish mexanizmi.

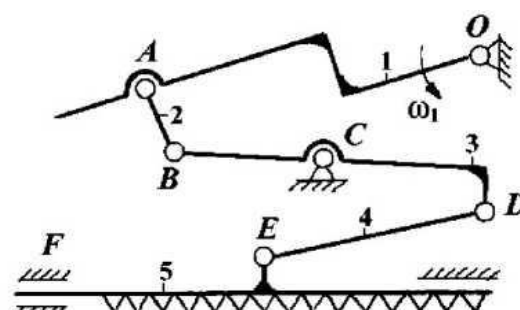
1.13. Hidropnevmoakkumulatoridagi moy gidrosilindr 1 va shtokka 2 kelib tushadi, harakat davomida ramkaga 5 ta'sir qiladi, toy (tyuk) ga tushgandan so'ng esa orqa klapani 6 yopib qo'yadi (1.37-rasm).

1.14. Krivoshipning 1 aylanma harakati poxolelagich oxiridan poxolni tushirib, g'aramlagichga zichlaydigan poxol presslagichga (bo'g'inlar 2, 4) uzatiladi (1.38-rasm).

1.15. Krivoshipning 1 aylanma harakati biriktiruvchi bo'g'in 4 orqali tebranma sanchqi 3 yordamida pichoqning 5 qaytma-ilgarilanma harakatiga aylantiriladi (1.39-rasm).

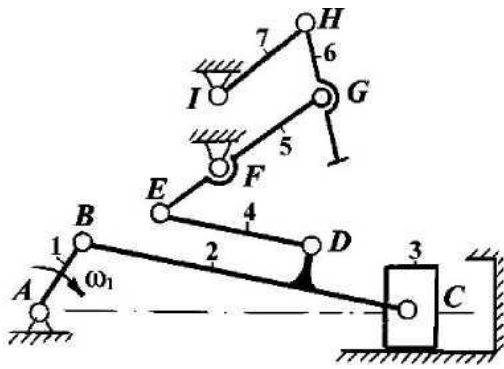


1.38-rasm. Don-1500 kombayni g'aramlagichida poxolni presslash mexanizmi.

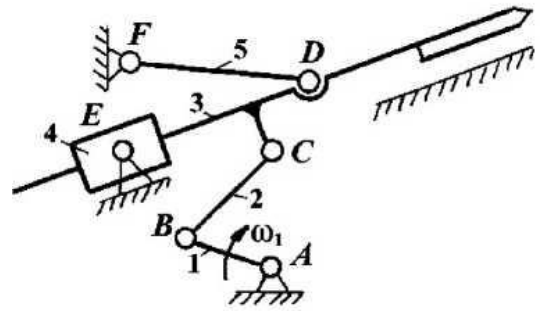


1.39-rasm. KSK-100 yemxashak o'ruvchi kombayn o'roqlarining kesuvchi apparatining uzatma mexanizmi.

1.16. Krivoship 1 traktor QUV i orqali harakatga keltiriladi. Mexanizmning presslovchi qismi krivoship-polzun mexanizmdan (bo'g'inlar 1, 2, 3) iborat, ular orqali shatun 4 to'ldirgich (mexanizmi bo'g'inlar 5, 6, 7) bilan kinematik jihatdan bog'langan (1.40-rasm).



1.40-rasm. Somon pressi mexanizmi.



1.41-rasm. Silos maydalagich mexanizmi.

1.17. Harakat krivoshipdan 1 shatun 2 orqali bazaviy bo'g'inga — murakkab qo'zg'aluvchan pichoqqa 3 uzatiladi (1.41-rasm).

Nazorat savollari

1. Mashina va mexanizm nima, ularning farqi nimada?
2. Mexanizm bo'g'ini deb nimaga aytiladi?
3. Kinematik juftlik deb nimaga aytiladi?
4. Kinematik juftliklar qanday tasniflanadi?
5. Kinematik zanjir deb nimaga aytiladi? Mexanizmlarda qanday kinematik zanjirlar mavjud?
6. Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi qanday hisoblanadi?
7. Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi qanday fizik ma'noga ega?
8. Ortiqcha bog'lamalar nimadan iborat? Foydali va zararli ortiqcha bog'lamalarga misollar keltiring.
9. Mahalliy qo'zg'aluvchanlik (ortiqcha erkinlik darajasi) nima?
10. L.V. Assurga ko'ra mexanizmlarni strukturaviy tuzilish tamoyili nimadan iborat?
11. Boshlang'ich mexanizm nima?
12. Assur guruhi nima, Assur guruhlar qanday tasniflanadi?
13. Mexanizmning tuzilish formulasi deb nimaga aytiladi?
14. Mexanizmlar struktura nuqtayi nazaridan qanday belgilar bo'yicha tasniflanadi?

15. Oliy juftliklarni quyisiga almashtirish qanday amalga oshiriladi?

16. Qo'zg'aluvchanlik darajasini hisoblash formulalarini mexanizmlar sinteziga qanday tatbiq etish mumkin? Misollar asosida tushuntiring.

2. Tekis va fazoviy richagli mexanizmlarning strukturaviy tahliliga doir masalalar, ularni hisoblash usullari va yechish bo'yicha namunalar

Strukturaviy tahlil – kursning bu bo'limida mexanizmlarning tuzilishi o'rganiladi, ya'ni mexanizmlar qanday bo'g'inlardan iboratligi, bo'g'inlar kinematik zanjirga qay yo'sinda birikishi, mexanizmlarning qo'zg'aluvchanlik darajasi qandayligi tadqiq qilinadi.

Bir yoki bir nechta qattiq jism harakatini boshqa qattiq jismlarning talab qilingan harakatiga aylantirish uchun mo'ljallangan jismlar tizimi *mexanizmlar* deb ataladi.

Mexanizm tarkibiga kiruvchi qattiq jism bo'g'in deb ataladi. Bo'g'in bir yoki bir nechta qo'zg'almas biriktirilgan detallardan iborat bo'lishi mumkin.

Ikkita urinuvchi bo'g'inning o'zaro nisbiy harakatga imkon beradigan birikmasi *kinematik juftliklar* deb ataladi. Kinematik juftliklar erkinlik darajalari yoki bog'lanish shartlari soni bo'yicha tasniflanadi. Kinematik juftliklar elementlarining turiga bog'liq ravishda oliy va quyi juftliklarga ajratiladi.

O'zaro kinematik juftliklarni hosil qiluvchi bo'g'inlar tizimi *kinematik zanjir* deb ataladi. Yopiq va ochiq kinematik zanjirlar farqlanadi. Agar oldindan ma'lum mexanizmlarning aksariyati yopiq kinematik zanjirlardan iborat bo'lsa, hozirgi ayrim zamonaviy mexanizmlar (masalan, manipulyator mexanizmlari) ochiq kinematik zanjirlardan hosil qilingan.

Har bir mexanizmda tirgak deb ataluvchi bitta qo'zg'almas (yoki qo'zg'almas sifatida qabul qilinuvchi) bo'g'in bor.

Qo'zg'almas bo'g'inlar ham kirish va chiqish bo'g'inlariga ajratiladi. Kirish bo'g'iniga mexanizm tomonidan boshqa bo'g'inlarning talab qilingan harakatiga o'zgartirilgan harakat uzatiladi. Mexanizm uchun mo'ljallangan harakatni amalga oshiruvchi bo'g'in chiqish bo'g'ini deb ataladi (avvalroq ushbu funksional

vazifalarga ega bo'g'inlar mos ravishda yetakchi va yetaklanuvchi deb atalgan edi).

Fazoviy va tekis mexanizmlarning erkinlik darajasi soni mos ravishda Malishev va Chebishev formulalari yordamida aniqlanadi.

Mexanizmlar *tekis* va *fazoviy* mexanizmga ajratiladi. Tekis mexanizmga barcha qo'zg'aluvchan bo'g'inlar ayni bir qo'zg'almas tekislikka parallel harakatlarni amalga oshiradi.

Mexanizmlarning asosiy turlariga quyidagilar kiritiladi: richagli, mushtli, tishli, friksion, egiluvchan bo'g'inli, gidravlik, pnevmatik, to'liqinli mexanizmlar.

Tarkibiga faqat quyi kinematik juftliklar kiradigan mexanizmlar *richagli mexanizmlar* deb ataladi. Bu mexanizmlar sezilarli kuch uzatilishini ta'minlashi mumkin, chunki bo'g'inlar quyi kinematik juftliklarda yuzalari orqali o'zaro urinadi. Quyi kinematik juftlik turlari miqdoran cheklanganligi tufayli bo'g'inlar harakatlarini o'zgartirish bo'yicha ko'plab muhim qonunlar richagli mexanizmlar yordamida olinishi mumkin emas. Bu jihatdan oliy kinematik juftliklarga ega mexanizmlar yuqori imkoniyatlar namoyon qilib, ularda bo'g'inlar nuqta yoki chiziq bo'yicha urinadi. Biroq ular quyi juftliklarga nisbatan eskirishga chidamsizroq sanaladi.

Boshqaruv tizimida mushtli mexanizmlar keng qo'llaniladi. Kulachokli mexanizm musht, turtkich va tirgakdan tashkil topadi. Kulachok — bu bo'g'inga oliy juftliklar elementi tegishli bo'ladi. Kulachokga turli-tuman shakllar bera olish imkoniyati harakat o'zgarishlari xilma-xilligini belgilab beradi. Kulachokli mexanizmlarga xos xususiyatlardan biri shundan iboratki, kirish bo'g'ini uzluksiz harakatlanayotganda ham vaqtning yakuniy kesimi uchun to'xtalishlar bilan chiqish bo'g'ini harakatini ta'minlash mumkin.

Kulachokli mexanizmlar musht turiga ko'ra, kirish va chiqish bo'g'inlarining harakat xarakteriga ko'ra, musht bilan urinuvchi bo'g'inda (tekislik, rolikning silindr yuzasi, sferik yuza va va b.) oliy juftliklar elementlarining turi bo'yicha, oliy kinematik juftliklarning tutashish usuliga ko'ra farqlanadi.

Ayni bir chegaraviy shartlar bilan qoniqtiriluvchi barcha harakat qonunlari qandaydir kinematik yoki dinamik tavsifni ifodalovchi ko'plab o'lchamsiz koeffitsiyentlar bo'yicha taqqoslanadi.

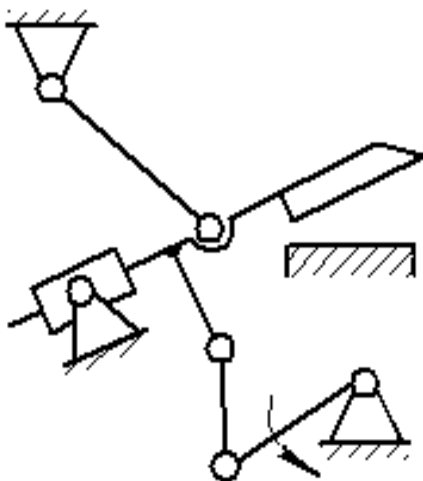
Qabul qilingan harakat qonunlariga ko'ra, mushtli mexanizmning chiqish bo'g'ini harakati musht profilining (musht yuzasining aylanish

o‘qiga perpendikular tekislik bilan kesimi) mutanosib shaklini tanlash orqali ta’minlanadi. Qidirilayotgan musht profili nuqtalar bo‘yicha aniqlanadi. Hisoblash formulalari esa teskari harakatlar usulidan foydalanib hosil qilinadi. Hisoblashlarni tekshirish, musht shakllari va mexanizmning ayrim tavsiflarini oldindan aniqlash uchun profilning grafik tuzilishi qo‘llaniladi.

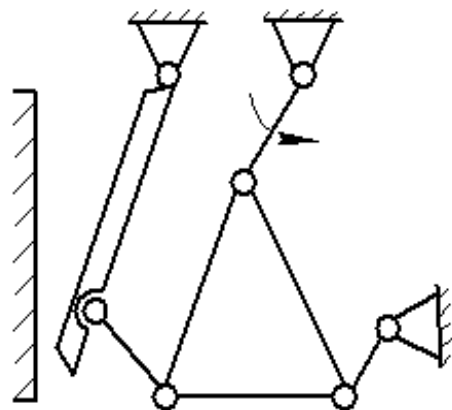
Shart. Tekis mexanizmlar sxemalari 2.1-rasmda keltirilgan.

Oliy va quyi kinematik juftliklarga ega tekis mexanizmlarning strukturaviy tahlilini amalga oshiring, mexanizmning bo‘g‘inlari va kinematik juftliklarini, sinf va har bir kinematik juftlik nomini belgilang, mexanizmda qo‘zg‘aluvchanlik darajasi sonini aniqlang, mexanizmnı strukturaviy guruhlarğa ajrating, har bir strukturaviy guruhning sinfi va tartibini ko‘rsating, mexanizm sinfini aniqlang.

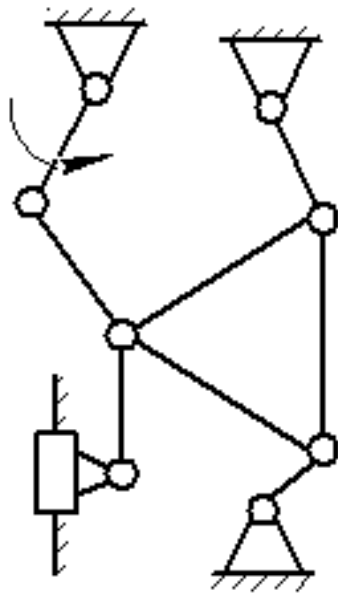
Oliy kinematik juftliklar mavjud bo‘lsa, ularni almashtiring va almashtiruvchi mexanizm sxemasini chizing.



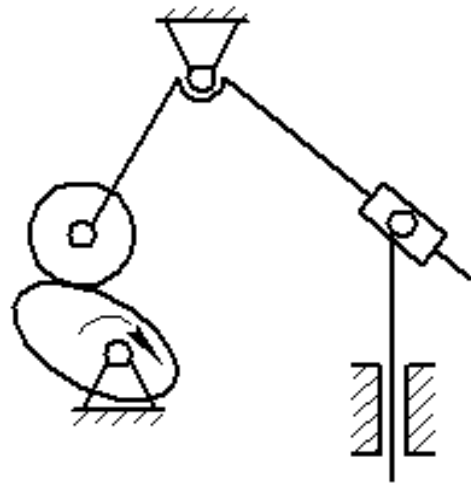
1-sxema.



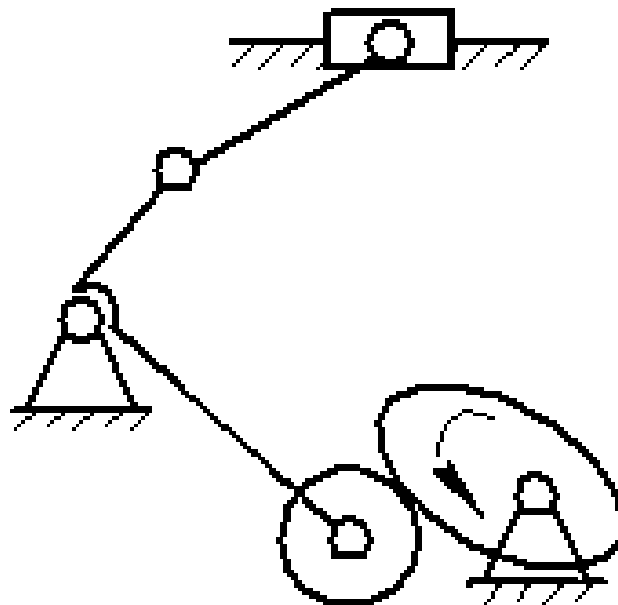
2-sxema.



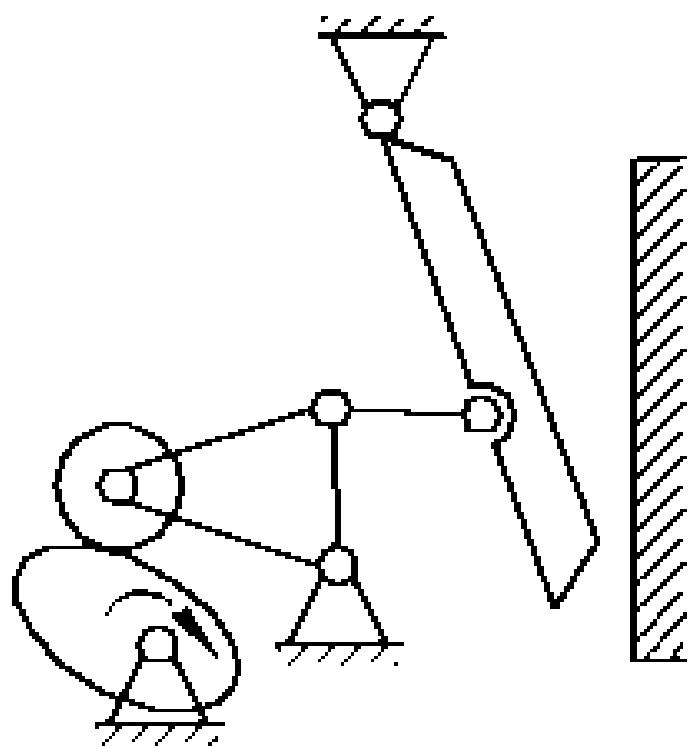
3-sxema.



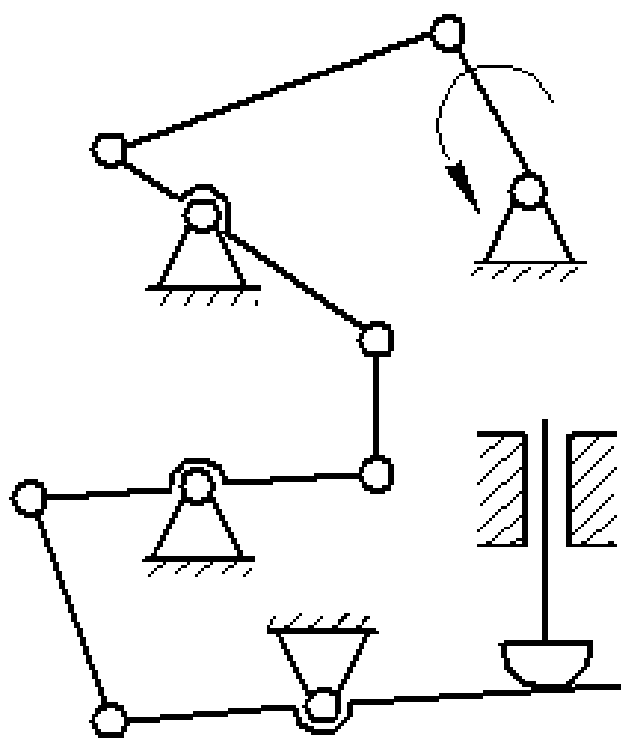
4-sxema.



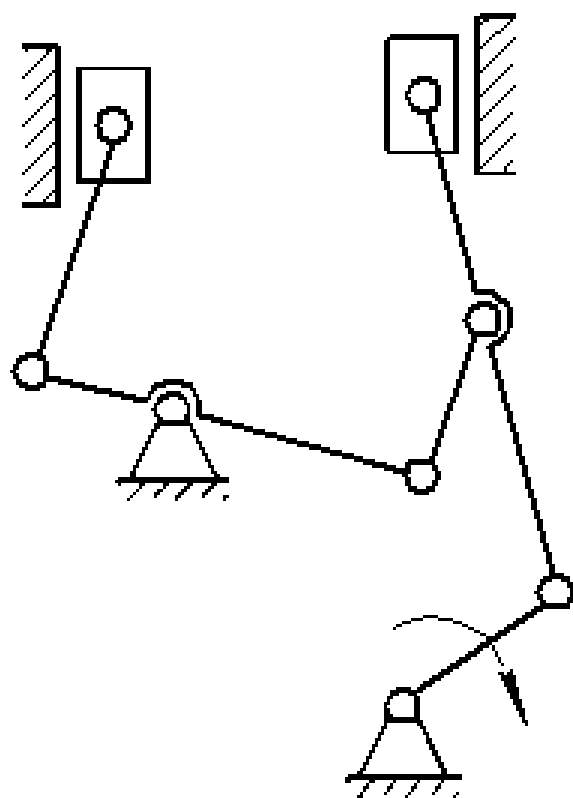
5-sxema.



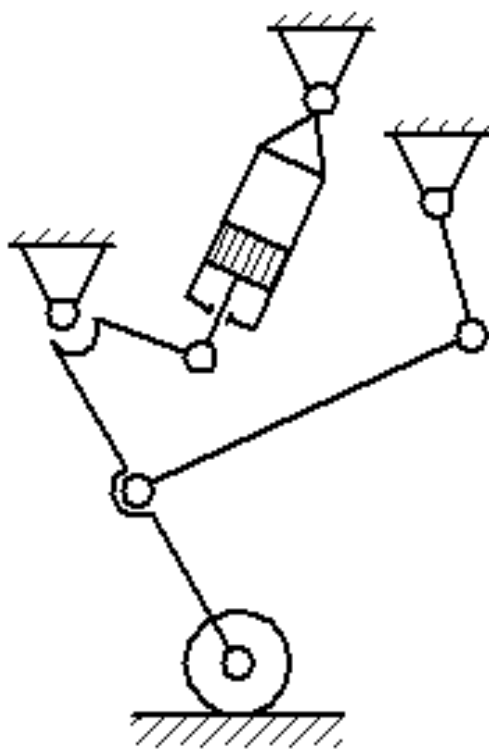
6-sxema.



7-sxema.



8-sxema.



9-sxema.



Yechish namunasi. 1-masala. *Shart.* Elektr distansion (masofaviy) manometrning bosim qabul qiluvchi mexanizmini strukturaviy tahlil qiling (2.2,a-rasm).

Yechim. Mexanizmning qo‘zg‘aluvchanlik darajasini W Chebishev formulasi bo‘yicha aniqlaymiz:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 \quad (2.1)$$

bu yerda, n — qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlar soni; R_5 — 5-sinf kinematik juftliklari soni; R_4 — 4-sinf kinematik juftliklari soni.

Mexanizmning kinematik juftliklari tahlili

2.1-jadval

Kinematik juftlik belgisi	I	II	III	IV	V	VI
------------------------------	---	----	-----	----	---	----

Kinematik juftlikni hosil qiluvchi bo'g'inlar	0-1	1-2	2-0	2-3	3-4	4-0
Kinematik juftlik sinfi	5	4	5	5	5	5

Mexanizm bo'g'inlari sxemada (2.2,a-rasm) arab raqamlari bilan belgilangan, aynan esa: 1 – polzun; 2 – shayin; 3 – shatun; 4 – polzun.

Jami qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni $n=4$.

Sxemada rim raqamlari bilan belgilangan kinematik juftliklar tahlili 2.1-jadvalda keltirilgan.

Shunday qilib, 5-sinf kinematik juftlik soni $R_5 = 5$, 4-sinf $R_4 = 1$.

Mexanizmda passiv bog'lamalar va ortiqcha erkinlik darajalari kirituvchi bo'g'inlar yo'q. Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi (1.1) formula bo'yicha hisoblanadi.

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Yetakchi bo'g'in misol shartida belgilangan va u bitta bo'lishi kerak, chunki $W = 1$.

Assur-Artobolevskiy bo'yicha mexanizmning strukturaviy tahlili faqat 5-sinf kinematik juftliklaridan iborat kinematik zanjirlar uchun bajariladi. Agar tadqiq etilayotgan mexanizm 4-sinf kinematik juftliklariga ega bo'lsa, u holda ular ikkita 5-sinf kinematik juftligiga kiruvchi bo'g'in bilan oldindan almashtirilishi kerak. Bunday almashtirishdan so'ng hosil bo'lgan mexanizm almashtiruvchi deb ataladi.

Almashtiruvchi mexanizm sxemasi 2.2.b-rasmda tasvirlangan. Qo'shimcha bo'g'in 5 – polzun. Almashtiruvchi mexanizm kinematik juftliklari tahlili 2.2-jadvalda keltirilgan.

Almashtiruvchi mexanizmning kinematik juftliklari tahlili

2.2-jadval

Kinematik juftlik belgisi	I	II	III	IV	V	VI	VII
Kinematik juftlikni hosil qiluvchi bo'g'inlar	0-1	1-5	5-2	2-0	2-3	3-4	4-0
Kinematik juftlik sinfi	5	5	5	5	5	5	5
Nomi	Ilgari-lama	Ilgari-lama	Aylan-ma	Aylan-ma	Aylan-ma	Aylan-ma	Ilgari-lama

Almashtiruvchi mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi Chebishev shakliga quyidagi qiymatlarni qo'yish orqali aniqlanadi: $n = 5$, $P_5 = 7$:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Shunday qilib, qo'zg'aluvchanlik darajasi birga tengligicha qoldi, ya'ni almashtirish to'g'ri bajarilgan.

Strukturaviy tahlilning keyingi bosqichi mexanizmdan nol darajali qo'zg'aluvchanlikka ega strukturaviy guruhlarini ajratish hisoblanadi. Bu masalani quyidagi usul bilan yechish tavsiya qilinadi:

a) Strukturaviy guruhlarini ajratish II sinf guruhi va kinematik zanjir bo'yicha yetakchi bo'g'indan uzoqroq joylashgan guruhlardan boshlanadi;

b) Agar qolgan kinematik zanjirning qo'zg'aluvchanlik darajasi o'zgarsa, u holda ajratish noto'g'ri qilingan va bo'g'in juftliklarini boshqa kombinatsiya asosida ajratish talab qilinadi;

d) Agar II sinf guruhlarini ajratib bo'lmasa, u holda III sinf guruhlarini ajratish imkonini ko'rib chiqish lozim.

e) 1 guruh ajratilgandan so'ng qolgan kinematik zanjirlardan keyingi guruhni ajratishga kirishilib, bu jarayon I sinf mexanizmi, ya'ni

kinematik juftlikka tirgak bilan biriktirilgan yetakchi bo'g'in qolmaguncha davom ettiriladi.

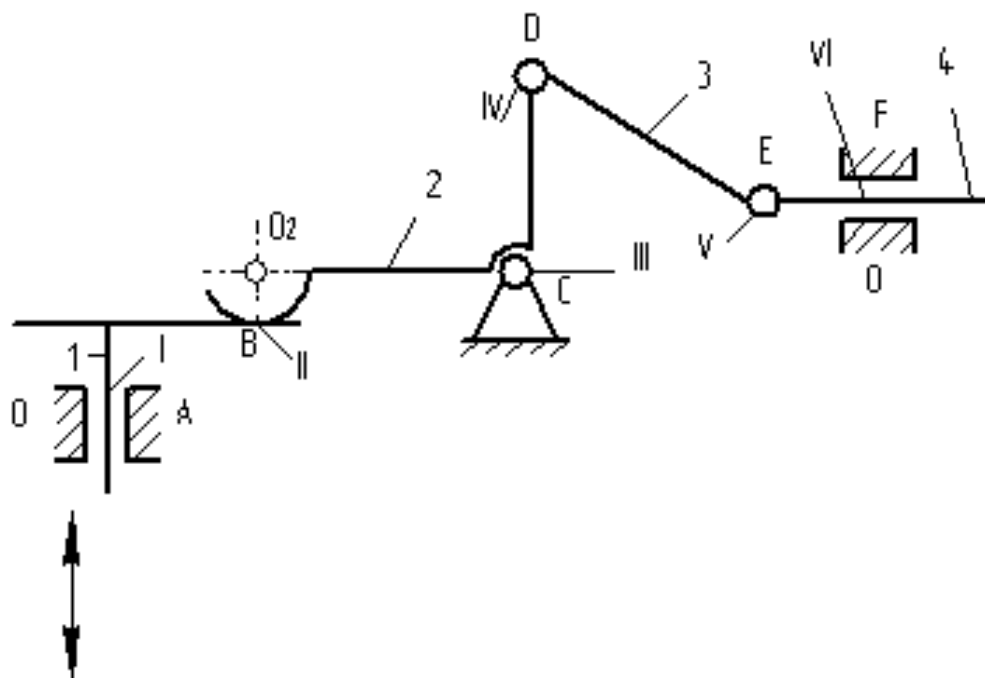
Bayon etilgan ketma-ketlikni almashtiruvchi mexanizm misolida ko'rib chiqamiz (2.2.b-rasm). Dastlab 4 va 3 bo'g'inlar bilan hosil qilingan ikkinchi sinf Assur guruhi, so'ngra 2 va 5 bo'g'inlardan iborat ikkinchi sinf guruhi ajratiladi.

Shu bilan mexanizmni bo'laklarga ajratish yakunlanadi, chunki yetakchi bo'g'in 1 va tirgak 0 qoldi, ya'ni mexanizm I sinfga mansub. Mexanizmning Assur guruhlariga ajralishi 2.3-rasmda keltirilgan.

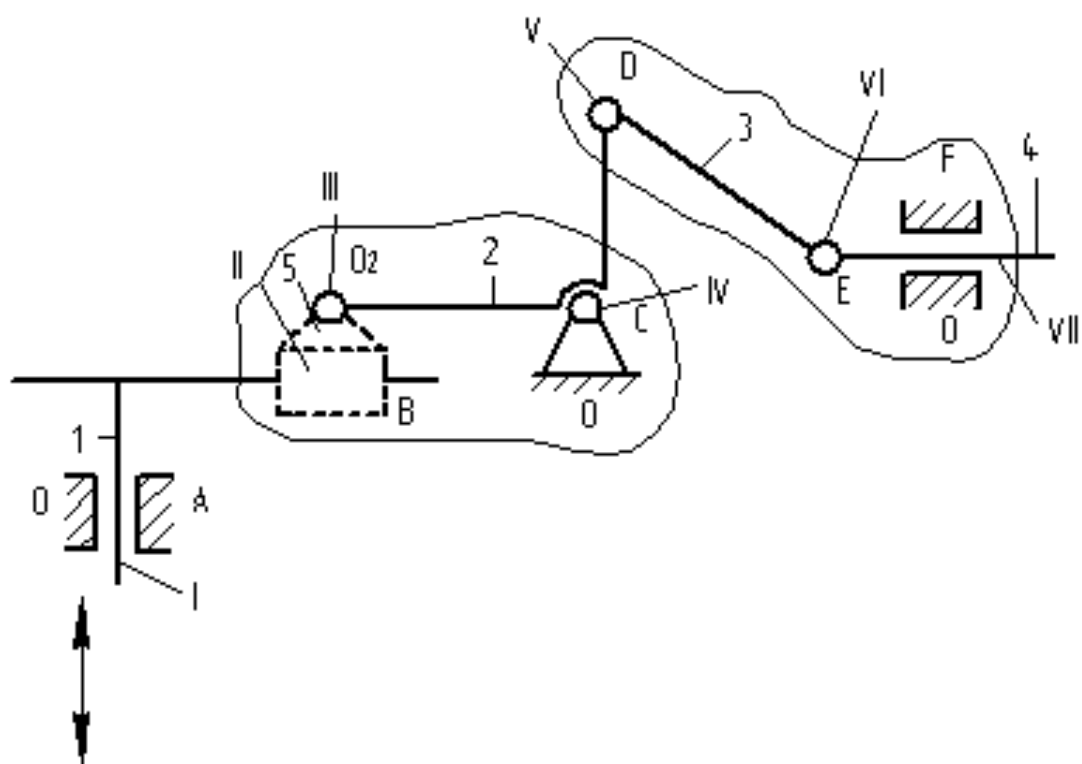
Strukturaviy tahlil ko'rsatadiki, mexanizm bitta erkinlik darajasiga ega va uning strukturaviy formulasi quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$I \rightarrow II_2 \rightarrow II_2$$

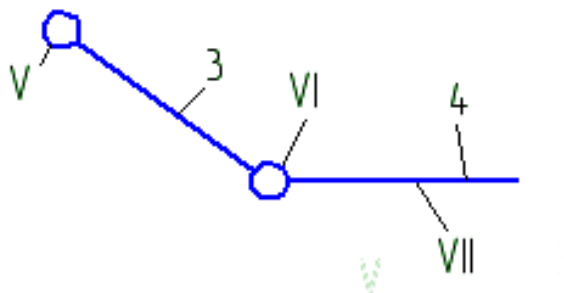
a)



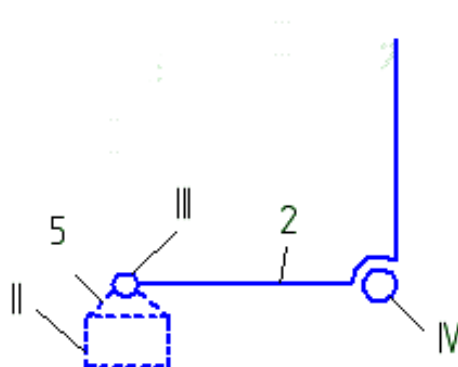
b)



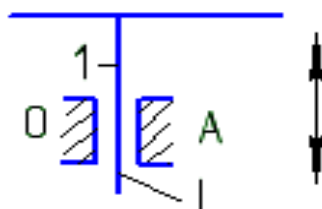
2.2-rasm. a – boshlang‘ich mexanizm; b – almashtiruvchi mexanizm.



a)



b)



d)

2.3-rasm. Mexanizmning strukturaviy tarkibiy qismlari:
a- 2-tur II sinf Assur guruhi; b) 2-tur II sinf Assur guruhi;
d- I sinf mexanizmi.

Rim raqamlari strukturaviy guruhlar sinfini, arab raqamlari bilan ifodalangan indekslar esa guruhlar turini ko'rsatadi.

Mexanizm sinfi uning tarkibiga kiruvchi Assur strukturaviy guruhlarining eng yuqori sinfi bilan belgilanadi. Tadqiq etilayotgan mexanizmda biriktirilgan guruhlarining eng yuqori sinfi – ikkinchi,

shuning uchun butun mexanizm II sinfga kiritiladi (1 yetakchi bo'g'inda).

Fazoviy mexanizmlar strukturaviy tahlili. Sanoat robotlarining ijrochi qurilmalari sifatida manipulyatorlar ochiq kinematik zanjirlar ko'rinishida bajariladigan bir qancha qo'zg'aluvchanlik darajalariga ega turli strukturaviy sxemalarning fazoviy mexanizmlarini o'zida aks ettiradi.

Odatda, manipulyator oltita yoki undan ko'p erkinlik darajasiga (qo'zg'aluvchanlikka) ega bo'lib, ulardan uchasi berilgan trayektoriya bo'yicha obyektning fazoda bir nuqtadan boshqasiga siljitish (ko'chirish) uchun qo'llaniladi, boshqa uchasi obyektning fazoda talab qilingan orientatsiyasini ta'minlaydi.

Sirt bilan chegaralanib, ishchi a'zoning mumkin bo'lgan barcha holatlarini o'ziga qamrab olgan hajm (qamrash) manipulyatorning ish hajmi deb ataladi. Ish hajmining barcha qismi ham berilgan qamrash harakatlarini bajarishda bir xil qulay emas. Ish hajmining bir qismi ixtiyoriy qamrash harakatlari uchun mutlaqo erkin bo'lsa, ayni vaqtda uning boshqa qismlarida qamrash harakatlariga turli cheklashlar qo'yilgan bo'lishi mumkin.

Manipulyator manevrchanligi deganda uning qo'zg'almas qamrashda erkinlik darajasi soni tushuniladi. Manipulyatorlarning turli sxemalarini taqqoslash shuni ko'rsatadiki, manevrchanlik nafaqat manipulyatorning erkinlik darajasi soniga, balki kinematik juftliklar joylashuviga ham bog'liqdir.

Boshqaruv tizimining mukammallik darajasi va robotlarning texnik sezgi a'zolari bilan ta'minlanganligiga bog'liq ravishda uch avlodga ajratiladi:

Birinchi avlod robotlari qat'iy dastur bo'yicha ishlaydi va tashqi vaziyatga bog'liq bo'lmagan ravishda manipulyator tomonidan berilgan harakatlarni amalga oshirishi mumkin. Dastur oson almashtiriladi, bu bilan turli operatsiyalar uchun ishni qayta tashkil etish imkoniyati ta'minlanadi. Bu robotlar inson hayoti uchun xavfli, monoton, og'ir qo'l ishlarini va boshqalarni avtomatlashtirish uchun turli ishlab chiqarishlarda keng qo'llaniladi.

Ikkinchi avlod robotlari — moslashuvchan va sezuvchan tizimlar. ular datchiklar — texnik sezgi a'zolari (ko'rish, eshitish, paypaslash va b.) bilan ta'minlangan. Bu robotlar vaziyatni (tashqi va ichki) baholaydi va o'ziga yuklatilgan amallarni mavjud vaziyatga muvofiq

bajaradi, ya'ni "vaziyatlar sinfi — harakat" tamoyili bo'yicha ishlaydi. Robotlarning ikkinchi avlodi muayyan avtonomlikka ega bo'lib, ular yig'ish ishlarini bajarish uchun, dengiz chuqurliklari hamda koinot fazosini tadqiq etish va boshqalarda qo'llaniladi.

Uchinchi avlod robotlari — intellektual robotlar, sun'iy intellekt elementlari bilan ta'minlangan. Ular uchun topshiriq ancha umumiy ko'rinishda beriladi. Ular qo'yilgan masalaning optimal yechimini tanlaydi va amalga oshiradi. Bunday robotlar ayni damda ishlab chiqarish va tajriba bosqichida turibdi.

Fazoviy mexanizmlarning qo'zg'aluvchanlik darajasi A.P.Malishev formulasi bo'yicha aniqlanadi:

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot r_5 - 4 \cdot r_4 - 3 \cdot r_3 - 2 \cdot r_2 - r_1, \quad (2.2)$$

bu yerda, n – qo'zg'aluvchan bo'g'inlarning soni; $p_5, r_4, \dots, p_i$ – 5-, 4-, ... i-sinf kinematik juftliklari soni.

Amaliyotda 5-sinf (aylanma va ilgarilanma); 4-sinf (sferik sharnir va silindr juftlik); 3-sinf (sferik) kinematik juftliklarga ega fazoviy mexanizmlar uchraydi.

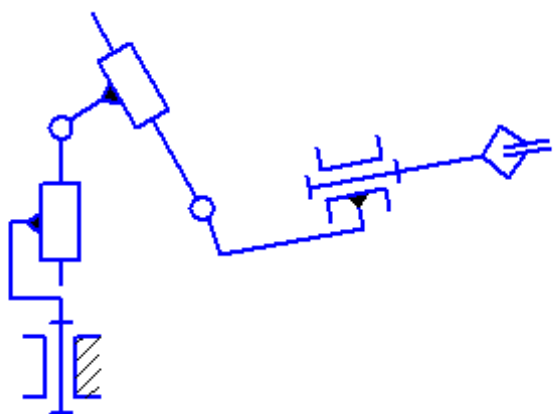
Kinematik juftliklarning shartli belgilari 2.3-jadvaldagi sxemalarda keltirilgan.

Robot-texnika tizimiga mansub manipulyatorlarning kinematik zanjirlarini richagli fazoviy mexanizmlarga misol sifatida keltirish mumkin.

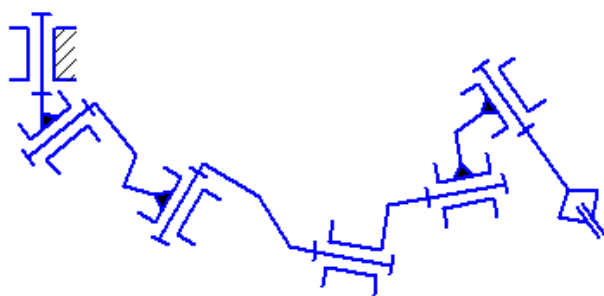
Manipulyator bir qancha erkinlik darajasiga ega ochiq kinematik zanjirdan iborat bo'ladi. Strukturaviy tahlil vazifalariga manipulyatorning erkinlik darajasi sonini va manevrchanligini aniqlash kiradi. Manevrchanlik ham A.P.Malishev formulasi bo'yicha aniqlanadi, lekin bunda qamrash qo'zg'almas bo'g'in hisoblanadi. Shunday qilib, manevrchanlik qamrash manipulatsiya obyektiga biriktirilgan sharoitda manipulyator bo'g'inlarining o'z holatini o'zgartirish imkonini tavsiflaydi.

Shart. Manipulyator ishi uchun qamrashning erkinlik darajasi soni va manevrchanlik aniqlansin. Kinematik juftliklarning nomi, soni va sinfi ko'rsatilsin.

Fazoviy mexanizmlar sxemalari 2.4-rasmda keltirilgan.

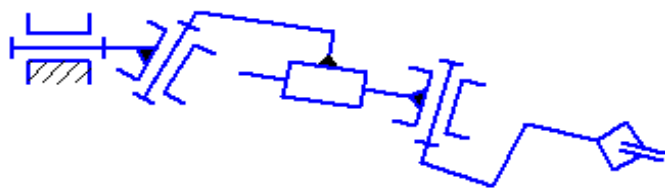


1-sxema.

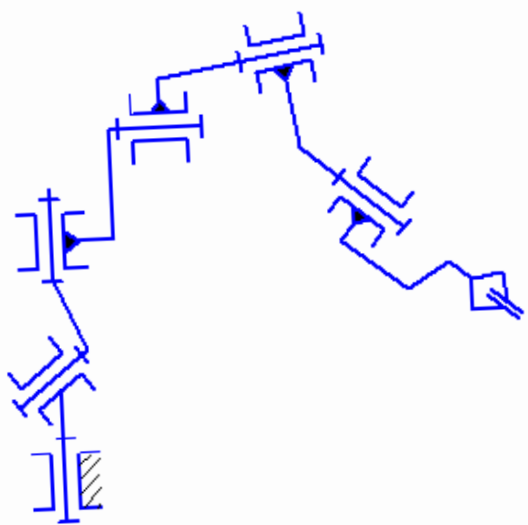


2-sxema.

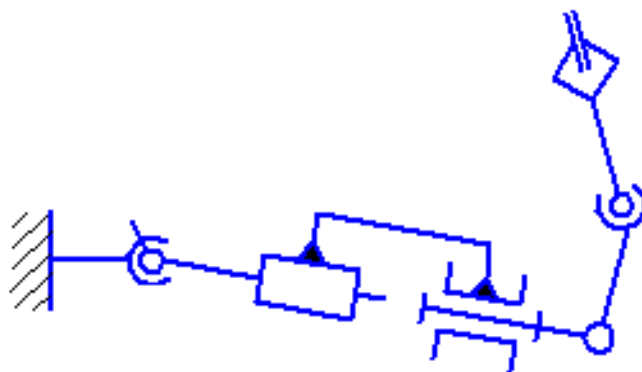
2.4-rasm. Fazoviy mexanizmlar sxemalari.



3-sxema.

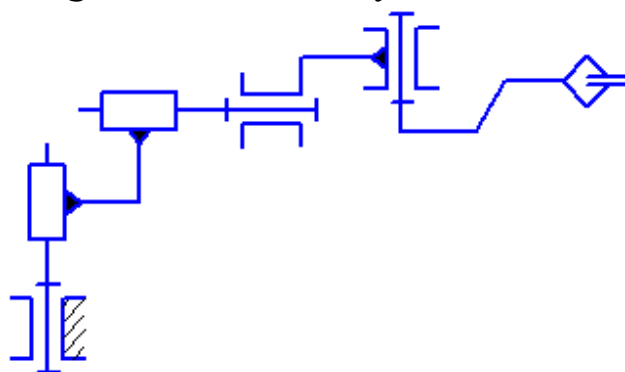


4-sxema.

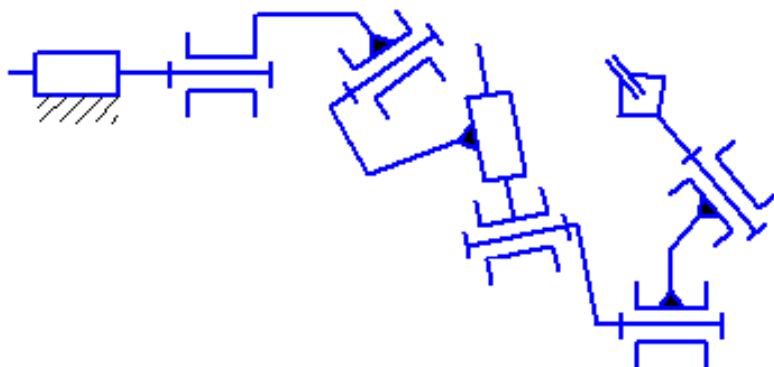


5-sxema.

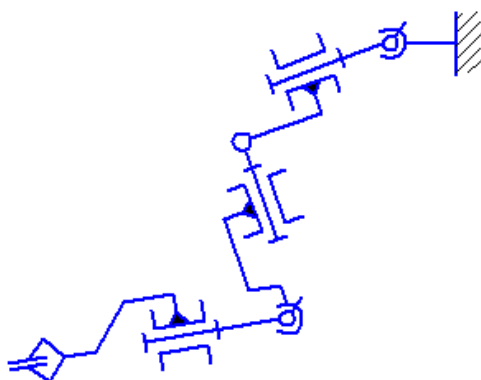
2.4-rasmning davomi. Fazoviy mexanizmlar sxemalari.



6-sxema.

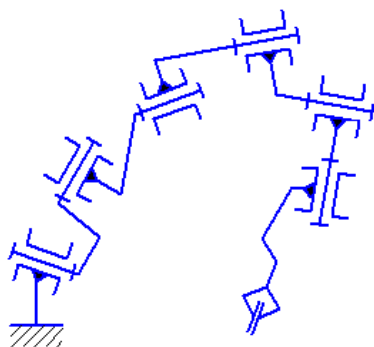


7-sxema.

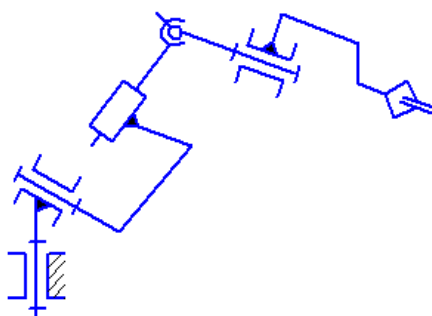


8-sxema.

2.4-rasmning davomi. Fazoviy mexanizmlar sxemalari.



9-sxema.



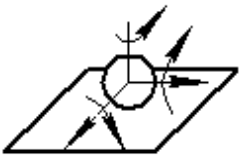
10-sxema.

2.4-rasmning davomi. Fazoviy mexanizmlar sxemalari.

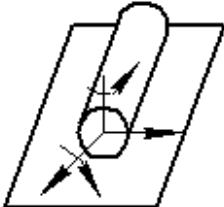
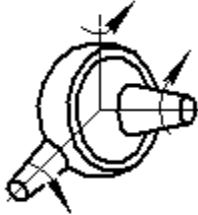
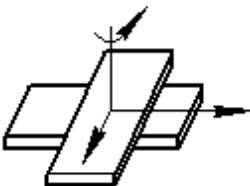
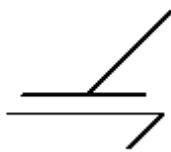
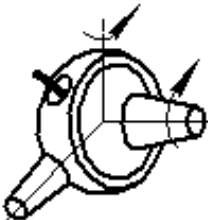
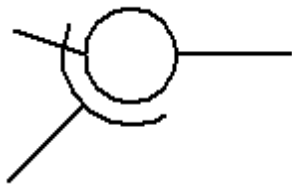
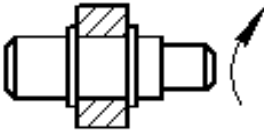
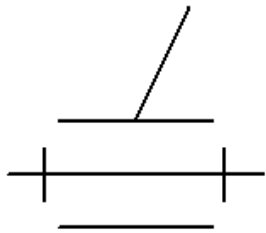
Kinematik juftliklar tasnifi

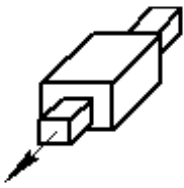
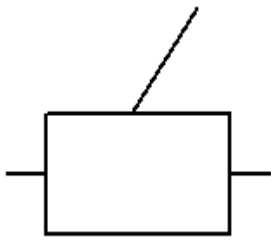
2.3-jadval

Juftlik-lar sinfi	Juftliklar nomi	Rasm	Belgisi
----------------------	-----------------	------	---------

1	Tekislikdagi shar		
---	-------------------	---	---

2.3-jadvalning davomi

2	Tekislikdagi silindr		
3	Sferik juftlik		
3	Tekis juftlik		
4	Barmoqli sferik		
4	Silindr juftlik		
5	Aylanma juftlik		

5	Ilgarilama juftlik		
---	--------------------	---	---

2-masalani yechish namunasi

Misol tariqasida 5-rasmda tasvirlangan manipulyatorni ko‘rib chiqamiz.

Mexanizm bo‘g‘inlarini arab raqamlari bilan belgilaymiz, ularning miqdori $n = 5$.

Mazkur mexanizm tarkibiga kiruvchi kinematik juftliklar:

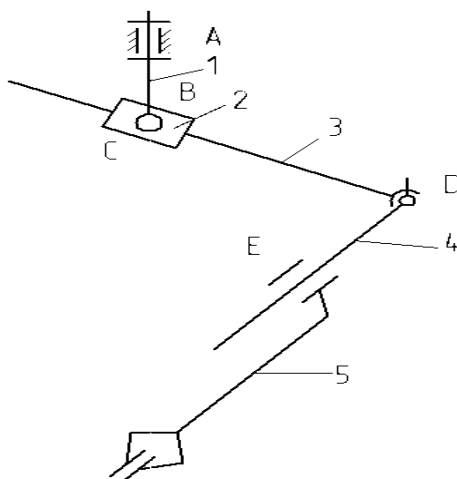
$p_5 = 3$, jumladan ikkita aylanma (A, V) va bitta ilgarilanma (S);

$r_4 = 2$, barmoqli sferik sharnir (D) va silindr juftlik (V). Qamrash (bo‘g‘in 5) manipulatsiya obyektiga biriktirilmagunga qadar kinematik zanjir ochiq hisoblanadi.

Qo‘zg‘aluvchanlik darajasini aniqlaymiz:

$$W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 7$$

Shunday qilib, mexanizm orientatsiya va ishchi fazoda siljish uchun 7 ta mustaqil harakatga ega.



2.5-rasm. Manipulyator qo‘lining strukturaviy sxemasi.

Qamrash manipulatsiya obyektiga biriktirilgandan so‘ng, qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlar miqdori bittaga kamayadi, ya‘ni $n = 4$.

Kinematik juftliklar soni o'zgarmaydi. Endi manipulyator manevrchanligini aniqlash mumkin.

$$W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 = 1$$

Manevrchanlik birga tengligi qamrash fiksirlangan holatda (V qo'zg'almas nuqta) mexanizm bo'g'inlari bo'g'inlardan birining holatiga bog'liq ravishda o'z holatini o'zgartira olishi mumkinligini anglatadi: masalan, 2-bo'g'in aylanganda, bir vaqtning o'zida VD va DE tomonlar uzunligi, shuningdek, VDE uchburchak burchaklari o'zgaradi, ya'ni 3 va 4-bo'g'inlar holati 2-bo'g'inning burilish burchagi funksiyasi hisoblanadi.

3. Assur guruhi mavjud mexanizmlarning kinematik tahlili va masalalar to'plami

Kinematik tahlilda quyidagi masalalar hal qilinadi:

- kirish bo'g'inining berilgan holati uchun mexanizm bo'g'inlarining holatlarini aniqlash;
- mexanizm nuqtalarining chiziqli tezligi va bo'g'inlarning burchak tezligini aniqlash;
- mexanizmlar nuqtalarining chiziqli tezlanishlari va bo'g'inlarning burchak tezlanishlarini aniqlash;
- bo'g'inlar holatlari funksiyalarini, mexanizmning birinchi va ikkinchi uzatish funksiyasini aniqlash.

1. Mexanizmlar rejasini tuzish

Nazorat ishida bitta 3-modifikatsiyali, 1 va 2-tur 2-sinf Assur guruhi mavjud mexanizm ko'rib chiqiladi. Mexanizmlar ma'lumotlari talaba har xil turdagi tekis richagli mexanizmlarni kinematik tahlil qilish usullarini o'zlashtirib olishiga imkon beradi.

Kinematik tadqiqotlar mexanizm holatlarining rejasini tuzishdan boshlanadi.

Kirish bo'g'inining berilgan holatiga mutanosib mexanizmning kinematik sxemalarining masshtabli grafik tasviri *mexanizm rejas*i deb ataladi. Mexanizm holatlarining rejasini tuzish uchun koordinatalar tizimi tanlanadi.

Koordinatalar boshi, odatda, kirish bo'g'inining (krivoship) aylanish o'qiga ustma-ust joylashadi. Nol holat uchun kirish bo'g'inining

abssissa o'qining musbat yo'nalishi bilan ustma-ust tushuvchi holati tanlab olinadi ($\varphi_1 = 0$).

Berilgan nazorat ishida talaba kirish bo'g'inining berilgan burilish burchagi φ_1 uchun mexanizmning bitta holatini tuzadi.

3-modifikatsiyali 2-sinf Assur guruhi mavjud mexanizmlar uchun reja tuzilishini ko'rib chiqamiz.

1.1. 1-tur 3-modifikatsiyali guruh mavjud mexanizm (3.1-rasm)

Mexanizm kirish bo'g'ini (O_1A krivoship) va unga hamda tirgakka biriktirilgan 1-tur 3-modifikatsiyali 2-sinf Assur guruhlari (VPV diada) dan iborat. Mazkur mexanizmga guruh polzun bilan kirish bo'g'iniga, boshqasi esa tashqi aylanma juftliklar bilan tirgakka biriktiriladi. Mexanizm ishida polzun O_2V bo'g'inni O_2 tirgakka nisbatan aylantiradi. Shunday mexanizmga O_2V bo'g'in *kulisa* deb ataladi. U kulisaning aylanma harakati bilan krivoship-kulisali mexanizm deb ataladi.

Mexanizm holatlarining rejasi K_L m/mm masshtabda tuzilib, u bo'g'inning metrda ifodalangan haqiqiy qiymatining chizmada millimetr bilan ifodalangan kattalikka nisbatini o'zida aks ettiradi.

O_1A radiusli aylana krivoshipga tegishli A nuqta trayektoriyasi hisoblanadi. Agar mexanizmning bir nechta holatlari tuzilsa va kirish bo'g'inining burchak tezligi doimiy ($\omega_1 = \text{const}$) bo'lsa, u holda mazkur aylana teng qismlarga bo'linadi. A nuqtaning nol holatiga krivoshipning $\varphi_1 = 0$ dagi holati mos keladi. Keyingi holatlar bo'g'inning burchak tezligi yo'nalishiga mos keladi.

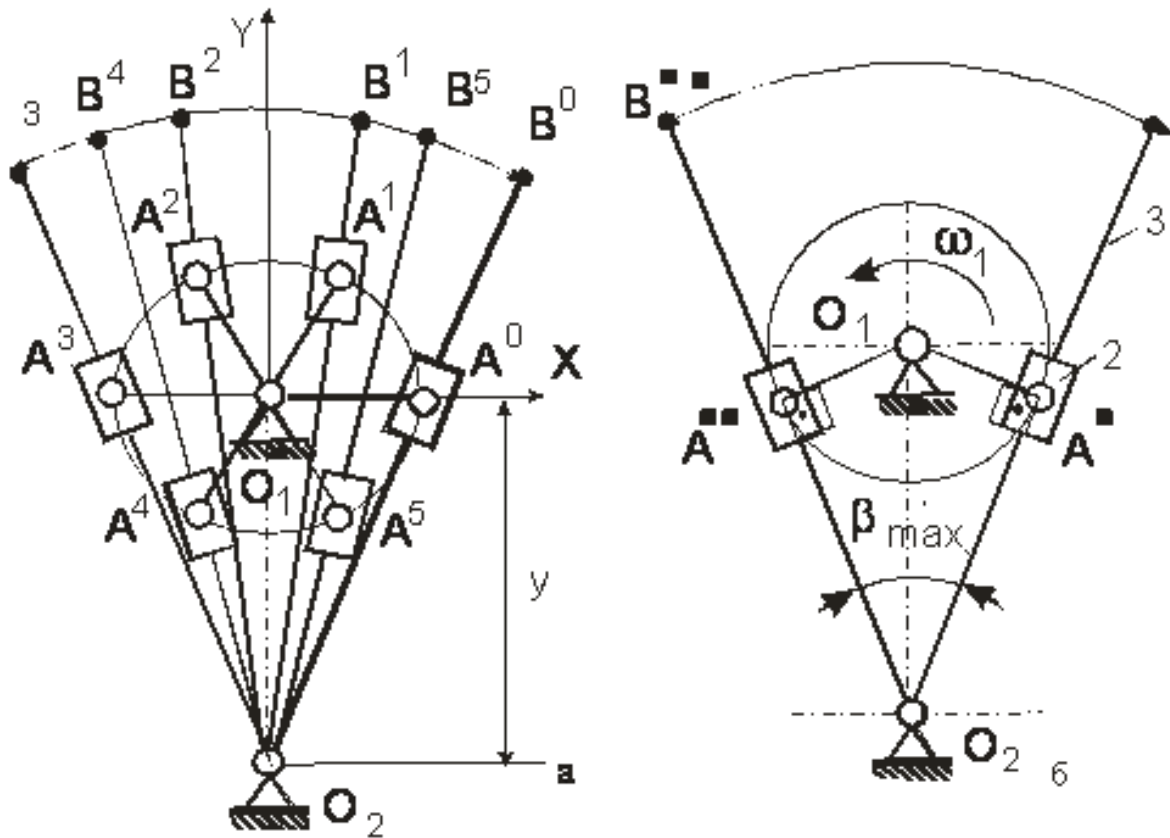
O_2V kulisa holatini aniqlash uchun mutanosib A nuqta va O_2 kulisa aylanish markazidan to'g'ri chiziq o'tkazish zarur. Kulisaga tegishli V nuqta trayektoriyasi O_2V radiusli yoy bo'ladi.

O_2V kulisaning maksimal burchak uzunligi $\beta_{\max}$ mexanizmning chetki holatlarini tuzish orqali aniqlanadi. Ular krivoshipning kulisa bilan to'g'ri burchak, ya'ni 90° ni hosil qilgandagi holatiga mos keladi. Bu holat 3.1, b-rasmda tasvirlangan.

1.2. 2-tur 3-modifikatsiyali guruh mavjud mexanizm (3.2-rasm).

Mexanizm kirish bo'g'ini (O_1A krivoship) hamda unga va tirgakka biriktirilgan 2-tur 3-modifikatsiyali 2-sinf Assur guruhlari (VPV diada) dan iborat. Mazkur mexanizmga guruh shatun bilan kirish bo'g'iniga, polzun bilan tirgakka biriktiriladi. O_1A radiusli aylana krivoshipga tegishli A nuqta trayektoriyasi hisoblanadi. Mazkur aylanani teng qismlarga bo'lamiz. A nuqtaning nol holatiga krivoshipning $\varphi_1 = 0$ dagi

holati mos keladi. Keyingi holatlari bo'g'inning burchak tezligi yo'nalishlariga mos keladi.



3.1-rasm. 1-tur 3-modifikatsiyali Assur guruhi mavjud mexanizm holatlari rejasi.

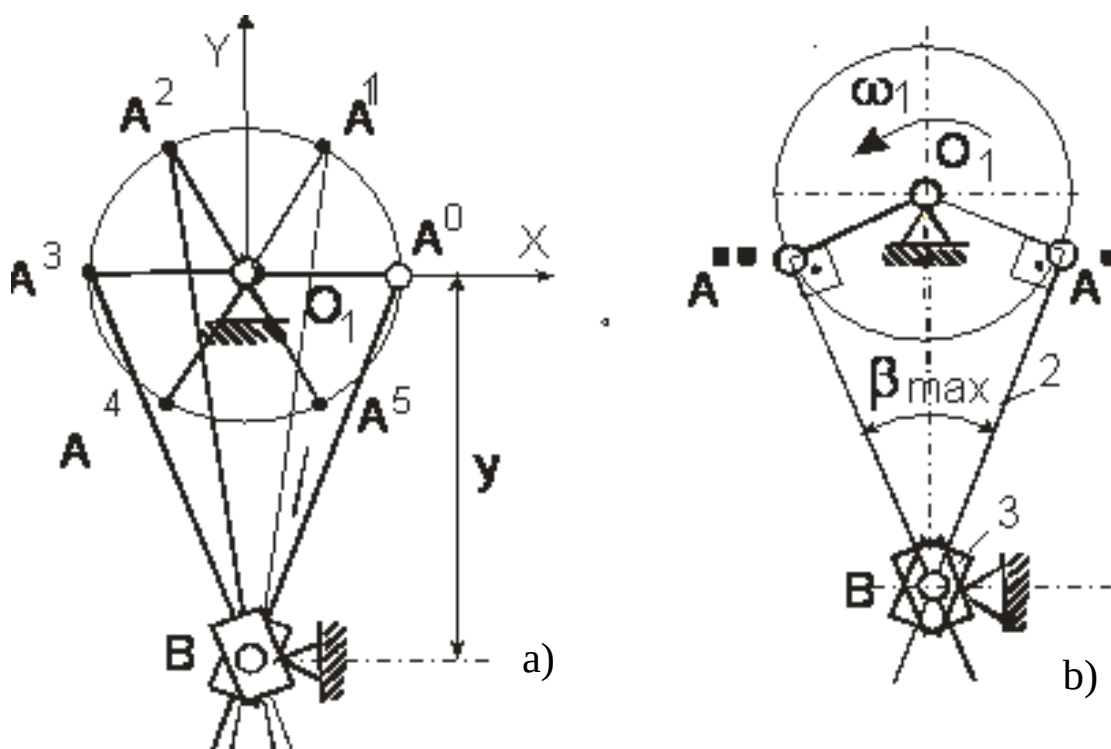
Shatun, shuningdek, polzun holatini aniqlash uchun mutanosib A nuqta va qo'zg'almas V nuqta orqali to'g'ri chiziq o'tkazish zarur.

S nuqta holatini aniqlash uchun shatunning mos holatida A nuqtadan AS masofa o'tkazish kerak. S nuqtani ketma-ket tutashtirib, trayektoriya hosil qilamiz. U shatun egri chizig'i hisoblanadi.

AS shatunning maksimal burchak uzunligi $\beta_{\max}$ mexanizmning chetki holatlarini tuzish orqali aniqlanadi. Ular krivoshipning shatun bilan to'g'ri burchak, ya'ni 90° ni hosil qilgandagi holatiga mos keladi. Bu ikkinchi tur mexanizmning chetki holatlarini tuzish 3.2, b-rasmda tasvirlangan.

O_1A radiusli aylana krivoshipga tegishli A nuqta trayektoriyasi hisoblanadi. Mazkur teng qismlarga aylana bo'lamiz. A nuqtaning nol

holatiga krivoshipning $\varphi_1 = 0$ dagi holati mos keladi. Keyingi holatlar bo'g'inining burchak tezligi yo'nalishiga mos keladi.



3.2-rasm. 2-tur 3-modifikatsiyali Assur guruhi mavjud mexanizm holatlari rejasi.

2. 3-modifikatsiyali Assur guruhi mavjud mexanizmlarning kinematik tahlili

Tezlik rejaları uchun K_V masshtabi va tezlanishlar rejaları uchun K_a masshtabini tanlash. K_V va K_a masshtablarini tanlashda A nuqta tezligi va tezlanishiga mos keluvchi $(\overline{P_V a})$ va $(\overline{P_a a})$ vektorlar uzunligini shunday tanlash kerakki, masshtab aniq qiymat va hisoblash uchun qulay ikki xonali raqamdan iborat bo'lsin.

Tezlik rejasi masshtabi. Krivoshipga tegishli A nuqta tezligini aniqlaymiz: $V_A = \omega_1 \cdot O_1 A, \text{ms}^{-1}$.

Chizmada tezlik rejasi qutbi deb ataluvchi ixtiyoriy tanlangan P_V nuqtadan A nuqta tezligiga mos $(\overline{P_V a})$ vektor o'tkazamiz. Unda tezlik rejasi masshtabi quyidagicha aniqlanadi: $K_V = \frac{V_A}{(\overline{P_V a})}, \text{ms}^{-1}/\text{mm}$.

Masalan, kirish bo'g'inining burchak tezligi $\omega_1 = 75,398\text{s}^{-1}$, krivoship uzunligi $O_1 A = 0,05 \text{ m}$.

Unda $V_A = \omega_1 \cdot O_1A = 75,398 \cdot 0,05 = 3,769 \text{ ms}^{-1}$.

Agar vektor uzunligi $(\overline{P_Va})^* = 100 \text{ mm}$ tanlangan bo'lsa, u holda tezlik rejasi masshtabi quyidagiga teng bo'ladi:

$$K_V^* = \frac{V_A}{(\overline{P_Va})^*} = \frac{3,769}{100} = 0,03769 \text{ ms}^{-1} / \text{mm}.$$

Masshtab hisoblash uchun qulay bo'lishini ta'minlash maqsadida uni $K_V = 0,04$ qiymatgacha yaxlitlaymiz va unga mos vektor uzunligini qayta hisoblaymiz.

$$(\overline{P_Va}) = \frac{V_A}{K_V} = \frac{3,769}{0,04} = 94,225 \approx 94 \text{ mm}.$$

Yakuniy tezlik rejasi masshtabini hosil qilamiz:

$$K_V = 0,04 \text{ ms}^{-1} / \text{mm}.$$

Tezlik rejasida A nuqta tezligi vektorining qiymati $(\overline{P_Va}) = 94 \text{ mm}$.

Tezlanish rejasi masshtabi. ($\omega_1 = \text{const}$) da A nuqta tezlanishini aniqlaymiz.

Bunda mexanizmning kirish bo'g'ini doimiy burchak tezligi ($\omega_1 = \text{const}$) bilan aylanadi deb qabul qilingan. Unda $\varepsilon_1 = 0$ va mexanizm kirish bo'g'inining to'liq tezlanishi normal tezlanishiga teng:

$$a_A = a_{A_{O_1}}^n = \omega_1^2 O_1A.$$

Chizmada tezlanish rejasi qutbi deb ataluvchi ixtiyoriy tanlangan P_a nuqtadan A nuqta tezlanishiga mos $(\overline{P_aa})$ vektor o'tkazamiz. Unda tezlanish rejasi masshtabi quyidagicha aniqlanadi: $K_a = \frac{a_A}{(\overline{P_aa})}, \text{ms}^{-2} / \text{mm}.$

Masalan, $\omega_1 = 75,398 \text{ s}^{-1}$, $O_1A = 0,05 \text{ m}$,

$$a_A = \omega_1^2 \cdot O_1A = 75,398^2 \cdot 0,05 = 284,2 \text{ ms}^{-2}.$$

Oldindan vektor uzunligini tanlaymiz $(\overline{P_a a})^* = 100 \text{ mm}$.

Tezlanish rejasi masshtabi quyidagiga teng bo'ladi:

$$K_a^* = \frac{a_A}{(\overline{P_a a})^*} = \frac{284,2}{100} = 2,842 \text{ ms}^{-2} / \text{mm}.$$

Masshtabni $K_a = 3$ qiymatgacha yaxlitlaymiz va vektor uzunligini qayta hisoblaymiz:

$$(\overline{P_a a}) = \frac{a_A}{K_a} = \frac{284,2}{3} = 94,7 \approx 95 \text{ mm}.$$

Endi tezlanish rejasi masshtabi quyidagiga teng bo'ladi:

$$K_a = 3 \text{ ms}^{-2} / \text{mm}.$$

Tezlanish rejasida A nuqta tezlanish vektori o'lchami $(\overline{P_a a}) = 95 \text{ mm}$.

2.1. 1-tur 3-modifikatsiyali guruh mavjud mexanizm (3.3-rasm)

Kulisali mexanizmning kinematik tahlili ko'rib chiqilib, bunda polzun 2 aylanma juftliklar A orqali krivoshipga 1 biriktiriladi. Kulisa 3 aylanma juftliklar orqali O_2 tirgakka biriktiriladi.

Tezlik rejalari tuzish uchun vektor tenglamalari tuzish.

Mazkur mexanizmning strukturaviy tahlili quyidagi ko'rinishga ega:

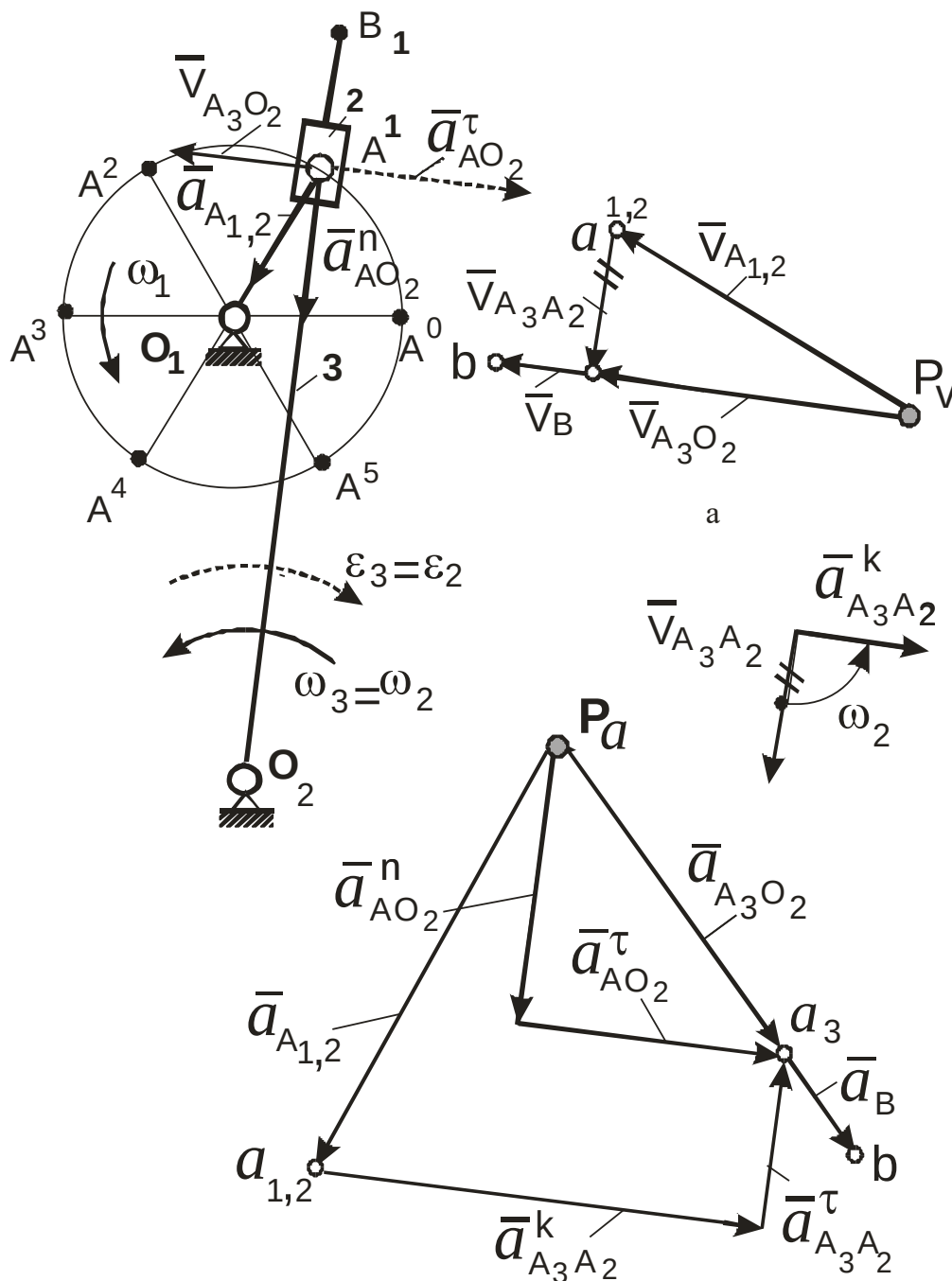
Tirgak – $O_1 - 1 \rightarrow 1\text{-kl.}$;

$A_{ay} - 2 - A_{ilg.} - 3 - O_2_{ay.} \rightarrow 2\text{-kl., } 3\text{-mod., } 1\text{-tur (VPV diada).}$

Mexanizmning kinematik tahlili kirish bo'g'inidan boshlanadi.

A nuqtada krivoship va polzun (bo'g'in 2) aylanma juftliklar bilan biriktiriladi, shuning uchun $\overline{V}_{A_2} = \overline{V}_{A_1} = \overline{V}_{A_{1,2}}$. A nuqtada polzun (bo'g'in 2) va kulisa (bo'g'in 3) ilgari aylanma juftliklar orqali biriktiriladi, o'z navbatida,

$$\bar{V}_{A_3} \neq \bar{V}_{A_2}.. \quad (3.1)$$



3.3-rasm. 1-tur 3-modifikatsiyali Assur guruhi mavjud mexanizm uchun tezlik va tezlanish rejalarini tuzish.

Bo‘g‘inlar raqamlanishini hisobga olgan holda strukturaviy tahlil yozuvini qayta yozamiz.

$$A_{1,2} - 2 - A_3 - 3 - O_2.$$

Mexanizmning kinematik tahlil vazifasi – mexanizmning berilgan holati uchun quyidagilarni aniqlashdan iborat:

- $A_{1,2}$ nuqtaning $V_{A_{1,2}}$ tezligi va $a_{A_{1,2}}$ tezlanishi;
- A_3 nuqtaning V_{A_3} tezligi va a_{A_3} tezlanishi;
- V nuqtaning V_B tezligi va a_B tezlanishi;
- polzun 2 ning burchak tezligi ω_2 va burchak tezlanishi ε_2 ;
- kulisa 3 ning burchak tezligi ω_3 va burchak tezlanishi ε_3 .

Qayd qilish joizki, V nuqta tezligi va tezlanishi faqat A_3 nuqta tezligi va tezlanishi aniqlangandan keyingina aniqlanishi mumkin.

Kirish bo'g'ini $V_A = \omega_1 \cdot O_1A$, ms^{-1} . $\bar{V}_A = (\overline{P_V a})$ vektor ω_1 yo'nalishi bo'yicha O_1A ga yo'naladi.

Biriktirilgan guruh $A_{1,2} - 2 - A_3 - 3 - O_2$ (VPV diada)

Kulisa 3 harakatini A_2 nuqta (qutb) bilan birga ko'chma aylanma harakat va $\bar{V}_{A_3 A_2}$ tezlik bilan A_2 qutbga nisbatan nisbiy ilgarilanma harakatlar sifatida tasavvur qilish mumkin:

$$\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_2} + \bar{V}_{A_3 A_2}, \quad (3.2)$$

bu yerda, $\bar{V}_{A_3 A_2} - A_2$ qutbga nisbatan A_3 nuqtaning nisbiy tezligi.

(3.2) vektor tenglamani tuzishda $\bar{V}_{A_3 A_2}$ vektor nisbiy tezligi tuzilishi mumkin emas, chunki uning uchun faqat $\bar{V}_{A_3 A_2} \parallel AO_2$ ta'sir chizig'i ma'lum, lekin qiymati va yo'nalish noma'lum.

O_2 nuqtada kulisa va tirgak aylanma juftliklar bilan biriktiriladi.

Kulisa harakatini O_2 nuqta bilan (qutb) birga tezligi nolga teng $\bar{V}_{O_2} = 0$ ko'chma ilgarilanma harakatlar va O_2 qutb atrofida $\bar{V}_{A_3 O_2}$ tezlik bilan nisbiy aylanma harakatlardan iborat murakkab harakat sifatida ko'rib chiqamiz.

Unda tezliklarni qo'shish teoremasiga muvofiq, A_3 nuqta uchun quyidagini hosil qilamiz:

$$\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{A_3 O_2}, \quad (3.3)$$

bu yerda, $\bar{V}_{A_3 O_2} - O_2$ qutbga nisbatan A_3 nuqtaning nisbiy tezligi.

(3.3) vektor tenglamani tuzishda $\bar{V}_{A_3 O_2}$ vektor nisbiy tezligi tuzilishi mumkin emas, chunki uning uchun faqat $\bar{V}_{A_3 O_2} \perp A_3 O_2$ ta'sir chizig'i ma'lum bo'lib, qiymati va yo'nalishi noma'lum ($\omega_3 -$ noma'lum).

(3.2) va (3.3) tenglamani tizimga birlashtiramiz.

$$\begin{cases} \bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_2} + \bar{V}_{A_3 A_2}, & \bar{V}_{A_3 A_2} \parallel AO_2; \\ \bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{A_3 O_2}, & \bar{V}_{A_3 O_2} \perp AO_2. \end{cases} \quad (3.4)$$

Bu tizimni grafik usulda yechamiz. Tenglama tuzishdan maqsad A_3 nuqta tezligini aniqlashdan iborat.

Kinematik zanjirlarning strukturaviy yozuvi aloqasiga va tenglamalar tizimini tuzish usuliga e'tibor qaratish zarur.

Strukturaviy tahlil yozuvi markazida turuvchi A_3 nuqta uchun ikkita vektor tenglama tuziladi. Ular uchun qutblar sifatida kinematik zanjirlarning chetlarida turuvchi A_2 va O_2 nuqta qabul qilinadi.

Tezlik rejasini tuzish quyidagi ketma-ketlikda amalga oshiriladi:

1. tezlik rejasi K_V masshtabini tanlaymiz.

2. R_V tezlik rejasi qutbini tanlaymiz – mexanizm nuqtalarining mutlaq tezlik vektorlarining umumiy boshlanishi.

3. R_V qutbdan K_V masshtabda $A_{1,2}$ nuqtaning vektor tezligini yasaymiz:

$$\left(\overline{P_V a_{1,2}} \right) = \frac{V_{A_{1,2}}}{K_V}, \text{ mm.}$$

Vektor uchini $a_{1,2}$ harfi bilan belgilaymiz.

4. (3.4) tizimning birinchi tenglamasiga muvofiq, $\bar{V}_{A_2}$ vektor uchidan, ya'ni $a_{1,2}$ nuqta orqali AO_2 ($\bar{V}_{A_3A_2} \parallel AO_2$) bo'g'iniga parallel $\bar{V}_{A_3A_2}$ nisbiy tezlik ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

5. (2.4) tizimning ikkinchi tenglamasiga muvofiq, R_V qutbdan, chunki $\bar{V}_{O_2} = 0$, AO_2 ($\bar{V}_{A_3O_2} \perp AO_2$) bo'g'iniga perpendikular $\bar{V}_{A_3O_2}$ nisbiy tezlik ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

6. Ikkala nisbiy tezlikning ta'sir chiziqlari kesishgan nuqtani qayd qilamiz va uni a_3 deb belgilaymiz.

7. R_V qutbdan a_3 nuqtaga vektor o'tkazamiz – bu A_3 nuqtaning $\bar{V}_{A_3}$ mutlaq tezligi vektori. a_2 nuqtadan a_3 nuqtaga vektor o'tkazamiz – bu A_2 nuqtaga nisbatan A_3 nuqtaning $\bar{V}_{A_3A_2}$ nisbiy tezligi vektori.

ms^{-1} o'lchov birligida tezlik modulini aniqlash uchun vektorni mm da o'lchash va K_V masshtabga ko'paytirish zarur.

$$V_{A_3} = V_{A_3O_2} = (\overline{R_V a_3}) K_V, \text{ ms}^{-1}; \quad (3.5)$$

$$V_{A_3A_2} = (\overline{a_3 a_2})_V K_V, \text{ ms}^{-1}. \quad (3.6)$$

AO_2 kulisaga tegishli V nuqta tezligi o'xshashlik teoremasini qo'llash orqali olinishi mumkin:

$$\frac{O_2A}{O_2B} = \frac{(\overline{R_V a_3})}{(\overline{R_V b})}; \text{ bundan } (\overline{R_V b}) = (\overline{R_V a_3}) \frac{O_2B}{O_2A}, \text{ mm.} \quad (3.7)$$

O_2A masofa o'zgaruvchan kattalik hisoblanadi va uni $O_2A = O_2A \cdot K_L$, m sifatida belgilash mumkin. Bu yerda O_2A – holatlar rejasi kesmasi, mm da; K_L – mexanizm holatlari rejasining masshtabi, m/mm.

Tezlik rejasida P_V qutbdan $(\overline{R_V a_3})$ vektor ta'sir chizig'i bo'yicha $(\overline{R_V b})$ kesma olamiz. Bu kesma K_V masshtabli $\bar{V}_B$ vektordan iborat bo'ladi:

$$V_B = \bar{V}_B \cdot K_V = (\bar{P}_V b) K_V, \text{ ms}^{-1}. \quad (3.8)$$

Mexanizm bo'g'inlarining burchak tezligi qiymatlari va yo'nalishlarini aniqlash. Bo'g'inning burchak tezligi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\omega_i = \frac{V_i}{R_i}, \text{ s}^{-1}, \quad (3.9)$$

bu yerda, V_i – nuqtaning chiziqli tezligi, R_i – nuqta trayektoriyasining egrilik radiusi.

Bo'g'in 1 – O_1A kirish bo'g'ini (krivoship). Krivoshipning burchak tezligi berilgan aylanish chastotasi n_1 bo'yicha aniqlanadi, $\omega_1 = 2\pi n_1, \text{ s}^{-1}$. Krivoshipning burchak tezligi yo'nalishi ω_1 beriladi.

Bo'g'in 2 – polzun

Sirg'algich burchak tezligining qiymati va yo'nalishi kulisaning burchak tezligiga teng: $\nabla \omega_2 = \nabla \omega_3$.

Bo'g'in 3 – O_2A kulisa

Kulisaning burchak tezligi qiymati quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\nabla \omega_3 = \frac{V_{A_3O_2}}{AO_2} = \frac{(\bar{P}_V a_3) K_V}{AO_2}, \text{ s}^{-1}, \quad (3.10)$$

bu yerda, $(\bar{P}_V a_3)$ – tezlik rejasidagi kesma uzunligi, mm; K_V – tezlik rejasi masshtabi, ms^{-1}/mm ; AO_2 – kulisada o'lchangan O_2 dan A gacha o'zgaruvchan uzunlik, m.

Burchak tezligi yo'nalishi ω_3 quyidagicha aniqlanadi. Bo'g'in 3 O_2 qo'zg'almas nuqta atrofida aylanadi, u holda ω_3 yo'nalishini aniqlash uchun tezlik rejasidan A nuqtaga $\bar{V}_{A_3O_2}$ vektor o'tkazish va u qanday burchak tezligi yo'nalishiga mos kelishini kuzatish zarur. 3.1, a -rasmda bu tezlikka AO_2 bo'g'inining soat miliga qarama-qarshi aylanishi mos keladi. O'z navbatida, ω_3 soat miliga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi.

Tezlanish rejasini tuzish uchun vektor tenglamalar va hisoblash bog'lanishlarini tuzish. Kirish bo'g'ini O_1A – (*krivoship*).

A_1 nuqtaning to'liq tezlanishi quyidagiga teng ($\omega_1 = \text{const}$ hol uchun):

$$\mathbf{a}_{A_1} = \mathbf{a}_{A_1O_1}^n = \omega_1^2 O_1A \quad (3.11)$$

K_a masshtabi hisobga olingan holda $\bar{\mathbf{a}}_{A_1}$ vektor qiymati quyidagiga teng:

$$\bar{\mathbf{a}}_{A_1} = \left(\overline{P_a a_1} \right) = \frac{\mathbf{a}_{A_1}}{K_a}, \text{ mm.} \quad (3.12)$$

$\bar{\mathbf{a}}_{A_1}$ tezlanish vektori O_1A bo'g'ini bo'yicha A nuqtadan O_1 nuqtaga yo'nalgan.

Biriktirilgan guruh $A_{1,2} - 2 - A_3 - 3 - O_2$

A nuqtada 1-bo'g'in va 2-bo'g'in aylanma juftlik bilan biriktiriladi, shuning uchun tezlanish $\mathbf{a}_{A_1} = \mathbf{a}_{A_2} = \mathbf{a}_{A_{1,2}}$. Kulisa 3 aylanma juftliklar O_2 orqali tirgak bilan biriktiriladi, bunda $\mathbf{a}_{O_2} = 0$. A nuqtada polzun 2 ilgarilanma juftliklar orqali kulisaga 3 biriktiriladi, shuning uchun $\mathbf{a}_{A_3} \neq \mathbf{a}_{A_2}$. $\mathbf{a}_{A_3}$ tezlanishini topish talab qilinadi.

VO_2 kulisa harakatini A_2 nuqta tezlanishi ma'lum ($\bar{\mathbf{a}}_{A_2} = \bar{\mathbf{a}}_{A_1}$) bo'lgan polzun 2 bilan birgalikdagi ko'chma aylanma harakatlar hamda qiymati va yo'nalishi noma'lum $\bar{\mathbf{a}}_{A_3A_2}$ tezlanishli A_2 qutbga nisbatan nisbiy ilgarilanma harakatlardan iborat murakkab harakat sifatida ko'rib chiqamiz.

Agar nuqtaning tekislikdagi harakatida aylanma ko'chma harakat va nisbiy ilgarilanma harakat yuzaga kelsa, u holda qo'shimcha tezlanish paydo bo'ladi va u *koriolis* tezlanish deb ataladi.

Unda tezlanishlarni qo'shish teoremasiga muvofiq, murakkab harakatda A_3 nuqta uchun quyidagini hosil qilamiz:

$$\bar{\mathbf{a}}_{A_3} = \bar{\mathbf{a}}_{A_2} + \bar{\mathbf{a}}_{A_3A_2}^k + \bar{\mathbf{a}}_{A_3A_2}. \quad (3.13)$$

VO_2 shayin harakatini tezlanishi ($\bar{a}_{O_2} = 0$) nolga teng O_2 nuqta (qutb) bilan birgalikdagi ko'chma harakatlar hamda O_2 qutb atrofida $\bar{a}_{A_3O_2}$ tezlanishli nisbiy aylanma harakatlardan iborat murakkab harakat sifatida ko'rib chiqamiz.

Unda tezlanishlarni qo'shish teoremasiga muvofiq, murakkab harakatda A_3 nuqta uchun quyidagini hosil qilamiz:

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{A_3O_2}, \quad (3.14)$$

bu yerda, $\bar{a}_{A_3O_2}$ – O_2 qutbga nisbatan A_3 nuqtaning nisbiy tezlanishi.

(3.14) vektor tenglamani tuzishda $\bar{a}_{A_3O_2}$ va $\bar{a}_{A_3A_2}$ nisbiy tezlanishlar vektorlari tuzilishi mumkin emas, chunki ular uchun qiymat va yo'nalish noma'lum. Nisbiy tezlanishlarni normal va urinma tarkibiy qismlarga ajratib, (3.13) va (3.14) tenglamalar tizimida birlashtiramiz:

$$\begin{cases} \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_2} + \bar{a}_{A_3A_2}^k + \bar{a}_{A_3A_2}^n + \bar{a}_{A_3A_2}^\tau, & \bar{a}_{A_3A_2}^\tau \parallel A_3O_2; \\ \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{A_3O_2}^n + \bar{a}_{A_3O_2}^\tau, & \bar{a}_{A_3O_2}^\tau \perp A_3O_2. \end{cases} \quad (3.15)$$

(3.15) tenglamalar tizimining birinchi tenglamasi uchun koriolis va normal tezlanishlar qiymatlari ma'lum bog'lanishlar bo'yicha aniqlanadi, urinma tezlanish esa ta'sir chizig'i bo'yicha ma'lum.

Tekis harakatlar uchun koriolis tezlanishi qiymati quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$a^k = 2\omega_{old}V_{mun} \quad (3.16)$$

Mazkur holat uchun $\omega_{old} = \omega_2$ va $V_2 = V_{A_3A_2}$. O'z navbatida,

$$a_{A_3A_2}^k = 2\omega_2 V_{A_3A_2} \cdot \quad (3.17)$$

$\bar{a}_{A_3A_2}^k$ vektor o'lchamini millimetrda aniqlash uchun uning modulini K_a masshtabga bo'lish zarur:

$$\bar{a}_{A_3A_2}^k = \frac{\bar{a}_{A_3A_2}^k}{K_a} = \frac{2\omega_2 V_{A_3A_2}}{K_a} = \frac{2\omega_2 (\overline{a_3a_2})_V K_V}{K_a}, \text{ ms}^{-2}, \quad (3.18)$$

bu yerda, ω_2 – polzuning burchak tezligi, u qiymati va yo‘nalishi bo‘yicha ma’lum (ushbu holda soat miliga qarama-qarshi yo‘nalgan);

$(\overline{a_3a_2})_V$ – tezlik rejasidagi vektor, mm.

$\bar{a}_{A_3A_2}^k$ vektor $\bar{V}_{A_3A_2} = (\overline{a_3a_2})_V$ vektorning nisbiy tezligi tomonga yo‘nalgan bo‘ladi, bunda u 90° burilgan holda ko‘chma harakatning burchak tezligi – ω_2 yo‘nalishi bo‘yicha harakatlanadi.

Normal tezlanish vektori $\bar{a}_{A_3A_2}^n = 0$, chunki kulisaning polzun bo‘yicha nisbiy harakati to‘g‘ri chiziqli. Urinma tezlanish ta’sir chizig‘i $\bar{a}_{A_3A_2}^\tau$ urinma bo‘yicha nisbiy harakat trayektoriyasiga yo‘nalgan, $\bar{a}_{A_3A_2}^\tau \parallel AO_2$.

(3.15) tizimning ikkinchi tenglamasi uchun normal tezlanish qiymati (3.19) yoki (3.20) bog‘lanishi bo‘yicha aniqlanadi, urinma tezlanish ta’sir chizig‘i bo‘yicha ma’lum:

$$a_{A_3O_2}^n = \omega_3^2 AO_2, \text{ ms}^{-2} \quad (3.19)$$

$$a_{A_3O_2}^n = \frac{V_{A_3O_2}^2}{AO_2} = \frac{[(\overline{P_V a_3}) K_V]^2}{AO_2 K_L}, \text{ ms}^{-2}. \quad (3.20)$$

Ushbu tezlanish vektori o‘lchamini aniqlash uchun uning modulini K_a masshtabga bo‘lish zarur:

$$\bar{a}_{A_3O_2}^n = \frac{a_{A_3O_2}^n}{K_a}, \text{ mm}. \quad (3.21)$$

$\bar{a}_{A_3O_2}^n$ tezlanish AO_2 bo‘g‘ini bo‘yicha A dan O_2 ga yo‘naladi.

Urinma tezlanish $\bar{a}_{A_3O_2}^\tau \perp AO_2$.

Tezlanish rejasini tuzish quyidagi ketma-ketlikda amalga oshiriladi:

1. Tezlanish rejasi qutbi R_a – mexanizm nuqtalarining mutlaq tezlanishlari vektorlarining umumiy boshlanishini tanlaymiz.

2. R_a qutbdan $\bar{a}_{A_{1,2}} = \frac{a_{A_{1,2}}}{K_a}$ ga teng vektor $(\overline{P_a a})$ yasaymiz. Vektorni $a_{1,2}$ harfi bilan belgilaymiz.

3. (3.15) tizimning birinchi tenglamasiga muvofiq, $\bar{a}_{A_{1,2}}$ vektor oxiridan $\bar{a}_{A_3 A_2}^k$ vektor yasaymiz, uning qiymati (3.18) ifoda bilan aniqlanadi va $\bar{a}_{A_3 A_2}^n = 0$ ekanini hisobga olgan holda, $\bar{a}_{A_3 A_2}^k$ vektor oxiri orqali $\bar{a}_{A_3 A_2}^\tau \parallel AO_2$ vektor ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

4. (3.15) tizimning ikkinchi tenglamasiga muvofiq, R_a qutbdan (tenglamaning birinchi vektori $\bar{a}_{O_2} = 0$) $\bar{a}_{A_3 O_2}^n$ vektor yasaymiz, u bo'g'in bo'yicha A dan O_2 ga yo'nalgan ($\bar{a}_{A_3 O_2}^n \parallel AO_2$) bo'lib, qiymati (3.21) ifoda bilan aniqlanadi. Ushbu vektor oxiri orqali $\bar{a}_{A_3 O_2}^\tau \perp AO_2$ urinma tezlanishning ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

5. $\bar{a}_{A_3 A_2}^\tau$ va $\bar{a}_{A_3 O_2}^\tau$ urinmalar kesishish nuqtasini a_3 deb belgilaymiz.

6. R_a qutbdan a_3 nuqtaga vektor o'tkazamiz – bu vektor A_3 nuqtaning mutlaq tezlanishi.

Ushbu tezlanishlar qiymatini ms^{-2} o'lchov birligida aniqlash uchun mos vektorni millimetrda o'lchash va K_a masshtabga ko'paytirish zarur:

$$a_{A_3} = \bar{a}_{A_3} K_a = (\overline{P_a a_3}) K_a, \text{ms}^{-2}; \quad (3.22)$$

$$a_{A_3 O_2} = a_{A_3}, \text{ms}^{-2}; \quad (3.23)$$

$$a_{A_3 A_2} = a_{A_3 A_2}^\tau = \bar{a}_{A_3 A_2}^\tau K_a, \text{ms}^{-2}. \quad (3.24)$$

AO_2 kulisiga tegishli V nuqta tezlanishi o'xshashlik teoremasi bo'yicha aniqlanadi:

$$\frac{O_2A}{O_2B} = \frac{(\overline{P_a a_3})}{(\overline{P_a b})}; \text{ bundan } (\overline{P_a b}) = (\overline{P_a a_3}) \frac{O_2B}{O_2A}, \text{ mm.} \quad (3.25)$$

Tezlanish rejasida P_a qutbdan $(\overline{P_a a_3})$ vektorning ta'sir chizig'i bo'yicha $(\overline{P_a b})$ kesma ajratamiz. Bu kesma K_a masshtabli $\overline{a}_B$ vektorni o'zida aks ettiradi:

$$a_B = \overline{a}_B K_a = (\overline{P_a b}) K_a, \text{ ms}^{-2}. \quad (3.26)$$

Mexanizm bo'g'inlari burchak tezlanishlarining yo'nalishlari va qiymatlarini aniqlash. Bo'g'inning burchak tezlanishini aniqlash quyidagi formula bo'yicha amalga oshiriladi:

$$\varepsilon_i = \dot{\omega}_i = \frac{a_i^\tau}{R_i}, \quad (3.27)$$

bu yerda, a_i^τ – harakatlanayotgan nuqtaning urinma (tangensial) tezlanishi; R_i – nuqta trayektoriyasining egrilik radiusi.

Bo'g'in 1 – (krivoship)

Krivoshipning burchak tezlanishi nolga teng, $\varepsilon_1 = 0$, chunki krivoship o'zgarmas burchak tezligi bilan aylanadi.

Bo'g'in 2 – polzun

Sirg'algichning burchak tezlanishi kulisaning burchak tezlanishiga teng $\varepsilon_2 = \varepsilon_3$.

Bo'g'in 3 – kulisa

Kulisaning burchak tezlanishi qiymati quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

$$\nabla \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3 O_2}^\tau}{AO_2} = \frac{\overline{a}_{A_3 O_2}^\tau \cdot K_a}{AO_2 K_L}, \text{ s}^{-2}, \quad (3.28)$$

bu yerda $\overline{a}_{A_3 O_2}^\tau$ – tezlanish rejasida kesma uzunligi, mm; K_a – tezlanish rejasi masshtabi, ms^{-2}/mm ; AO_2 – kulisaning O_2 dan A gacha

o'zgaruvchan o'lchami, mm; K_L – mexanizm sxemalari masshtabi, m/mm.

Burchak tezlanishi yo'nalishi ε_3 quyidagicha aniqlanadi. Tezlanish rejasidan A nuqtaga $\overline{a}^\tau_{A_3O_2}$ vektor o'tkazamiz va $\overline{a}^\tau_{A_3O_2}$ vektor tezlanishi burchak tezlanishining qanday yo'nalishiga mos kelishini kuzatamiz. Ushbu urinma tezlanishiga AO_2 bo'g'inining soat miliga qarama-qarshi aylanishi mos keladi. O'z navbatida, ε_3 soat miliga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi.

2. 2. 2-tur 3-modifikatsiyali guruh mavjud mexanizm(3.4-rasm)

Shatun 2 aylanma juftliklar A bilan krivoshipga 1 biriktiriladigan mexanizmning kinematik tahlili ko'rib chiqiladi. Sirg'algich 3 aylanma juftliklar V bilan tirkakka biriktiriladi.

Ushbu mexanizm strukturaviy tahlilda quyidagi Assur guruhlariga ajratiladi.

Tirkak – $O_1-1 \rightarrow 1$ -sinf,

$A_{vr} - 2 - B_{post} - 3 - V_{vr}$, 2-kl., 3-mod. 2-tur (VPV diada).

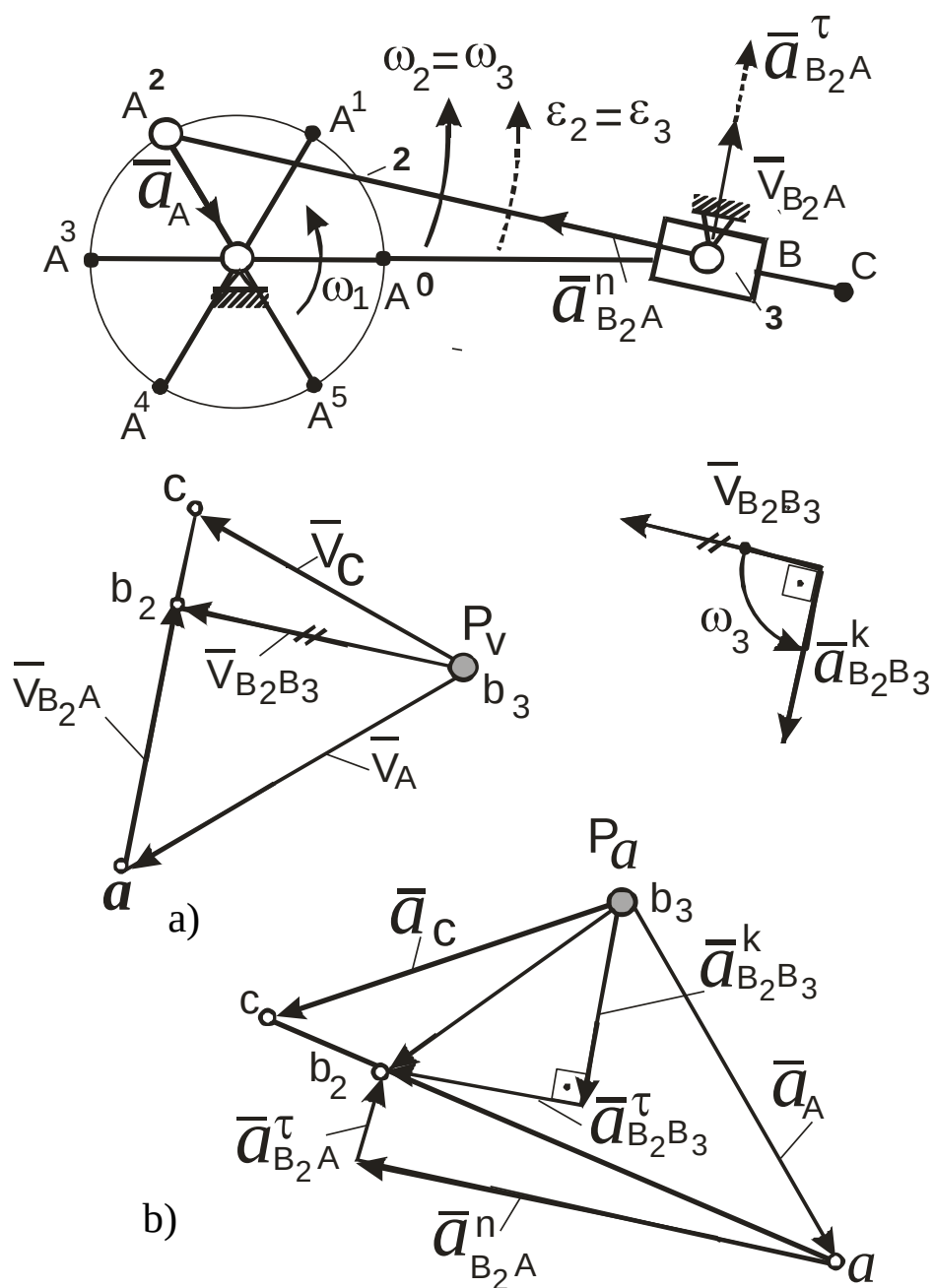
Bo'g'inlar raqamlanishini hisobga olgan holda strukturaviy tahlil yozuvini qayta yozib chiqamiz.

$$A_{1,2} - 2 - V_2 - 3 - B_{3,0}$$

Mexanizmning kinematik tahlili vazifasi — mexanizmning berilgan holati uchun quyidagi parametrlarni aniqlashdan iborat:

- $A_{1,2}$ nuqtaning $V_{A_{1,2}}$ tezligi va $a_{A_{1,2}}$ tezlanishi;
- V_2 nuqtaning V_{B_2} tezligi va a_{B_2} tezlanishi;
- S nuqtaning V_C tezligi va a_C tezlanishi;
- AS shatunning ω_2 burchak tezligi va ε_2 burchak tezlanishi;
- polzunning ω_3 burchak tezligi va ε_3 burchak tezlanishi.

Ta'kidlash joizki, S nuqtaning tezligi va tezlanishi V_2 nuqta tezligi va tezlanishi aniqlangandan keyingina aniqlanishi mumkin.



3.4-rasm. 2-tur 3-modifikatsiyali Assur guruhi mavjud mexanizm uchun tezlik va tezlanish rejasini tuzish.

Mexanizmning tezlik rejasini tuzish (3.4, a-rasm)

Mexanizmning kinematik tahlili kirish bo'g'inidan boshlanib, Assur guruhlarining birikish tartibida davom ettiriladi.

Kirish bo'g'ini O_1A – (krivoship)

Krivoshipga tegishli A_1 nuqta (bo'g'in 1) va uning tezligi bog'lanish bo'yicha aniqlanadi:

$$V_{A_1} = \omega_1 O_1A, \text{ ms}^{-1}. \quad (3.29)$$

Mazkur tezlik vektori trayektoriyaga urinma bo'yicha, ya'ni O_1A radiusiga perpendikular ravishda burchak tezligi ω_1 tomon yo'nalgan.

K_V masshtabi hisobga olingan holda $\bar{V}_A$ vektor qiymati quyidagiga teng:

$$\bar{V}_A = (\overline{P_V a}) = \frac{V_A}{K_V}, \text{ mm.} \quad (3.30)$$

Biriktirilgan guruh $A_2 - 2 - V_2 - 3 - B_{3,0}$

A nuqtada aylanma juftliklar krivoship (bo'g'in 1) va shatunni (bo'g'in 2) biriktiradi, shuning uchun $\bar{V}_{A_2} = \bar{V}_{A_1} = \bar{V}_A$. V nuqtada aylanma juftliklar bilan polzun (bo'g'in 3) va tirkak (bo'g'in 0) biriktiriladi. Tirkakka tegishli V_0 nuqta tezligi nolga teng: $\bar{V}_{B_3} = \bar{V}_{B_0} = 0$.

V nuqtada ilgarilanma juftliklar bilan shatun (bo'g'in 2) va polzun (bo'g'in 3) biriktiriladi, o'z navbatida: $\bar{V}_{B_2} \neq \bar{V}_{B_3}$. V_2 nuqta tezligi aniqlanishi lozim.

Shatun harakatini A_2 (qutb) nuqta bilan birgalikda tezligi ma'lum ko'chma ilgarilanma harakatlar va A_2 qutb atrofida $\bar{V}_{B_2A}$ tezlikda nisbiy aylanma harakatlardan iborat murakkab harakat sifatida ko'rib chiqamiz.

Tezliklarni qo'shish teoremasiga muvofiq esa, murakkab harakatda V_2 nuqta uchun quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\bar{V}_{B_2} = \bar{V}_A + \bar{V}_{B_2A}, \quad (3.31)$$

bu yerda, $\bar{V}_{B_2A}$ – A qutbga nisbatan V_2 nuqtaning nisbiy tezligi.

(3.31) vektor tenglamani tuzishda vektorning nisbiy tezligi $\bar{V}_{B_2A}$ tuzilishi mumkin emas, chunki uning faqat ta'sir chizig'i $\bar{V}_{B_2A} \perp BA$ ma'lum, qiymat va yo'nalish esa noma'lum (ω_2 – noma'lum).

Shatun 2 harakatini polzun 3 bilan birga ko'chma aylanma harakat va polzunga nisbatan $\bar{V}_{B_2B_3}$ tezlikda nisbiy ilgarilanma harakat sifatida tasavvur qilish mumkin:

$$\overline{V}_{B_2} = \overline{V}_{B_3} + \overline{V}_{B_2B_3}, \quad (3.32)$$

bu yerda, $\overline{V}_{B_2B_3}$ – polzunga tegishli V_3 nuqtaga nisbatan V_2 nuqtaning nisbiy tezligi.

(3.32) vektor tenglamani tuzishda $\overline{V}_{B_2B_3}$ vektorning nisbiy tezligi tuzilishi mumkin emas, chunki $\overline{V}_{B_2B_3} \parallel AB$ ta'sir chizig'i ma'lum bo'lsa-da, qiymat va yo'nalish noma'lum.

(3.31) va (3.32) tenglamani bir tizimga birlashtiramiz:

$$\begin{cases} \overline{V}_{B_2} = \overline{V}_A + \overline{V}_{B_2A}, & \overline{V}_{B_2A} \perp BA; \\ \overline{V}_{B_2} = \overline{V}_{B_3} + \overline{V}_{B_2B_3}, & \overline{V}_{B_2B_3} \parallel BA. \end{cases} \quad (3.33)$$

Bu tizimni grafik usulda yechamiz. Hisoblashdan maqsad V_2 nuqta tezligini aniqlashdan iborat.

Tezlik rejasini tuzish quyidagi ketma-ketlikda amalga oshiriladi:

1. Tezlik rejasi qutbi R_V ni tanlaymiz, u mexanizm nuqtalarining mutlaq tezlik vektorlarining umumiy boshlanishi bo'ladi.

2. R_V qutbdan K_V masshtabli A nuqtaning vektor tezligini hosil qilamiz:

$$\left(\overline{P_V a} \right) = \frac{V_A}{K_V}, \text{ mm.} \quad (3.34)$$

Vektor oxirini a harfi bilan belgilaymiz.

3. (3.33) tizimning birinchi tenglamasiga muvofiq, $\overline{V}_A$ vektor oxiridan, ya'ni a nuqta orqali AB , $\overline{V}_{B_2A} \perp BA$ bo'g'iniga perpendikular $\overline{V}_{B_2A}$ nisbiy tezligining ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

4. Sistemaning ikkinchi tenglamasiga muvofiq, R_V qutbdan (chunki $\overline{V}_{B_3} = 0$) AB ($\overline{V}_{B_2B_3} \parallel AB$) bo'g'iniga parallel $\overline{V}_{B_2B_3}$ nisbiy tezligining ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

5. Ikkala nisbiy tezlikning ta'sir chiziqlari kesishgan nuqtani qayd qilib, uni b_2 bilan belgilaymiz.

6. R_V qutbdan b_2 nuqtaga vektor o'tkazamiz – u V_2 nuqtaning mutlaq tezligi vektori sanaladi. R_V qutbda joylashgan b_3 nuqtadan b_2 nuqtaga vektor o'tkazamiz. Bu vektor V_3 nuqtaga nisbatan V_2 nuqtaning nisbiy tezligidir.

Tezlik modulini ms^{-1} o'lchov birligida aniqlash uchun vektorni mm da o'lchash va K_V masshtabga ko'paytirish zarur:

$$V_{B_2} = (\overline{P_V b_2}) K_V, ms^{-1}; \quad (3.35)$$

$$V_{B_2 B_3} = \overline{V}_{B_2 B_3} K_V = (\overline{b_2 b_3})_V K_V, ms^{-1}. \quad (3.36)$$

AS kulisaga tegishli S nuqta tezligi tezlik rejasiga o'xshashlik teoremasi bo'yicha olinishi mumkin:

$$\frac{AB}{AC} = \frac{(\overline{ab_2})_V}{(\overline{ac})_V}; \text{ bundan } (\overline{ac})_V = (\overline{ab_2})_V \frac{AC}{AB}. \quad (3.37)$$

Tezlik rejasida $(\overline{ab_2})_V$ kesmadan a kesma $(\overline{ac})_V$ ajratamiz va kesma oxirini s nuqta bilan belgilaymiz. R_V qutbdan s nuqtaga vektor o'tkazamiz. Bu vektor – K_V masshtabda S nuqtaning mutlaq tezligi.

Mazkur tezlik modulini ms^{-1} o'lchov birligida aniqlash uchun $(\overline{P_V c})$ vektorni millimetrdan o'lchash va K_V masshtabga ko'paytirish zarur:

$$V_C = \overline{V}_C K_V = (\overline{P_V c}) K_V, ms^{-1}. \quad (3.38)$$

Mexanizm bo'g'inlarining burchak tezligi qiymatlari va yo'nalishlarini aniqlash

Bo'g'inning burchak tezligi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\omega_i = \frac{V_i}{R_i}, s^{-1},$$

bu yerda, V_i – nuqtaning chiziqli tezligi, R_i – nuqta trayektoriyasining egrilik radiusi.

Bo‘g‘in 1 – kirish bo‘g‘ini O_1A (krivoship).

Krivoshipning burchak tezligi quyidagi munosabat bilan aniqlanadi:

$$\omega_1 = 2\pi n_1,$$

bu yerda, n_1 – krivoshipning burchak tezligi.

Krivoshipning burchak tezligi yo‘nalishi ω_1 beriladi.

Bo‘g‘in 2 – AV shatun.

AV bo‘g‘inning burchak tezligi qiymati quyidagi formula bo‘yicha aniqlanadi:

$$\nabla \omega_2 = \frac{V_{B2A}}{BA} = \frac{(\overline{b_2a})_V \cdot K_V}{BA}, s^{-1}, \quad (3.39)$$

bu yerda, $(\overline{b_2a})_V$ – tezlik rejasida kesma uzunligi, mm; K_V – tezlik rejasi masshtabi, ms^{-1}/mm ; VA – holatlar rejasida A nuqtadan V nuqtagacha o‘lchangan shatun uzunligi, m.

Burchak tezligi yo‘nalishlarini ω_2 aniqlash uchun mexanizmدا A nuqtani to‘xtatamiz, tezlik rejasidan $\overline{V}_{B2A}$ vektorni V nuqtaga o‘tkazamiz va $\overline{V}_{B2A}$ vektor tezligi burchak tezligining ω_2 qanday yo‘nalishiga mos kelishini kuzatamiz. 3.4, a-rasmda keltirilgan bu tezlikka VA bo‘g‘inning soat miliga qarama-qarshi aylanishi mos keladi. O‘z navbatida, ω_2 soat miliga qarama-qarshi yo‘nalgan bo‘ladi.

Bo‘g‘in 3-polzun.

Sirg‘algich burchak tezligi qiymati va yo‘nalishi bo‘yicha bo‘g‘in 2 burchak tezligiga teng, $\omega_3 = \omega_2$.

Tezlanish rejalarini tuzish uchun vektor tenglamalari va hisoblash bog‘lanishlarini tuzish lozim.

Tezlanish rejasini tuzish tezlik rejasi kabi Assur guruhlarini ajratish tartibida amalga oshiriladi.

Kirish bo‘g‘ini O_1A – (krivoship)

$\omega_1 = const$ bo‘lganda A nuqtaning to‘liq tezlanishi bog‘lanish bo‘yicha aniqlanadi:

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_{AO_1}^n = \omega^2 O_1 A.$$

$\bar{\mathbf{a}}_A$ tezlanish vektori A nuqtadan O_1 nuqtada $O_1 A$ bo'g'iniga parallel yo'nalgan. K_a masshtabi hisobga olingan holda $\bar{\mathbf{a}}_A$ vektor qiymati quyidagiga teng:

$$\bar{\mathbf{a}}_A = (\overline{P_a a}) = \frac{\mathbf{a}_A}{K_a}, \text{ mm.}$$

Biriktirilgan guruh $A_{1,2} - 2 - V_2 - 3 - B_{3,0}$

A nuqtada bo'g'in 1 va bo'g'in 2 sharnirli biriktiriladi, bunda tezlanish $\mathbf{a}_{A1} = \mathbf{a}_{A2} = \mathbf{a}_A$. Sirg'algich 3 aylanma juftliklar V orqali tirgak bilan biriktiriladi, shuning uchun $\mathbf{a}_{B_3} = \mathbf{a}_{B_0} = 0$. V nuqtada shatun 2 ilgarilanma juftliklar orqali polzun 3 bilan biriktiriladi va $\mathbf{a}_{B_2} \neq \mathbf{a}_{B_3}$. Bu yerda $\mathbf{a}_{B_2}$ ni topish talab qilinadi.

VA kulisa harakatini tezlanishi ma'lum A nuqta (qutb) bilan birgalikda ko'chma harakatlar hamda A qutb atrofida nisbiy aylanma harakatlardan iborat murakkab harakat sifatida ko'rib chiqamiz.

U holda tezlanishlarni qo'shish teoremasiga muvofiq, murakkab harakatda V_2 nuqta uchun quyidagini hosil qilamiz:

$$\bar{\mathbf{a}}_{B_2} = \bar{\mathbf{a}}_A + \bar{\mathbf{a}}_{B_2 A}, \quad (3.40)$$

bu yerda, $\bar{\mathbf{a}}_{B_2 A}$ — A qutb atrofida V_2 nuqtaning nisbiy tezlanishi.

(3.40) vektor tenglamani tuzishda $\bar{\mathbf{a}}_{B_2 A}$ vektorning nisbiy tezlanish tuzilishi mumkin emas, chunki uning qiymati va yo'nalishi noma'lum.

VA shatun harakatini V_3 nuqta tezlanishi ma'lum ($\mathbf{a}_{B_3} = \mathbf{a}_{B_0} = 0$) polzun 3 bilan birgalikda ko'chma aylanma harakatlar hamda qiymati va yo'nalishi noma'lum polzun 3 ga nisbatan shatunning ilgarilanma harakatida $\bar{\mathbf{a}}_{B_2 B_3}$ nisbiy tezlanishdan iborat murakkab harakat sifatida ko'rib chiqamiz.

Agar nuqtaning tekislik harakatida aylanma ko'chma harakat va nisbiy ilgarilanma harakat yuzaga kelsa, u holda qo'shimcha tezlanish paydo bo'lib, u koriolis tezlanish deb ataladi.

Tezlanishlarni qo'shish teoremasiga muvofiq, murakkab harakatda V_2 nuqta uchun quyidagilarga ega bo'lamiz:

$$\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_3} + \bar{a}_{B_2B_3}^k + \bar{a}_{B_2B_3}^\tau. \quad (3.41)$$

$\bar{a}_{B_2A}$ va $\bar{a}_{B_2B_3}$. nisbiy tezlanishlarni normal va urinma tarkibiy qismlarga ajratib, (3.40) va (3.41) tenglamani tizimga birlashtiramiz:

$$\begin{cases} \bar{a}_{B_2} = \bar{a}_A + \bar{a}_{B_2A}^n + \bar{a}_{B_2A}^\tau, & \bar{a}_{B_2A}^\tau \perp AB; \\ \bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_3} + \bar{a}_{B_2B_3}^k + \bar{a}_{B_2B_3}^n + \bar{a}_{B_2B_3}^\tau, & \bar{a}_{B_2B_3}^\tau \parallel AB. \end{cases} \quad (3.42)$$

Normal tezlanishlar va koriolis tezlanish qiymatlari ma'lum bog'lanishlar bo'yicha, urinma tezlanish esa ma'lum ta'sir chizig'i bo'yicha aniqlanadi:

$$a_{B_2A}^n = \omega_2^2 BA \text{ yoki } a_{B_2A}^n = \frac{V_{B_2A}^2}{BA} = \frac{[(\overline{b_2a})K_V]^2}{BA \cdot K_L}, \text{ ms}^{-2}. \quad (3.43)$$

Ushbu tezlanish vektori o'lchamini aniqlash uchun $a_{B_2A}^n$ tezlanish modulini K_a masshtabga bo'lish zarur:

$$\bar{a}_{B_2A}^n = \frac{a_{B_2A}^n}{K_a}, \text{ mm}. \quad (3.44)$$

$\bar{a}_{B_2A}^n$ tezlanish VA bo'g'ini bo'ylab V dan A ga yo'naladi. *Urinma tezlanish* $\bar{a}_{B_2A}^\tau \perp BA$.

Normal tezlanish vektori $\bar{a}_{B_2B_3}^n = 0$, chunki shatun va polzun nisbiy harakati – to‘g‘ri chiziqli. $\bar{a}_{B_2B_3}^\tau$ urinma tezlanishning ta’sir chizig‘i urinma bo‘ylab nisbiy harakatlar trayektoriyasiga yo‘nalgan ($\bar{a}_{B_2B_3}^\tau \parallel AB$).

Tekis harakatlar uchun koriolis tezlanishining qiymati (3.16) formula bo‘yicha aniqlanadi: $a^k = 2\omega_{old}V_{mun}$

Mazkur hol uchun $\omega_{old} = \omega_3$, $V_{mun} = V_{B_2B_3}$.

O‘z navbatida, $a_{B_2B_3}^k = 2\omega_3 V_{B_2B_3}$, ms^{-2} .

$\bar{a}_{B_2B_3}^k$ vektor o‘lchamini millimetrlarda aniqlash uchun uning modulini K_a masshtabga bo‘lish zarur:

$$\bar{a}_{B_2B_3}^k = \frac{\bar{a}_{B_2B_3}^k}{K_a} = \frac{2\omega_3(\overline{b_2b_3})_V K_V}{K_a}, \text{mm} \quad (3.45)$$

bu yerda, ω_3 – qiymati va yo‘nalishi bo‘yicha ma’lum (bu holda, soat miliga qarama-qarshi yo‘nalgan); $(\overline{b_2b_3})_V$ – tezlik rejasi vektori, mm.

$\bar{a}_{B_2B_3}^k$ vektor ko‘chma harakatlarning burchak tezligi ω_3 yo‘nalishi bo‘yicha 90° burilgan holda $\bar{V}_{B_2B_3} = (\overline{b_2b_3})_V$ vektorning nisbiy tezligi tomonga yo‘nalgan bo‘ladi.

Tezlanish rejasi tuzish quyidagi ketma-ketlikda amalga oshiriladi:

1. Tezlanish rejasi qutbi R_a – mexanizm nuqtalarining mutlaq tezlanishlari vektorlarining umumiy boshlanishini tanlaymiz.

2. R_a qutbdan K_a masshtabli A nuqtaning tezlanish vektorini yasaymiz,

$$(\overline{P_a a}) = \frac{a_A}{K_a}, \text{mm. Vektor oxirini } a \text{ deb belgilaymiz.}$$

3. a nuqtadan $\bar{a}_{B_2A}^n$ vektor yasaymiz, uning qiymati (3.44) ifoda bilan aniqlanadi. U bo‘g‘in 2 bo‘yicha V dan A ga yo‘nalgan: $\bar{a}_{B_2A}^n \parallel BA$

. Ushbu vektorning oxiri orqali $\overline{a}_{B_2A}^\tau \perp BA$ urinma tezlanishning ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

4. (3.42) tizimning ikkinchi tenglamasiga muvofiq, R_a qutbdan (birinchi vektor tenglama $\overline{a}_{B_3} = 0$) qiymati (3.45) va yo'nalishi bo'yicha ma'lum $\overline{a}_{B_2B_3}^k$ koriolis tezlanish vektorini yasaymiz va uning oxiri orqali $\overline{a}_{B_2B_3}^\tau \parallel AB$ urinma tezlanishning ta'sir chizig'ini o'tkazamiz.

5. $\overline{a}_{B_2A}^\tau$ va $\overline{a}_{B_2B_3}^\tau$ urinma tezlanishlarning ta'sir chiziqlari kesishish nuqtasini qayd qilamiz va uni b_2 deb belgilaymiz.

6. R_a qutbdan b_2 nuqtaga vektor o'tkazamiz – bu V_2 nuqtaning $\overline{a}_{B_2}$ mutlaq tezlanish vektori.

$\overline{a}_{B_2A} = \overline{a}_{B_2A}^n + \overline{a}_{B_2A}^\tau$ nisbiy tezlanish vektori. $\overline{a}_{B_2B_3} = \overline{a}_{B_2B_3}^\tau$ nisbiy tezlanish vektori.

Ushbu tezlanishlar modulini ms^{-2} o'lchov birligida aniqlash uchun mutanosib vektorlarni millimetrlarda o'lchash va K_a masshtabga ko'paytirish zarur:

$$\overline{a}_{B_2} = \overline{a}_{B_2} K_a = (P_a b_2) \cdot K_a, \text{ms}^{-2}; \quad (3.46)$$

$$\overline{a}_{B_2A} = \overline{a}_{B_2A} \cdot K_a, \text{ms}^{-2}; \quad (3.47)$$

$$\overline{a}_{B_2B_3} = \overline{a}_{B_2B_3} \cdot K_a, \text{ms}^{-2}. \quad (3.48)$$

AS bo'g'inga tegishli S nuqta tezlanishi o'xshashlik teoremasini qo'llash bilan aniqlanadi:

$$\frac{AB}{AC} = \frac{(\overline{ab_2})_a}{(\overline{ac})_a}; \text{otsyuda } (\overline{ac})_a = (\overline{ab_2})_a \frac{AC}{AB}. \quad (3.49)$$

Tezlanish rejasida a nuqtadan $(\overline{ab_2})_a$ vektor ta'sir chizig'i bo'yicha $(\overline{ac})_a$ kesma ajratamiz va olingan s nuqtani R_a qutb bilan tutashtiramiz. Bu kesma K_a masshtabli $\overline{a}_C$ vektordan iborat bo'ladi.

$$\overline{a}_C = \overline{a}_C \cdot K_a = (\overline{P_{ac}}) K_a, \text{ ms}^{-2}. \quad (3.50)$$

Mexanizm bo‘g‘inlarining burchak tezlanish qiymatlari va yo‘nalishlarini aniqlash

Bo‘g‘inning burchak tezlanishini aniqlash quyidagi formula bo‘yicha amalga oshiriladi:

$$\varepsilon_i = \dot{\omega}_i = \frac{a_i^\tau}{R_i},$$

bu yerda, a_i^τ – harakatlanayotgan nuqtaning urinma (tangensial) tezlanishi; R_i – uning nisbiy harakatida nuqta trayektoriyasining egrilik radiusi.

Bo‘g‘in 1 – (krivoship). Krivoshipning burchak tezlanishi nolga teng, chunki $\omega_1 = \text{const}$, $\varepsilon_1 = 0$.

Bo‘g‘in 2 – shatun. Kulisaning burchak tezlanishi ε_2 qiymati quyidagi formula bo‘yicha aniqlanadi:

$$\nabla \varepsilon_2 = \frac{a_{B_2A}^\tau}{BA} = \frac{\overline{a}_{B_2A}^\tau \cdot K_a}{BA \cdot K_L}, \text{ s}^{-2}, \quad (3.51)$$

bu yerda, $\overline{a}_{B_2A}^\tau$ – tezlanish rejasida vektor uzunligi, mm; K_a – tezlanish rejasi masshtabi, ms^{-2}/mm ; BA – kulisaning V dan A gacha o‘zgaruvchan o‘lchami, mm; K_L – mexanizm sxemalari masshtabi, m/mm .

Burchak tezlanishi yo‘nalishi ε_2 quyidagicha aniqlanadi. Mexanizmda A nuqtani to‘xtatamiz, tezlanish rejasidan $\overline{a}_{B_2A}^\tau$ vektorni

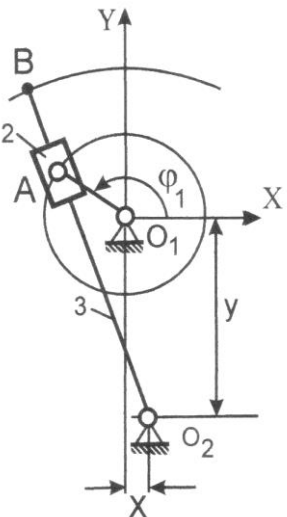
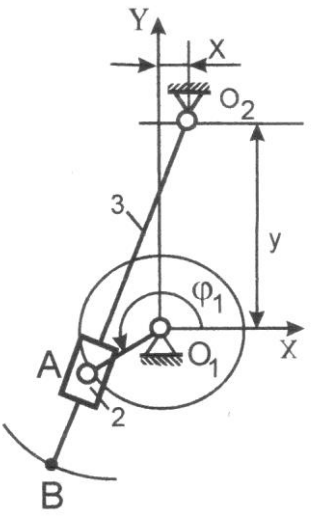
V nuqtaga o‘tkazamiz va $\overline{a}_{B_2A}^\tau$ vektor tezlanish shatun burchak tezlanishining qanday yo‘nalishiga mos kelishini kuzatamiz. 3.4-rasmda keltirilgan urinma tezlanishiga VA bo‘g‘inning soat miliga

qarama-qarshi aylanishi mos keladi. O'z navbatida, ε_2 burchak tezlanishi soat miliga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi

Bo'g'in 3 – polzun. Sirg'algichning burchak tezlanishi qiymati va yo'nalishi bo'yicha bo'g'in 2 burchak tezlanishiga teng, $\varepsilon_3 = \varepsilon_2$.

Nazorat ishi uchun topshiriqlar variantlari

3.1-jadval

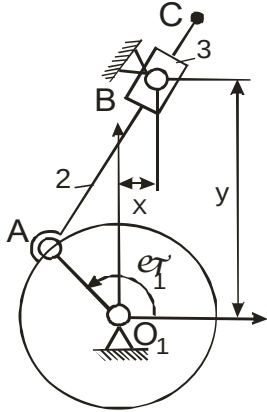
Sxemalar	Variant	Mexanizm parametrlari					
		φ gr	ω s ⁻¹	O_1A m	O_2B m	x m	y m
	1	60	40	0,04	0,24	0,005	- 0,10
	2	60	40	0,04	0,24	- 0,005	- 0,11
	3	60	40	0,04	0,25	0,006	- 0,12
	4	120	40	0,05	0,25	- 0,006	- 0,14
	5	120	50	0,05	0,24	0,007	- 0,12
	6	120	50	0,05	0,25	- 0,007	- 0,13
	7	120	50	0,06	0,25	0,008	- 0,15
	8	180	60	0,06	0,26	0,008	- 0,12
	9	180	60	0,06	0,26	0,009	- 0,13
	10	180	60	0,06	0,26	0,009	- 0,14
		φ gr	ω s ⁻¹	O_1A m	O_2B m	x m	y m
	1	60	40	0,04	0,25	- 0,005	0,10
	2	60	40	0,04	0,25	- 0,005	0,11
	3	60	40	0,04	0,25	- 0,006	0,12
	4	120	40	0,05	0,35	- 0,006	0,14
	5	120	50	0,05	0,25	0,007	0,12
	6	120	50	0,05	0,25	0,007	0,13
	7	120	50	0,06	0,25	0,008	0,15
	8	300	60	0,06	0,25	- 0,008	0,12
	9	300	60	0,06	0,24	- 0,009	0,13
	10	300	60	0,06	0,24	- 0,009	0,14

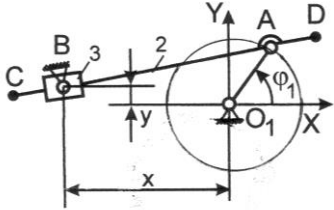
3.1-jadvalning davomi

3			φ gr	ω s ⁻¹	O_1A m	AC m	x m	y m
		1	60	40	0,04	0,24	- 0,005	- 0,10
		2	60	40	0,04	0,24	- 0,005	- 0,11
		3	60	40	0,04	0,25	- 0,006	- 0,12
		4	120	40	0,05	0,25	0,006	- 0,14
		5	120	50	0,05	0,24	0,007	- 0,12
		6	120	50	0,05	0,25	0,007	- 0,13
		7	120	50	0,06	0,25	0,008	- 0,15
		8	180	60	0,06	0,26	0,008	- 0,12
		9	180	60	0,06	0,26	0,009	- 0,13
		10	180	60	0,06	0,26	0,009	- 0,14
4		Variant	Mexanizm parametrlari					
			φ gr	ω s ⁻¹	O_1A m	AC m	x m	y m
		1	60	40	0,04	0,22	0,14	0,005
		2	60	40	0,04	0,22	0,14	- 0,005
		3	60	40	0,04	0,24	0,15	0,006
		4	120	40	0,05	0,24	0,15	- 0,006
		5	120	50	0,05	0,26	0,16	- 0,007
		6	120	50	0,05	0,25	0,16	- 0,007
		7	120	50	0,06	0,27	0,17	- 0,008
		8	240	60	0,06	0,27	0,17	0,008
		9	240	60	0,06	0,28	0,18	0,009
		10	240	60	0,06	0,28	0,18	0,009
5			φ_1 gr	ω s ⁻¹	O_1A m	AC m	x m	y m
		1	60	40	0,04	0,22	- 0,14	0,005
		2	60	40	0,04	0,22	- 0,14	- 0,005
		3	60	40	0,04	0,24	- 0,15	0,006
		4	120	40	0,05	0,24	- 0,15	- 0,006
		5	120	50	0,05	0,26	- 0,16	- 0,007
		6	120	50	0,05	0,25	- 0,16	- 0,007
		7	120	50	0,06	0,27	- 0,17	- 0,008

3.1-jadvalning davomi

		8	300	60	0,06	0,27	– 0,17	0,008
		9	300	60	0,06	0,28	– 0,18	0,009
		10	300	60	0,06	0,28	– 0,18	– 0,009

6			φ_1 gr	ω s^{-1}	O_1A m	AC m	x m	y m
		1	0	40	0,04	0,24	– 0,005	0,14
		2	0	40	0,04	0,24	– 0,005	0,14
		3	0	40	0,04	0,25	– 0,006	0,15
		4	180	40	0,05	0,25	0,006	0,15
		5	180	50	0,05	0,26	0,007	0,16
		6	180	50	0,05	0,26	0,007	0,16
		7	240	50	0,06	0,27	0,008	0,17
		8	240	60	0,06	0,27	0,008	0,17
		9	300	60	0,06	0,28	– 0,009	0,18
		10	300	60	0,06	0,28	– 0,009	0,18

7		Variant	Mexanizm parametrlari						
			φ_1 gr	ω s^{-1}	O_1A m	AS m	AD m	x m	y m
		1	60	40	0,04	0,02	0,16	– 0,16	,008
		2	60	40	0,04	0,02	0,16	– 0,16	– 0,01
		3	60	40	0,04	0,02	0,17	– 0,17	,008
		4	120	40	0,05	0,02	0,17	– 0,17	– 0,01
		5	120	50	0,05	0,02	0,18	– 0,18	– 0,01
		6	120	50	0,05	0,03	0,18	– 0,18	– 0,01
		7	120	50	0,06	0,03	0,19	– 0,19	– 0,01
		8	300	60	0,06	0,04	0,19	– 0,17	0,01
		9	300	60	0,06	0,06	0,20	– 0,18	,008
	10	300	60	0,06	0,06	0,20	– 0,18	0,01	

3.1-jadvalning davomi

8		φ_1 gr	ω s ⁻¹	O_1A m	AS m	AD m	x m	y m	
		1	0	40	0,04	0,24	0,02	- 0,005	0,12
		2	0	40	0,04	0,24	0,02	- 0,005	0,12
		3	0	40	0,04	0,25	0,02	- 0,006	0,14
		4	180	40	0,05	0,25	0,03	0,006	0,14
		5	180	50	0,05	0,26	0,03	0,007	0,16
		6	180	50	0,05	0,26	0,03	0,007	0,16
		7	240	50	0,06	0,27	0,04	0,008	0,17
		8	240	60	0,06	0,27	0,04	0,008	0,17
		9	300	60	0,06	0,28	0,04	0,009	0,18
		10	300	60	0,06	0,28	0,04	- 0,009	0,18

9		φ_1 gr	ω s ⁻¹	O_1A m	O_2B m	O_2C m	x m	y m	
		1	60	40	0,04	0,25	0,02	- 0,005	- 0,1
		2	60	40	0,04	0,25	0,03	- 0,005	- 0,11
		3	60	40	0,04	0,25	0,04	- 0,006	- 0,12
		4	120	40	0,05	0,25	0,02	0,006	- 0,14
		5	120	50	0,05	0,25	0,03	0,007	- 0,12
		6	120	50	0,05	0,25	0,04	0,007	- 0,13
		7	120	50	0,06	0,25	0,02	0,008	- 0,15
		8	300	60	0,06	0,25	0,03	- 0,008	- 0,12
		9	300	60	0,06	0,25	0,04	- 0,009	- 0,13
		10	300	60	0,06	0,25	0,03	- 0,009	- 0,14

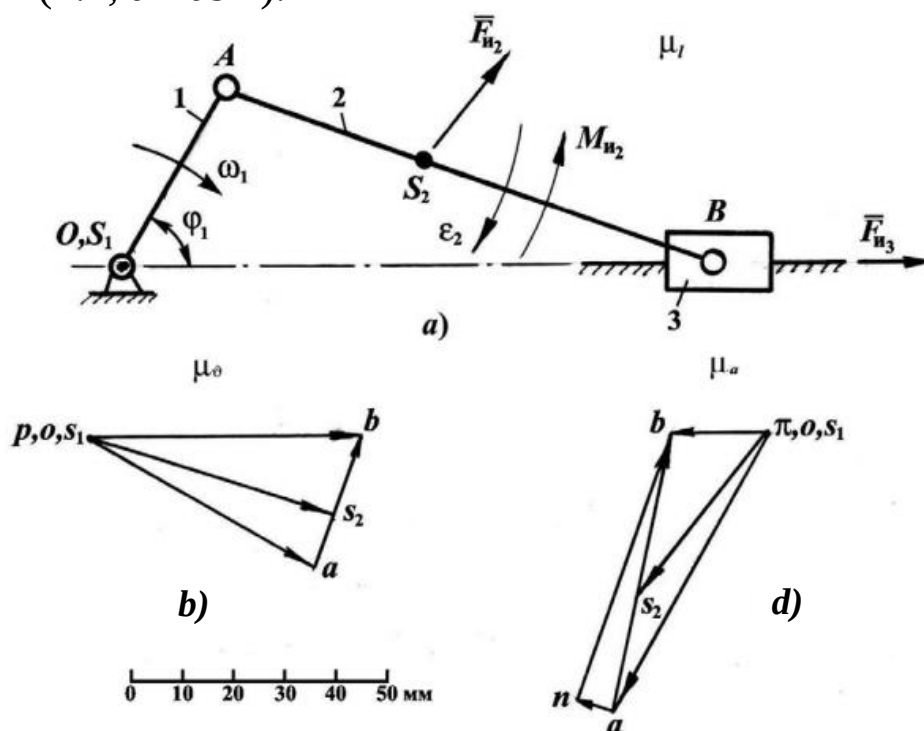
10		φ_1 gr	ω s ⁻¹	O_1A m	AC m	O_1D m	x m	y m	
		1	0	40	0,04	0,25	0,02	0,005	- 0,12
		2	0	40	0,04	0,25	0,03	- 0,005	- 0,12
		3	0	40	0,04	0,26	0,04	0,006	- 0,14
		4	180	40	0,05	0,26	0,02	- 0,006	- 0,14
		5	180	50	0,05	0,27	0,03	0,007	- 0,16
		6	240	50	0,05	0,27	0,04	- 0,007	- 0,15
		7	240	50	0,06	0,28	0,02	0,008	- 0,17
		8	300	60	0,06	0,28	0,03	- 0,008	- 0,17
		9	300	60	0,06	0,28	0,04	0,009	- 0,18
		10	300	60	0,06	0,28	0,03	- 0,009	- 0,18

4. Krivoship-polzunli mexanizm tahliliga doir masalalar va ularni yechish namunalari

1-misol. Krivoship-polzunli mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlang (4.1, a-rasm).

Krivoship 1 doimiy burchak tezligi bilan aylanadi: $\omega_1 = 50 \text{ c-1}$. Bo'g'inlarning o'lchami $l_{OA} = 0,1 \text{ m}$, $l_{AB} = 0,25 \text{ m}$, $l_{AS_2} = 0,1 \text{ m}$. Bo'g'inlarning massasi $t_2 = 2 \text{ kg}$, $t_3 = 1 \text{ kg}$. Bo'g'in inersiya momenti $I_{S_2} = 0,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Burchak $\varphi_1 = 60^\circ$.

Yechim. Mexanizm sxemasini $\mu_l = 0,0025 \frac{\text{m}}{\text{mm}}$ masshtabda chizamiz (4.1, a- rasm).



4.1-rasm. Krivoship-polzunli mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlash sxemasi: a) kinematik sxema; b) tezlik rejasi; d) tezlanish rejasi.

Bo'g'inlarning chizmada uzunligi:

$$OA = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,1}{0,0025} = 40 \text{ mm}; \quad AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,25}{0,0025} = 100 \text{ mm};$$

$$AS_2 = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0,1}{0,0025} = 40 \text{ mm}.$$

$\mu_v = 0,1 \frac{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}{\text{mm}}$ masshtabda tezlik rejasi tuzamiz (4.1, b-rasm).

A nuqtaning chiziqli tezligini aniqlaymiz: $v_A = \omega_1 l_{OA} = 50 \times 0,1 = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Vektor uzunligini (pa) aniqlaymiz $(\overline{pa}) = \frac{v_A}{\mu_v} = \frac{5}{0,1} = 50 \text{ mm}$.

Vektor tenglamalarni yechish bilan V nuqta tezligini aniqlaymiz:

$$\mathcal{V}_B = \mathcal{V}_A + \mathcal{V}_{BA};$$

$$\overline{\mathcal{V}}_B = \overline{\mathcal{V}}_{Bc} + \overline{\mathcal{V}}_{BBc}.$$

Bo'g'in 2 og'irlik markazi S_2 holatini quyidagi nisbatdan aniqlaymiz:

$$\frac{AB}{AS_2} = \frac{(ab)}{(as_2)};$$

$$(as_2) = \frac{AS_2}{AB} (ab) = \frac{0,1}{0,25} \times 27 = 10,8mm;$$

Tezlik rejasidan nuqtalar tezligini aniqlaymiz:

$$\mathcal{V}_B = \mu_g(pb) = 0,1 \times 62 = 6,2m \cdot s^{-1}$$

$$\mathcal{V}_{BA} = \mu_g(ab) = 0,1 \times 27 = 2,7m \cdot s^{-1}$$

$$\mathcal{V}_{S_2} = \mu_g(ps_2) = 0,1 \times 49 = 4,9m \cdot s^{-1}$$

Bo'g'in 2 burchak tezligini aniqlaymiz:

$$\omega_2 = \frac{\mathcal{V}_{BA}}{l_{AB}} = \frac{2,7}{0,25} = 10,8s^{-1}.$$

Tezlanish rejasini tuzamiz (4.1, d-rasm).

$\omega_1 = \text{const}$ hol uchun A nuqta tezlanishi:

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = 50^2 \times 0,1 = 250m \cdot s^{-2}$$

$\mu_a = 0,4 \frac{m \cdot s^{-2}}{mm}$ tezlanish rejasi masshtabli koeffitsiyentini tanlaymiz,

u holda A nuqtaning tezlanish vektori uzunligi: $(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{250}{4} = 62,5mm.$

V nuqta tezlanishini aniqlash uchun ikkita vektor tenglama tuzamiz va yechamiz:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau;$$

$$a_B = a_{B_0} + a_{BB_0}^{omH}.$$

V nuqtaning A nuqtaga nisbatan normal tezlanishini formula bo'yicha aniqlaymiz: $a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 10,8^2 \times 0,25 = 29,16m \cdot s^{-2}$

Bu tezlanish tasvirlangan $(\overline{an})$ vektor uzunligi:

$$(an) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{29,16}{4} = 7,29 \approx 7mm.$$

S_2 nuqtaning tezlanish rejasidagi (ab) kesmada holatini aniqlash uchun proporsiyani yechamiz: $\frac{AB}{AS_2} = \frac{(ab)}{(as_2)};$

$$\text{Bundan } (as_2) = \frac{AS_2}{AB} (ab) = \frac{40}{100} \times 55 = 22mm;$$

Tuzilgan tezlanish rejasidan mexanizm bo'g'inlari nuqtalarining tezlanishi va shatun 2 burchak tezlanishini aniqlaymiz:

$$a_B = \mu_a(\pi b) = 4 \times 19 = 76 m \cdot s^{-2};$$

$$a_{BA}^r = \mu_a(nb) = 4 \times 55 = 220 m \cdot s^{-2};$$

$$a_{S_2} = \mu_a(\pi s_2) = 4 \times 42 = 168 m \cdot s^{-2};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{l_{AB}} = \frac{220}{0,25} = 880 s^{-2}.$$

Bo'g'in 2 ning burchak tezlanishi S_2 yo'nalishi mexanizm sxemasida tezlanish rejasidan V nuqtaga xayolan o'tkazilgan $\vec{a}_{BA}^r$ vektor yordamida aniqlanadi. Bizning holda S_2 soat mili bo'yicha yo'nalgan.

Mexanizmdagi barcha bo'g'inlarning inersion yuklamasini aniqlaymiz.

Shatun 2 inersiya kuchi $F_{H_2} = m_2 a_{s_2} = 2 \times 168 = 336 H$. ga teng va bo'g'in 2 og'irlik markazining tezlanishi vektoriga qarama-qarshi yo'nalgan (ns_2). Shatun 2 ning inersiya momenti kuchi: $M_{H_2} = I_{S_2} \varepsilon_2 = 0,03 \times 880 = 26,4 H \cdot m$. va shatun 2 burchak tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Bizning holda soat miliga qarama-qarshi.

Sirg'algich 3 inersiya kuchi: $F_{H_3} = m_3 a_B = 1 \times 76 = 76 H$. U B(πb) nuqtaning tezlanishi vektoriga qarama-qarshi yo'nalgan.

2-misol. Sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlang (4.2, a-rasm). Krivoship 1 doimiy burchak tezligi bilan bir tekis aylanadi $\omega_1 = 60 \text{ c}^{-1}$. Bo'g'inlarning o'lchami $l_{OA} = 0,1 \text{ m}$, $l_{AB} = l_{VC} = 0,2 \text{ m}$. 2 va 3-bo'g'inning og'irlik markazlari bo'g'inlar o'rtasida joylashgan. Bo'g'inlarning massasi $t_2 = m^3 = 2 \text{ kg}$. Bo'g'inlarning inersiya momenti $I_{S_2} = I_{S_3} = 0,025 \text{ kg} \cdot m^2$. Burchak $\varphi_1 = 90^\circ$.

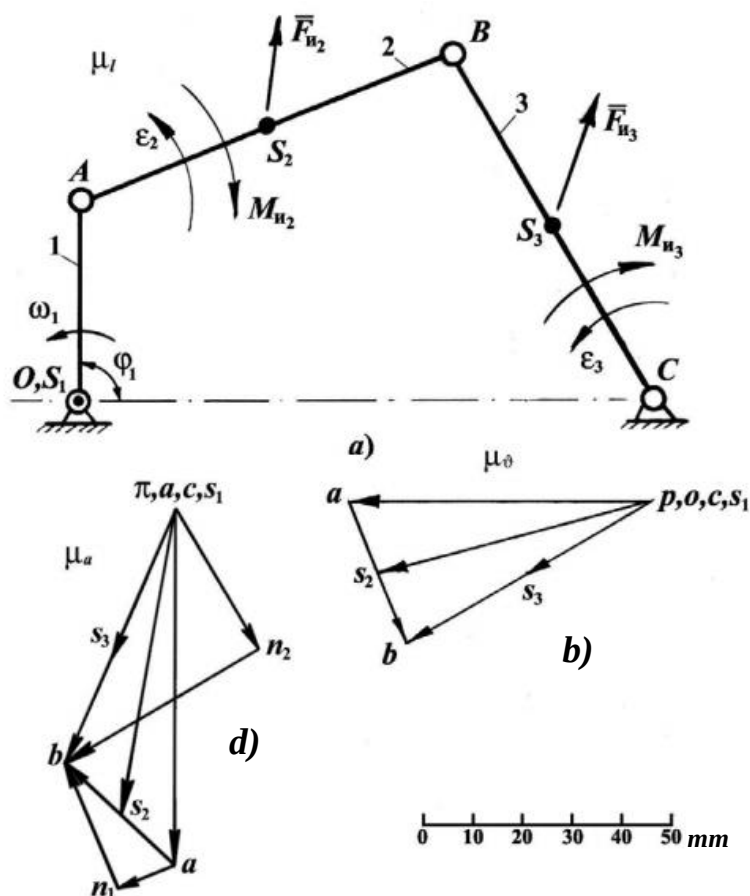
Yechim. Mexanizm sxemasini $\mu_l = 0,0025 \frac{m}{mm}$ masshtabda tuzamiz (4.2, a-rasm). Mexanizm bo'g'inlarining chizmada uzunligi:

$$OA = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,1}{0,0025} = 40 mm; \quad AB = BC = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,2}{0,0025} = 80 mm;$$

$$AS_2 = BS_2 = \frac{AB}{2} = \frac{80}{2} = 40 mm.$$

$\mu_g = 0,1 \frac{m \cdot s^{-1}}{mm}$ masshtabda tezlik rejasini tuzamiz (4.2, b-rasm).

A nuqtaning chiziqli tezligini aniqlaymiz: $\mathcal{G}_A = \omega_1 l_{OA} = 60 \times 0,1 = 6 \text{ i} \cdot \tilde{n}^{-1}$



4. 2-rasm. To'rt bo'g'inli mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlash uchun sxema: a) kinematik sxema; b) tezlik rejasi; d) tezlanish rejasi.

Vektor uzunligi (pa): $(\overline{pa}) = \frac{\vartheta_A}{\mu_\vartheta} = \frac{6}{0,1} = 60 \text{ mm}$.

V nuqta tezligini vektor tenglamalarni yechish bilan aniqlaymiz:

$$\vec{g}_B = \vec{g}_A + \vec{g}_{BA};$$

$$\vec{g}_B = \vec{g}_C + \vec{g}_{BC}.$$

2 va 3 bo'g'inlarning og'irlik markazlarining S_2 va S_3 nuqtalari holatini tezlik rejasidagi (ab) va (bc) kesmalar o'rtasida aniqlaymiz.

Tuzilgan tezlik rejasidan mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarning tezliklari qiymatini aniqlaymiz:

$$\vartheta_{BA} = \mu_\vartheta(ab) = 0,1 \times 31 = 3,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\vartheta_B = \vartheta_{BC} = \mu_\vartheta(pb) = 0,1 \times 57 = 5,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\vartheta_{S_2} = \mu_\vartheta(ps_2) = 0,1 \times 57 = 5,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\vartheta_{S_3} = \mu_\vartheta(ps_3) = 0,1 \times 28,5 = 2,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{g_{BA}}{l_{AB}} = \frac{3,1}{0,2} = 15,5s^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{g_{BC}}{l_{BC}} = \frac{5,7}{0,2} = 28,5s^{-1}.$$

Tezlanish rejasini tuzamiz (4.2, d-rasm).

Pri $\omega = \text{const}$ tezlanish A nuqta aniqlaymiz formula bo'yicha:

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = 60^2 \times 0,1 = 360m \cdot s^{-2}$$

$\mu_a = 5 \frac{m \cdot s^{-2}}{mm}$ tezlanish rejasining masshtabli koeffitsiyentini tanlaymiz, u holda A nuqtaning tezlanishi vektori uzunligi:

$$(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{360}{4} = 72mm.$$

V nuqta tezlanishini aniqlash uchun ikkita vektor tenglama tuzamiz va yechamiz:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau;$$

$$a_B = a_C + a_{BC}^n + a_{BC}^\tau.$$

Tenglamalarda a_{BA}^n va a_{BC}^n normal tezlanishlar formula bo'yicha aniqlanadi:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 15,5^2 \times 0,2 = 48,05m \cdot s^{-2}$$

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 l_{BC} = 28,5^2 \times 0,2 = 162,45m \cdot s^{-2}$$

Tezlanish rejasida AB bo'g'iniga parallel B nuqtadan A nuqta tomon yo'nalishida a nuqtadan A uzunligiga nisbatan B nuqtaning normal tezlanish ($\overline{an_1}$) vektorini o'tkazamiz: $(an_1) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{48,05}{5} = 12,01 \approx 12mm.$

Qutb p (n) bilan ustma-ust tushuvchi s nuqtadan B nuqtaning ($\overline{cn_2}$) normal tezlanish vektorini B nuqtadan S nuqta tomon yo'nalishida BS bo'g'iniga parallel S nuqtaga nisbatan o'tkazamiz:

$$(cn_2) = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{162,45}{5} = 32,49 \approx 32mm.$$

p₁ va p₂ nuqta orqali AB va BS bo'g'inlarga perpendikular chiziqlar o'tkazamiz (a_{BA}^τ va a_{BC}^τ yo'nalishlarda). Ushbu to'g'ri chiziqlarning kesishish nuqtasi tezlanish rejasida b nuqta holatini belgilab beradi. Uni π qutb bilan biriktirib, V nuqta tezlanishi vektorini olamiz.

Og'irlik markazlarining S_2 va S_3 nuqtalari holatini (ab) va (bc) kesmalar o'rtasida aniqlaymiz. Ularni qutb bilan tutashtirib, 2 va 3 bo'g'inlar og'irlik markazlarining tezlanish vektorlarini olamiz

Tuzilgan tezlanish rejasidan mexanizm bo'g'inlari nuqtalarining tezlanishlarini va bo'g'inlarning burchak tezlanishini aniqlaymiz:

$$\begin{aligned} a_B &= \mu_a(\pi b) = 5 \times 56 = 280 m \cdot s^{-2}; \\ a_{BA}^\tau &= \mu_a(n_1 b) = 5 \times 27 = 135 m \cdot s^{-2}; & \varepsilon_2 &= \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{135}{0,2} = 675 s^{-2}. \\ a_{BC}^\tau &= \mu_a(n_2 b) = 5 \times 45 = 225 m \cdot s^{-2}; \\ a_{S_2}^\tau &= \mu_a(\pi s_2) = 5 \times 63 = 315 m \cdot s^{-2}; & \varepsilon_2 &= \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}} = \frac{225}{0,2} = 1175 s^{-2}. \\ a_{S_3}^\tau &= \mu_a(\pi s_3) = 5 \times 32 = 160 m \cdot s^{-2}; \end{aligned}$$

Mexanizm sxemasida tezlanish rejasidan B nuqtaga xayolan o'tkazilgan $\vec{a}_{BA}^\tau$ va $\vec{a}_{BC}^\tau$ vektorlar yordamida ε_2 va ε_3 yo'nalishlari aniqlanadi. Bizning holda ε_2 va ε_3 soat miliga qarama-qarshi yo'nalgan.

Barcha mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlaymiz.

Shatun 2 inersiya kuchi $F_{H_2} = m_2 a_{S_2} = 2 \times 315 = 630 H$. va bo'g'in 2 og'irlik markazining tezlanish vektoriga S_2 qarama-qarshi yo'nalgan (πs_2).

Shatun 2 inersiya momenti kuchi $M_{H_2} = I_{S_2} \varepsilon_2 = 0,025 \times 675 = 16,87 H \cdot m$. va shatun 2 burchak tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Bizning holda soat mili bo'yicha.

Shatun 3 inersiya kuchi $F_{H_3} = m_3 a_{S_3} = 2 \times 160 = 320 H$. va S_3 nuqtaning tezlanish vektoriga qarama-qarshi yo'nalgan (πs_3).

Shayin 3 inersiya moment kuchi $M_{H_3} = I_{S_3} \varepsilon_3 = 0,025 \times 1125 = 28,13 H \cdot m$. va shayin 3 burchak tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Bizning holda soat mili bo'yicha.

3-misol. Richagli mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlang (4.3, a-rasm). Krivoship 1 doimiy burchak tezligi bilan bir tekis aylanadi $\omega_1 = 50 c^{-1}$. Bo'g'inlarning o'lchami $l_{OA} = 0,06 m$, l_{AB}

$$= 0,12 m, \quad l_{BC} = l_{CD} = l_{DE} = 0,1 m, \quad l_{AS_2} = \frac{1}{3} l_{AB}, \quad l_{DS_4} = \frac{1}{2} l_{DE}.$$

Bo'g'inlarning massasi $m_2 = m_4 = 1 kg$, $m_3 = 2 kg$, $m_5 = 0,5 kg$. Bo'g'inlarning inersiya momenti $I_{S_2} = I_{S_4} = 0,002 kg \cdot m^2$, $I_{S_3} = 0,0025 kg \cdot m^2$. Burchaklari $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_{3,4} = 90^\circ$, $\varphi_{1,2} = \varphi_{2,3}$.

Yechim. Mexanizm sxemasini $\mu_l = 0,002 \frac{m}{mm}$ masshtabda tuzamiz (4.3, a-rasm). Mexanizm bo'g'inlarining chizmada uzunligi:

$$OA = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,06}{0,002} = 30mm; \quad AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,12}{0,002} = 60mm;$$

$$BC = CD = DE = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,1}{0,002} = 50mm;$$

$$AS_2 = \frac{AB}{3} = \frac{60}{3} = 20mm. \quad DS_4 = \frac{DE}{2} = \frac{50}{2} = 25mm.$$

$\mu_9 = 0,05 \frac{m \cdot s^{-1}}{mm}$ masshtabda tezlik rejasi tuzamiz (rasm 4.3, b).

A nuqta chiziqli tezligini aniqlaymiz: $v_A = \omega_1 l_{OA} = 50 \times 0,06 = 3m \cdot s^{-1}$

vektor uzunligini aniqlaymiz ($\overline{pa}$): $\overline{(pa)} = \frac{v_A}{\mu_9} = \frac{3}{0,05} = 60mm.$

Vektor tenglamalarni yechish bilan V nuqta tezligini topamiz:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA};$$

$$\vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC}.$$

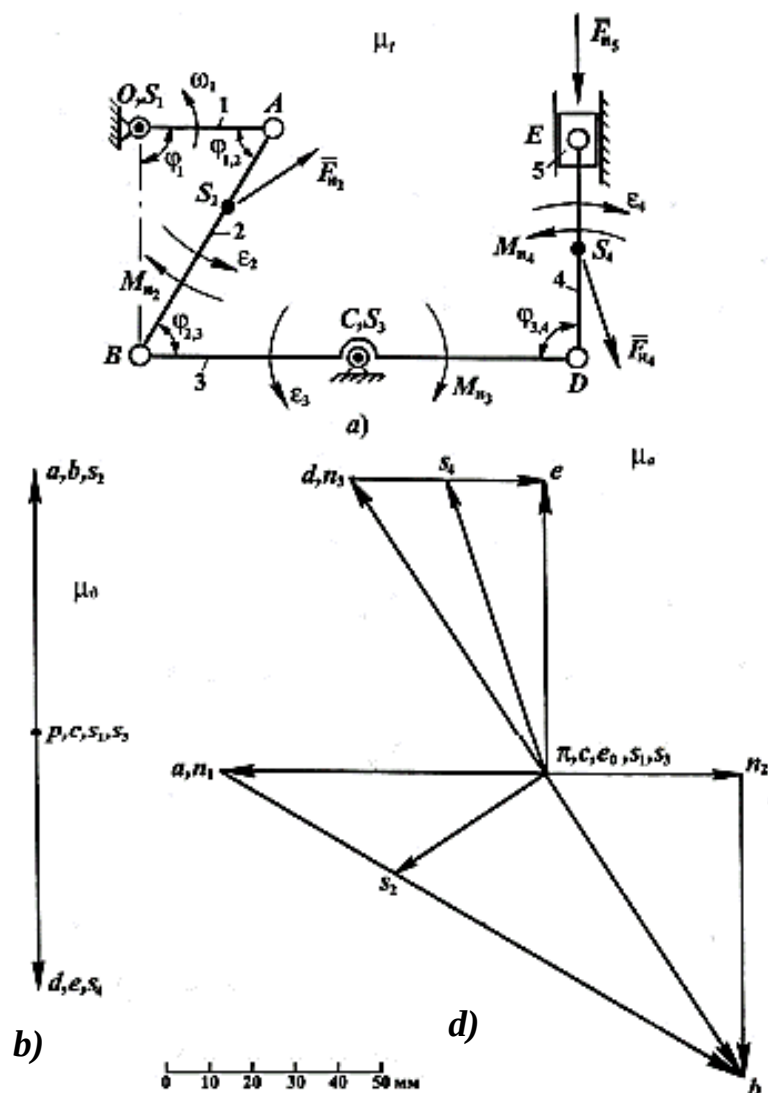
Tezlik rejasida a nuqta orqali 2 bo'g'inga perpendikular, r qutb bilan ustma-ust tushuvchi s nuqta orqali esa 3 bo'g'inga perpendikular to'g'ri chiziqli o'tkazamiz. Bu to'g'ri chiziqlar tezlik rejasining a nuqtasida kesishadi. Bu b nuqta a nuqta bilan ustma-ust tushishini va $v_B = v_A$ ekanini anglatadi.

S₂ nuqta AV bo'g'inda joylashib, uning a va b nuqtalari tezlik rejasida ustma-ust tushgani uchun s₂ nuqta ham a nuqtada bo'ladi, ya'ni

$$v_{S_2} = v_B = v_A.$$

D nuqta tezligini quyidagi nisbatdan aniqlaymiz $\frac{BC}{CD} = \frac{(bc)}{(cd)};$

$$(cd) = \frac{CD}{BC}(bc) = \frac{50}{50} \times 60 = 60mm;$$



4.3-rasm. Richagli mexanizm bo‘g‘inlarining inersion yuklamasini aniqlash uchun sxema: a) kinematik sxema; b) tezlik rejasi; d) tezlanish rejasi.

Tezlik rejasida (bc) kesma davomida uzunligi 60 mm kesma (cd) ajratamiz. Chunki (pb) = (pd).

$$\vartheta_B = \vartheta_D = 3m \cdot s^{-1}.$$

Vektor tenglamani yechib, E nuqta tezligini aniqlaymiz:

$$\vec{\mathcal{G}}_E = \vec{\mathcal{G}}_D + \vec{\mathcal{G}}_{ED};$$

$$\vec{\mathcal{G}}_E = \vec{\mathcal{G}}_{E_0} + \vec{\mathcal{G}}_{EE_0}.$$

d nuqta orqali tezlik rejasida 4 bo‘g‘inga perpendikular ($\vec{\mathcal{G}}_{ED}$ yo‘nalish), r qutb bilan ustma-ust tushuvchi e0 nuqta orqali esa porshen 5 harakatining vertikal o‘qiga parallel ($\vec{\mathcal{G}}_{EE_0}$ yo‘nalish) to‘g‘ri chiziq o‘tkazamiz. Bu to‘g‘ri chiziqlar d nuqtada kesishadi. Demak, $\vec{\mathcal{G}}_E = \vec{\mathcal{G}}_D$.

S₄ nuqta ED bo‘g‘inda joylashib, uning nuqtalari tezlik rejasida ustma-ust tushgani uchun s₄ nuqta ham d nuqtada bo‘ladi, ya’ni

$$v_{S_4} = v_E = v_D = 3m \cdot s^{-1}.$$

Bo‘g‘inlarning burchak tezligini aniqlaymiz:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0}{0,12} = 0s^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}} = \frac{3}{0,1} = 30s^{-1}.$$

$$\omega_4 = \frac{v_{ED}}{l_{DE}} = \frac{0}{0,1} = 0s^{-1}$$

Tezlanish rejasini tuzamiz (4.3, d-rasm).

$\omega_1 = \text{const}$ hol uchun A nuqta tezlanishini formula bo‘yicha aniqlaymiz:

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = 50^2 \times 0,06 = 150m \cdot s^{-2}$$

$\mu_a = 2 \frac{m \cdot s^{-2}}{mm}$ tezlanish rejasining masshtabli koeffitsiyentini tanlaymiz, u holda A nuqtaning tezlanishi vektor uzunligi: $(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_A} = \frac{150}{2} = 75mm.$

B nuqta tezlanishini aniqlash uchun ikkita vektor tenglama

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau;$$

tuzamiz va yechamiz: $a_B = a_C + a_{BC}^n + a_{BC}^\tau.$

A ga nisbatan B nuqtaning normal tezlanishi qiymati a_{BA}^n 0 ga teng bo‘ladi, chunki bo‘g‘in 2 burchak tezligi 0 ga teng, ya’ni

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 0^2 \times 0,12 = 0m \cdot s^{-2}$$

Shuning uchun n₁ nuqta tezlanish rejasida a nuqta bilan ustma-ust tushadi. n₁ nuqta orqali AB bo‘g‘iniga to‘g‘ri perpendikular o‘tkazamiz (a_{BA}^τ yo‘nalish).

S ga nisbatan B nuqtaning normal tezlanishi qiymatini formula bo‘yicha aniqlaymiz: $a_{BC}^n = \omega_3^2 l_{BC} = 30^2 \times 0,1 = 90m \cdot s^{-2}$

π qutb bilan ustma-ust tushuvchi s nuqtadan ushbu tezlanish uzunligida vektor o‘tkazamiz: $(cn_2) = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{90}{2} = 45mm.$

n_2 nuqta orqali VS bo'g'iniga perpendikular, a_{BC}^{τ} tangensial tezlanish vektori yo'nalishida to'g'ri chiziq o'tkazamiz.

Tangensial tezlanishlarning kesishish nuqtasi tezlanish rejasida b nuqta holatini belgilab beradi. b nuqtani π qutb bilan biriktirib, B nuqtaning mutlaq tezlanishi vektorini olamiz. Uning qiymati:

$$a_B = \mu_a(\pi b) = 2 \times 83 = 166 m \cdot s^{-2};$$

Tangensial tezlanishlar qiymatlari

$$a_{BA}^{\tau} = \mu_a(n_1 b) = 2 \times 140 = 280 m \cdot s^{-2};$$

$$a_{BC}^{\tau} = \mu_a(n_2 b) = 2 \times 70 = 140 m \cdot s^{-2};$$

S_2 nuqta tezlanishini quyidagi nisbatdan aniqlaymiz:

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{(as_2)}{(ab)}; \quad (as_2) = \frac{AS_2}{AB}(ab) = \frac{1}{3} \times 140 = 46,7 \approx 47 mm;$$

Tezlanish rejasida s_2 nuqtani π qutb bilan biriktirib, nuqtaning mutlaq tezlanishi vektorini olamiz S_2 uning qiymat:

$$a_{S_2}^{\tau} = \mu_a(\pi s_2) = 2 \times 42 = 84 m \cdot s^{-2};$$

D nuqta tezlanishini quyidagi nisbatdan aniqlaymiz:

$$\frac{BC}{CD} = \frac{(bc)}{(cd)}; \quad (cd) = \frac{CD}{BC}(bc) = \frac{50}{50} \times 83 = 83 mm;$$

(bc) kesma davomida uzunligi 83 mm kesma yasaymiz, d nuqta shu yerda joylashgan bo'ladi. D nuqta tezlanishi:

$$a_D = \mu_a(\pi d) = 2 \times 83 = 166 m \cdot s^{-2};$$

S_3 nuqta tezlanishi 0 ga teng, chunki u mexanizm sxemasida S nuqta bilan ustma-ust tushadi. E nuqta tezlanishini aniqlash uchun

$$a_E = a_D + a_{ED}^n + a_{ED}^{\tau};$$

ikkita vektor tenglama tuzamiz va yechamiz: $a_E = a_{E_0} + a_{EE_0}^{omh}$.

E nuqtaning D nuqtaga nisbatan normal tezlanishi qiymati 0 ga teng, chunki bo'g'in 4 ning burchak tezligi 0 ga teng, ya'ni

$$a_{ED}^n = \omega_3^2 l_{ED} = 0^2 \times 0,1 = 0 m \cdot s^{-2}$$

Shuning uchun n_3 nuqta tezlanish rejasida d nuqta bilan ustma-ust tushadi.

n_3 nuqta orqali 4 bo'g'inga perpendikular to'g'ri chiziq o'tkazamiz (a_{ED}^{τ} yo'nalish).

$a_{EE_0}^{omh}$ tezlanish E nuqta harakatlanadigan o'qqa parallel yo'nalgan. Shuning uchun π qutb bilan ustma-ust tushuvchi ye0 nuqta orqali n_3 nuqtadan o'tkazilgan chiziq bilan kesishish nuqtasigacha vertikal o'q bilan parallel to'g'ri chiziq o'tkazamiz. E nuqtaning tezlanish vektori

oxiri e kesishish nuqtasi hisoblanadi. Tezlanish rejasidan aniqlaymiz:

$$a_E = \mu_a(\pi e) = 2 \times 68 = 136 m \cdot s^{-2};$$

$$a_{ED}^{\tau} = \mu_a(n_3 e) = 2 \times 45 = 90 m \cdot s^{-2}.$$

S_4 nuqta DE bo'g'in o'rtasida joylashgani uchun, tezlanish rejasida ham (de) vektor o'rtasida, ya'ni d va e nuqtalardan 22,5 mm masofada joylashgan bo'ladi. s_4 nuqtani qutb bilan biriktirib, S_4 nuqtaning mutlaq tezlanish vektorini olamiz. Uning qiymati $a_{S_4} = \mu_a(\pi s_4) = 2 \times 72 = 144 m \cdot s^{-2};$

Bo'g'inlarning burchak tezlanishini aniqlaymiz:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{280}{0,12} = 2333,3 s^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^{\tau}}{l_{BC}} = \frac{140}{0,1} = 1400 s^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^{\tau}}{l_{DE}} = \frac{90}{0,1} = 900 s^{-2}.$$

Bo'g'inlarning burchak tezlanishlari yo'nalishlarini $a_{BA}^{\tau}, a_{BC}^{\tau}$ va a_{ED}^{τ} tangensial tezlanish vektorlari yordamida aniqlaymiz. 2 va 3 bo'g'inlarning burchak tezlanishi soat miliga qarama-qarshi, 4 bo'g'inniki esa – soat bo'yicha yo'nalgan. Barcha mexanizm bo'g'inlarining inersion yuklamasini aniqlaymiz.

Bo'g'in 2 inersiya kuchi $F_{i_2} = m_2 a_{S_2} = 1 \times 84 = 84 N$

va 2 bo'g'in og'irlik markazining tezlanish vektori S_2 ($\overline{\pi s_2}$) ga qarama-qarshi yo'nalgan.

Bo'g'in 2 inersiya momenti kuchi

$$M_{i_2} = I_{S_2} \varepsilon_2 = 0,002 \times 2333,3 = 4,67 N \cdot m.$$

va shatun 2 burchak tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Bizning holda soat mili bo'yicha.

Bo'g'in 3 inersiya kuchi 0 ga teng, chunki tezlanish $a_{S_3} = 0$.

Bo'g'in 3 inersiya momenti kuchi $M_{i_3} = I_{S_3} \varepsilon_3 = 0,0025 \times 1400 = 3,5 N \cdot m$.

va bo'g'in 3 burchak tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Bizning holda soat mili bo'yicha.

Bo'g'in 4 inersiya kuchi $F_{i_4} = m_4 a_{S_4} = 1 \times 144 = 144 N$ va bo'g'in 4 og'irlik markazining tezlanish vektori S_4 ($\overline{\pi s_4}$) ga qarama-qarshi yo'nalgan.

Bo'g'in 4 inersiya momenti kuchi $M_{i_4} = I_{S_4} \varepsilon_4 = 0,002 \times 900 = 1,8 N \cdot m$.
va bo'g'in 4 burchak tezlanishi vektoriga qarama-qarshi yo'nalgan.
Bizning holda qarama-qarshi soat miliga.

Bo'g'in 5 inersiya kuchi $F_{i_5} = m_5 a_{S_5} = 0,5 \times 136 = 68 N$ ga teng va E (π) nuqta tezlanish vektoriga qarama-qarshi yo'nalgan.

4-11-masalalar

Berilgan masalalarni yechishda richagli mexanizmlar bo'g'inlarining inersion yuklamalarini aniqlash talab qilinadi. Buning uchun quyidagilar amalga oshiriladi:

– bo'g'inlar o'lchamlari va φ_1 umumiy koordinatalarining berilgan qiymatlari bo'yicha μl masshtabda mexanizmning kinematik sxemasini tuzish;

– μ_φ va μ_a masshtablarda tezlik va tezlanish rejalarini tuzish;

– tezlanishlar qiymatini va burchak tezlanish mexanizm bo'g'inlari.

F_i inersiya kuchi va M_i inersiya momenti kuchi qiymatini aniqlash va mexanizm sxemasida ularni boshqarishni ko'rsatish.

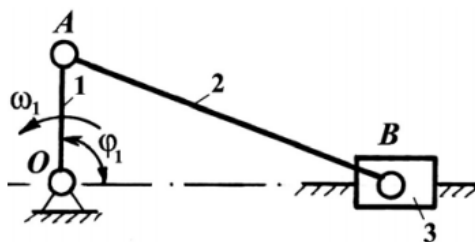
4. $l_{OA} = 0,1 \text{ m}$; $l_{AB} = 0,2 \text{ m}$;

$\varphi_{1,2} = 90^\circ$; 0° ; 180°

$m_3 = 2 \text{ kg}$;

$\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$.

Aniqlang: F_3



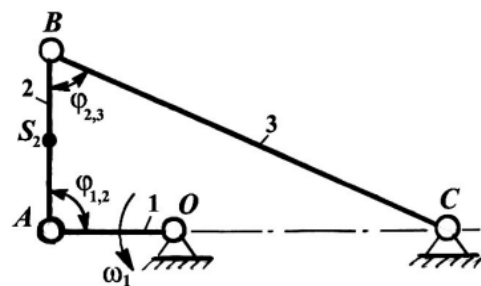
5. $l_{OA} = 0,04 \text{ m}$; $l_{AB} = 0,08 \text{ m}$;

$\varphi_{1,2} = 90^\circ$; $\varphi_{2,3} = 60^\circ$;

$m_2 = 1 \text{ kg}$; $I_{S_2} = 0,004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.

Aniqlang: F_{i_2} , M_{i_2}

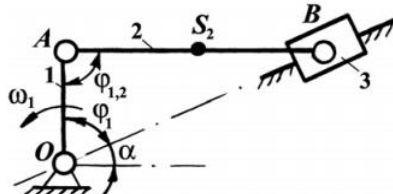


Oddiy richagli mexanizmlar.

6. $l_{OA} = 0,1 \text{ m}$; $l_{AS_2} = 0,5 \text{ lAB}$;
 $\varphi_1 = 60^\circ$; $\alpha = 60^\circ$; $\varphi_{1,2} = 90^\circ$;

$m_2 = 4 \text{ kg}$; $I_{S_2} = 0,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.

Aniqlang: F_{i_2}, M_{i_2}

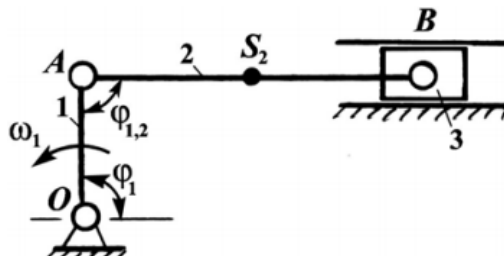


7. $l_{OA} = 0,05 \text{ m}$; $l_{AB} = 0,15 \text{ lAB}$;

$l_{AS_2} = 0,5 \text{ lAB}$; $\angle \varphi_1 = \angle \varphi_{1,2} = 90^\circ$;

$m_2 = 2 \text{ kg}$; $I_{S_2} = 0,02 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 $\omega_1 = 40 \text{ s}^{-1}$.

Aniqlang: F_{i_2}, M_{i_2}



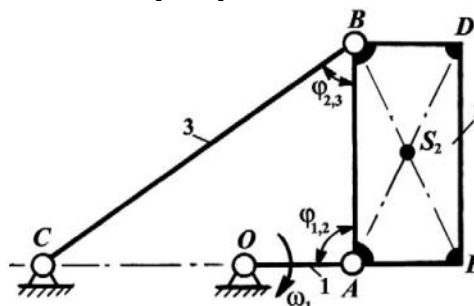
Polzunli mexanizmlar.

8. $l_{OA} = 0,1 \text{ m}$; $l_{AB} = l_{DE} = 0,2 \text{ m}$;
 $l_{AE} = l_{BD} = 0,1 \text{ m}$;

ABDE – to'g'ri burchak;
 $\angle \varphi_{1,2} = 90^\circ$; $\angle \varphi_{2,3} = 60^\circ$;

$m_2 = 4 \text{ kg}$; $I_{S_2} = 0,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.

Aniqlang: F_{i_2}, M_{i_2}

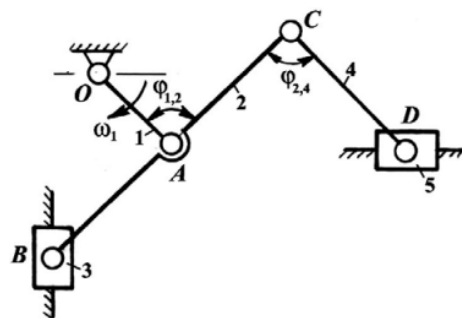


9. $l_{OA} = 0,1 \text{ m}$; $l_{AB} = l_{AC} = l_{CD} = 0,2 \text{ m}$;

$\angle \varphi_{1,2} = 90^\circ$; $\angle \varphi_{2,4} = 90^\circ$;

$m_3 = m_5 = 1 \text{ kg}$;
 $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.

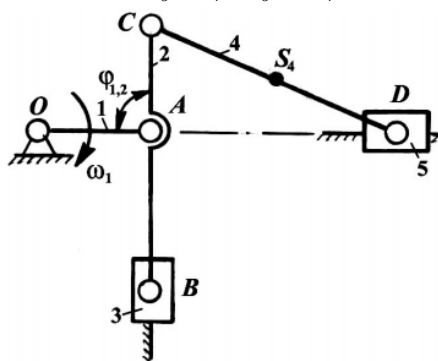
Aniqlang: F_{i_2}, M_{i_2}



Krivoship-shotunli mexanizmlar.

10. $l_{OA} = l_{AC} = 0,05 \text{ m}$; $l_{AB} = l_{CD} = 0,1 \text{ m}$;
 $l_{CS_4} = 0,5 l_{CD}$;
 $\angle \varphi_{1,2} = 90^\circ$; $m_3 = m_5 = 2 \text{ kg}$;
 $m_4 = 4 \text{ kg}$; $I_{S_4} = 0,005 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.

Aniqlang: $F_{i_3}, F_{i_4}, F_{i_5}, M_{i_4}$



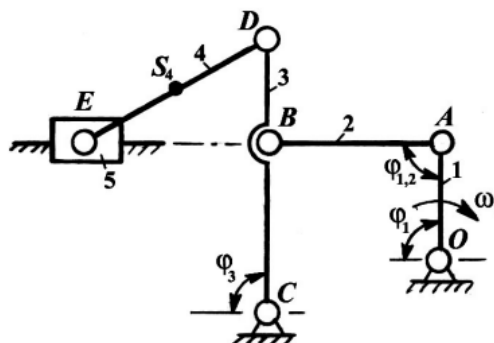
11. $l_{OA} = l_{BD} = 0,1 \text{ m}$;

$l_{AB} = l_{BC} = l_{DE} = 0,2 \text{ m}$; $I_{DS_4} = 0,5 l_{DE}$;
 $\angle \varphi_1 = \angle \varphi_{1,2} = 90^\circ$; $\angle \varphi_3 = 90^\circ$;
 $m_4 = 2 \text{ kg}$; $m_5 = 1 \text{ kg}$;

$I_{S_4} = 0,006 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$\omega_1 = 40 \text{ c}^{-1}$.

Aniqlang: $F_{i_4}, M_{i_4}, F_{i_5}$



Murakkab zanjirli va polzunli mexanizm.

5. Evolventali va planetar mexanizmlarning kinematik tahlili va masalalar to'plami

Tishli mexanizmlar kinematik tahlilining vazifasi chiqish bo'g'inlarining uzatish nisbati va aylanish chastotasini aniqlash hisoblanadi.

Eng sodda tishli uzatma ikkita tishli g'ildirakdan iborat bo'lib, ular vositasida o'zaro ulanadi. Shakli bo'yicha g'ildiraklar silindr, konussimon, ellipssimon, figurali tishli uzatma kabilarga ajratiladi.

Dumaloq shaklli, ya'ni silindr va konussimon tishli g'ildiraklar eng ko'p tarqalgan. Konussimon tishli uzatma vallar o'rtasida aylanishni amalga oshirib, ularning geometrik o'qlari kesishadi. Shakli va joylashuviga ko'ra g'ildirak tishlari to'g'ri, egri, shevron, dumaloq va boshqa egri chiziqli tishlarga bo'linadi.

Tishli uzatmaning muntazam uzatish nisbati tish profillari shakli bilan ta'minlanadi. Evolventali profillar keng tarqalgan, chunki ularni tayyorlash soddaligi bilan ajralib turadi (nusxa ko'chirish yoki chiniqtirish usulida).

Evolventali profilga ega tishlarning soni chegaraviy qiymatdan kam bo'lgan tishli g'ildiraklar bilan kesishda tish pichoqchalarining qirqilib o'yilishi yuz beradi, buning natijasida tishlar mustahkamligi

sezilarli darajada kamayadi. Qirqilishni bartaraf etish uchun siljiydigan tishli ilashma yoki korrigirlangan tishli uzatma qo'llaniladi.

Tishli ilashmani tavsiflovchi asosiy geometrik parametrlarga quyidagilar kiritiladi: modul, ilashma burchagi, bo'luvchi, boshlang'ich va asosiy aylanalar diametrlari, qoplanish koeffitsiyenti.

Tishli mexanizmlar qo'zg'almas va qo'zg'aluvchan aylanish o'qli mexanizmlarga ajratiladi.

Kinematik tahlilni amalga oshirish uchun tishli uzatmaning uzatish nisbatini aniqlash zarur.

Tishli g'ildirak 1 burchak tezligi ω_1 ning i -tishli g'ildirak burchak tezligi ω_i ga nisbati U_{1i} uzatish nisbati deb ataladi. Burchak tezligi o'rniga n aylanish chastotasi tushunchasidan ham foydalanish mumkin:

$$U_{1i} = \omega_1 / \omega_i = n_1 / n_i. \quad (5.1)$$

Ilashmadagi g'ildiraklarning burchak tezligi boshlang'ich aylanalar radiuslari r_w ga va g'ildirak tishlari soni Z ga teskari proporsional.

Shunday qilib, tashqi ilashma silindr g'ildirak juftliklari uchun uzatish nisbati (5.1, a-rasm).

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{Z_2}{Z_1}, \quad (5.2)$$

ichki ilashma (5.1, b-rasm)
$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Ko'p bo'g'inli mexanizmning umumiy uzatish nisbati alohida pog'onalarining uzatish nisbatlari ko'paytmasiga teng:

$$U_{1i} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(i-1)i} \quad (5.3)$$

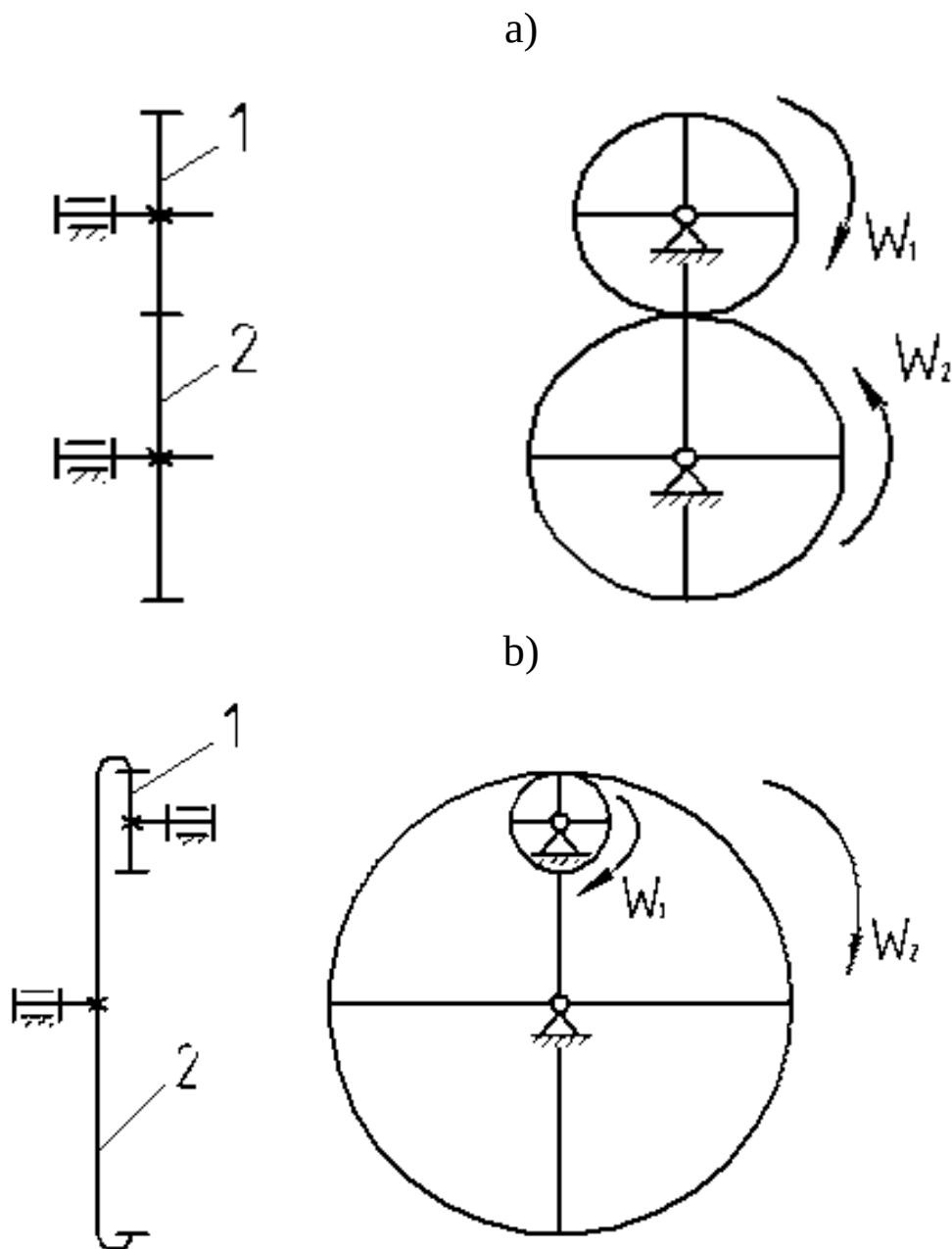
Uzatish nisbatini aniqlash quyidagi tartibda amalga oshirilishi mumkin:

- 1) uzatmada pog'onalar sonini aniqlash;
- 2) har bir pog'onaning uzatish nisbatini topish;
- 3) pog'onalarining uzatish nisbatlarini ko'paytirish.

Olingan natija ko'p pog'onali uzatmaning uzatish nisbati bo'ladi.

Qo'zg'almas g'ildirakli bir erkinlik darajasiga ega mexanizmlar *planetar mexanizmlar* deb ataladi. Planetar mexanizmlarga xos

xususiyat harakatlanuvchi geometrik o'qlarga ega tishli satellitlar mavjudligidir.

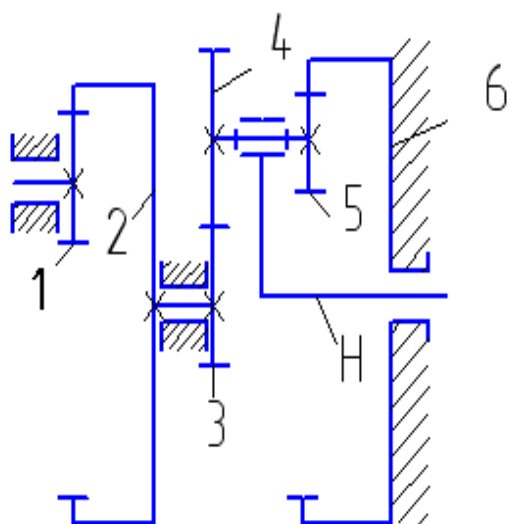


5.1-rasm. Tashqi ilashma silindr g'ildirakli juftliklar.

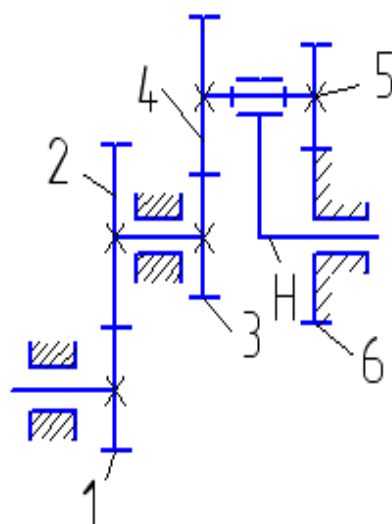
Odatda, qo'zg'almas g'ildiraksiz, erkinlik darajalari soni $W > 2$ bo'lgan mexanizmlar *differential mexanizmlar* deb ataladi.

Satellitlar qo'zg'aluvchan o'qli uzatishlarda murakkab aylanma harakatlarni bajargani uchun, uzatish harakatlarini aniqlash teskari harakatlar usulida amalga oshiriladi.

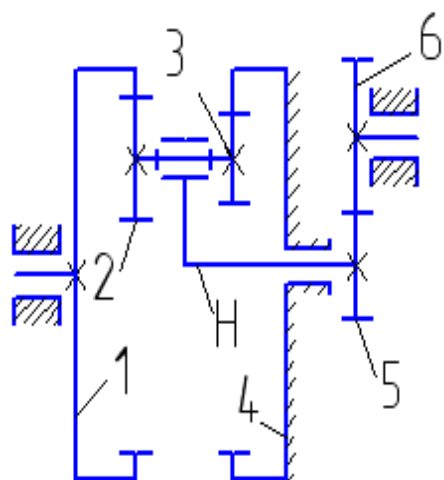
1-masalani yechish namunasi. 1-masala uchun boshlang‘ich ma’lumotlar 5.1-jadvalda, tishli mexanizmlarning kinematik sxemalari esa 5.2-rasmda keltirilgan. Mexanizmning qo‘zg‘aluvchanlik darajalari sonini, g‘ildirak tishlarining noma’lum sonini va g‘ildirakning aylanish chastotasini aniqlang.



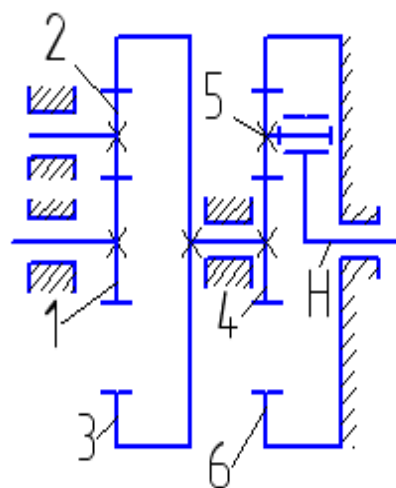
1-sxema.



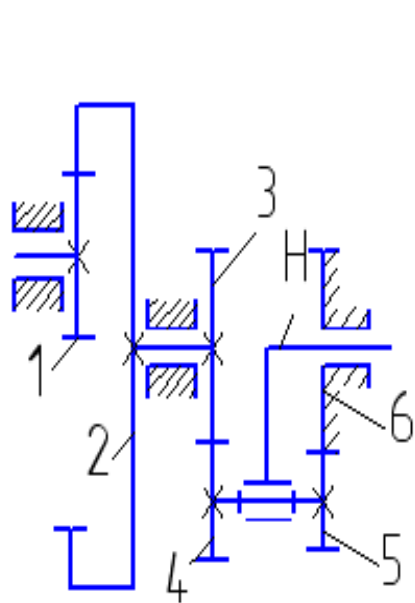
2-sxema.



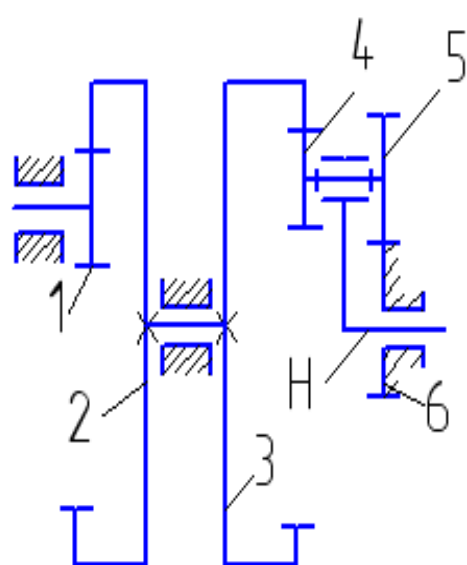
3-sxema.



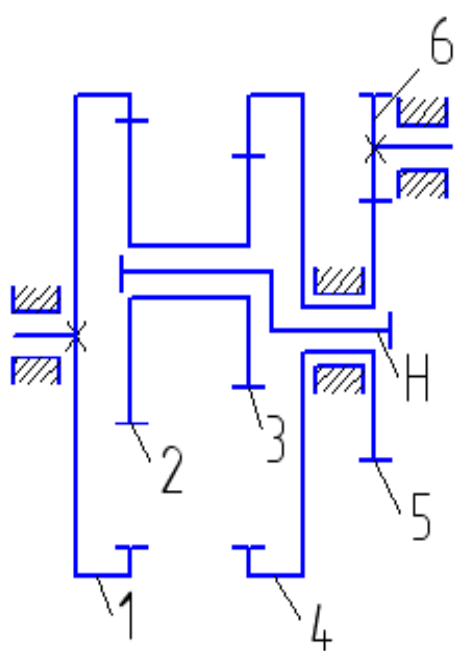
4-sxema.



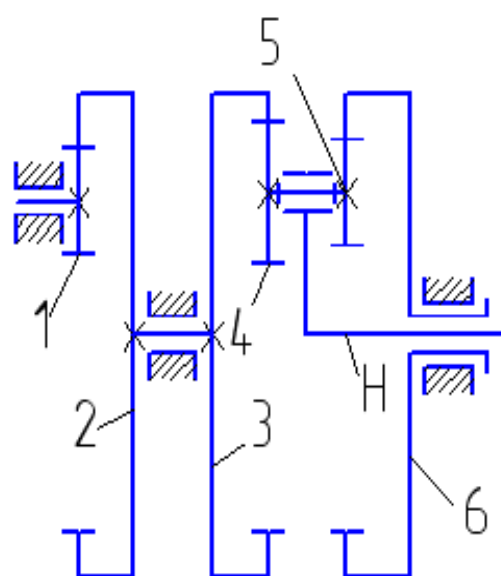
5-sxema.



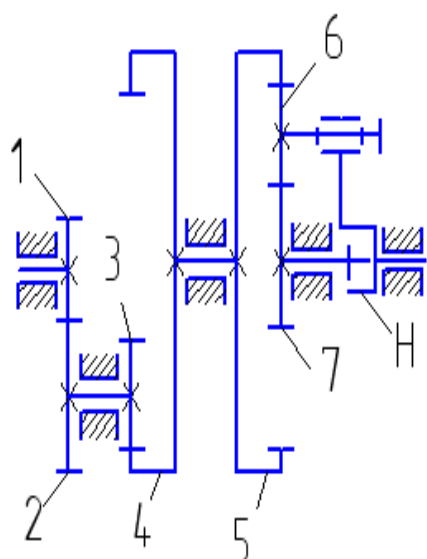
6-sxema.



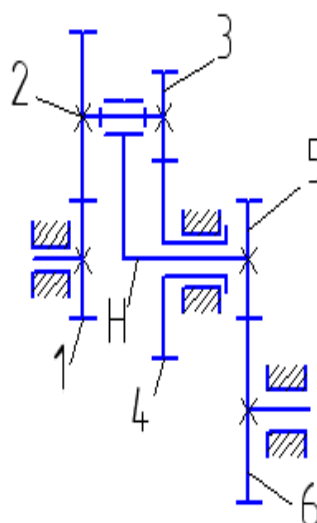
7-sxema.



8-sxema.



9-sxema.



10-sxema.

5.2-rasm. Tishli mexanizmlarning kinematik sxemalar.

1-masalaga boshlang'ich ma'lumotlar variantlari

5.1-jadval

Kattali k	Sinov daftarchasi shifrining oxirigidan oldingi raqami									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	20	25	150	17	30	25	65	20	30	
Z_2	100	50	20	34	210	200	62	120	70	20
Z_3	30	25		120	40	200	63	140	20	40
Z_4	40		160	10	40	25			120	80
Z_5	20	30	25		20		30	30	140	17
Z_6		70	40	50		80	60	150	20	51
n_1 . ay/daq	1000	1450	750				950	1500	1000	750
n_N . ay/daq				45	60	50	50	40	60	
Aniq- lanadi	Z_6, n_H	Z_4, n_H	Z_3, n_H	Z_5, n_1	Z_6, n_1	Z_5, n_1	Z_4, n_6	Z_4, n_6	Z_7, n_7	Z_1, n_4

Planetar pog'onali masalani yechish namunasi

Shart. 1-g'ildirakning tishli mexanizmi (5.3-rasm) $n_1 = 750$ ay/daq aylanish chastotasiga ega. G'ildirak tishlari soni: $Z_1 = Z_4 = 16$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 64$.

Yechim. Tekis mexanizmlar uchun P.A. Chebishev formulasi bo'yicha mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot r_5 - r_4.$$

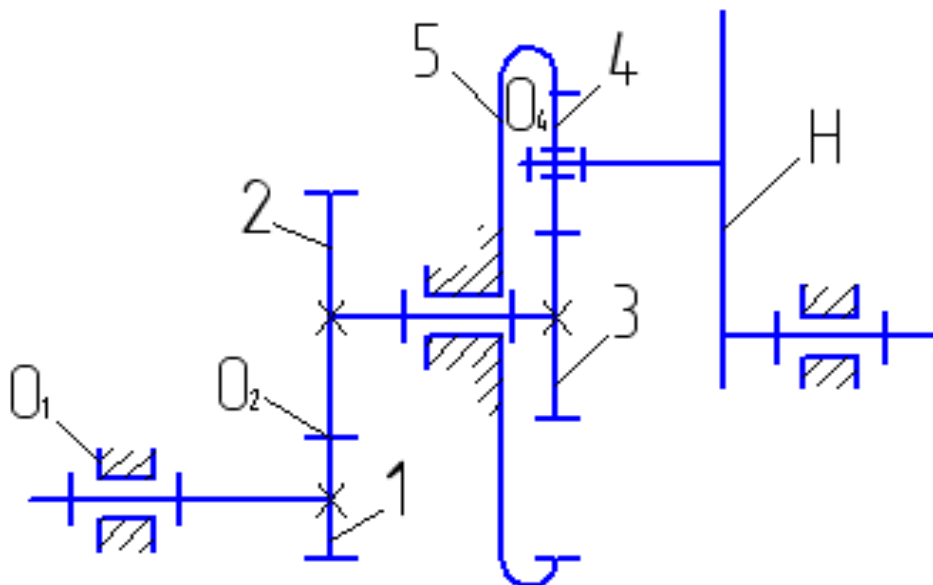
Qo'zg'aluvchan bo'g'inlar n :

1 - g'ildirak 1; 2 - bitta qo'zg'almas o'qqa o'rnatilgan 2 va 3 g'ildiraklar; 3 - g'ildirak 4 (satellit); 4 - N qo'zg'aluvchan o'qi (vodilo). Jami, $n = 4$.

G'ildirak 5 - qo'zg'almas, chunki tirgakka mahkam qotirilgan.

5-sinf kinematik juftliklari (aylanma) O_1 , O_2 o'qlarining tirgak bilan qo'zg'aluvchan birikishi, O_4 o'qining vodilo N bilan, shuningdek, vodiloning tirgak bilan birikishini o'zida aks ettiradi. Shunday qilib, $r_5 = 4$.

4-sinf kinematik juftliklari, ya'ni oliy kinematik juftliklar g'ildiraklarning urinish nuqtalarida joylashgan: 1 va 2, 3 va 4, 4 va 5. Jami, $r_4 = 3$.



5.3-rasm. Planetar pog'onali mexanizm.

Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasini hisoblaymiz.

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 1.$$

2. Mexanizmnda pog'onalar sonini aniqlaymiz.

1 va 2 g'ildiraklardan hosil bo'lgan I pog'ona – qator.

G'ildirak 3, qo'zg'almas g'ildirak 5, satellit 4 va vodilo N ni o'ziga oluvchi II pog'ona — planetar .

3. I pog'onaning uzatish nisbatini aniqlaymiz.

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.4)$$

Ilashma tashqi, shuning uchun nisbat “manfiy” belgiga ega.

II pog'onaning uzatish nisbatini aniqlaymiz (planetar).

Teskari harakatlar usulini qo'llaymiz. Buning uchun barcha mexanizmga vodilo aylanish chastotasiga teng va unga qarama-qarshi yo'naltirilgan qo'shimcha aylanish chastotasi ($-n_n$) shartli beriladi.

Teskari harakatda bo'g'inlarning aylanish chastotasi $-n_n$ ga o'zgaradi va quyidagiga teng bo'ladi:

$$\begin{aligned} n_3^H &= n_3 - n_H \\ n_4^H &= n_4 - n_H \\ n_5^H &= n_5 - n_H \\ n_H^H &= n_H - n_H = 0 \end{aligned} \quad (5.5)$$

Bu yerda n_3 , n_4 , n_5 va n_H – mos ravishda real mexanizmdagi 3, 4, 5 g'ildiraklar va vodiloning aylanish chastotalari. N ning yuqori indeksi vodilo to'xtaganini ko'rsatadi.

Teskari mexanizmning uzatish nisbati

$$U_{35}^H = \frac{n_3^H}{n_5^H} = \frac{n_3 - n_H}{0 - n_H} = 1 - U_{3H} \quad (5.6)$$

bundan

$$U_{3H} = 1 - U_{35}^H \quad (5.7)$$

bu yerda, U_{3H} – g‘ildirak 3 dan vodilo N ga uzatish nisbati.

To‘xtatilgan vodiloda II pog‘ona oddiy qator uzatishdan iborat bo‘ladi, shuning uchun U_{35}^H uzatish nisbati qiymatini chetki g‘ildiraklar tishlari sonining teskari nisbati sifatida topamiz. Bunda quyidagi belgilarni yodda tutamiz: "manfiy" - 3 va 4 g‘ildiraklarning tashqi ilashmasi uchun, "musbat" - 4 va 5 g‘ildiraklarning ichki ilashma uchun.

$$U_{35}^H = -\frac{Z_5}{Z_3} \quad (5.8)$$

Tishlarning noma’lum soni Z_3 ni o‘qdoshtlik shartidan aniqlaymiz, unga muvofiq

$$r_{w_3} + 2 \cdot r_{w_4} = r_{w_5} \quad (5.9)$$

bu yerda, r_{w_3} , r_{w_4} , r_{w_5} – mos ravishda 3,4,5 g‘ildiraklarning boshlang‘ich aylanalari radiusi.

(5.9) formulani quyidagi ko‘rinishda ham ifodalash mumkin:

$$\frac{mZ_3}{2} + mZ_4 = \frac{mZ_5}{2}$$

Bu yerda, m – g‘ildiraklar moduli.

Barcha g‘ildiraklarning moduli bir xil bo‘lgani uchun, demak:

$$Z_3 = Z_5 - 2 Z_4$$

$$Z_3 = 64 - 2 \cdot 16 = 32.$$

4. Alohida pog‘onalarning uzatish nisbatlarini ko‘paytirish yo‘li bilan tishli mexanizmning umumiy uzatish nisbatini aniqlaymiz.

$$U_{1H} = U_{12} \cdot U_{3H} \quad (5.10)$$

Olingan (5.6), (5.7) va (5.8) ifodalarni (5.10) formulaga qo‘yib, quyidagiga ega bo‘lamiz:

$$U_{1H} = -\frac{40}{16} \cdot \left(1 + \frac{64}{32}\right) = -7.5$$

“Manfiy” belgi g‘ildirak 1 va vodilo N qarama-qarshi tomonga aylanishini ko‘rsatadi.

Vodilo N aylanish chastotasi

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}}$$

$$n_H = -\frac{750}{7.5} = -100 \text{ daq/min}.$$

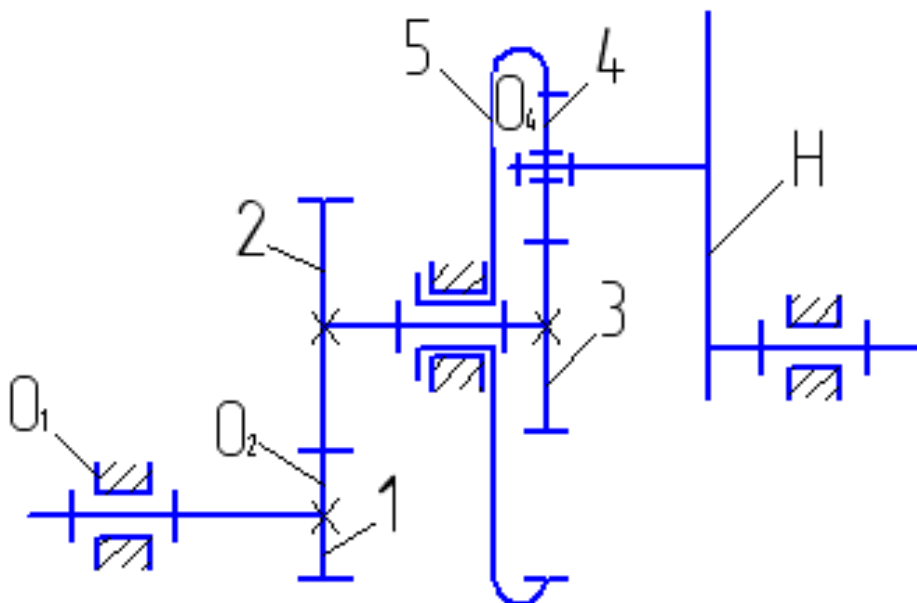
Eslatma. Vodilo N dan g‘ildirak 3 ga uzatish nisbati formula bo‘yicha teskari nisbat sifatida aniqlanadi:

$$U_{H3} = \frac{1}{U_{3H}}$$

Agar g‘ildirak 5 qo‘zg‘aluvchan qilinsa, u holda differensial pog‘ona olamiz.

Differensial pog‘onali masalani yechish namunasi

Shart. 1-g‘ildirakning tishli mexanizmi (5.4-rasm) $n_1 = 750$ ay/daq aylanish chastotasiga ega, 5-g‘ildirak aylanish chastotasi $n_5 = 60$ ay/daq. g‘ildiraklar tishlari soni: $Z_1 = Z_4 = 16$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 64$.



5.4-rasm. Differensial pog‘onali mexanizm.

Yechim. 1) Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasini Chebishev formulasi bo'yicha aniqlaymiz: $W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4$

Qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni n :

1 – g'ildirak 1; 2 – bir qo'zg'almas o'qqa o'rnatilgan 2 va 3 g'ildiraklar; 3 – g'ildirak 4 (satellit); 4 – g'ildirak 5; 5 – N qo'zg'aluvchan o'qi (vodilo).

Shunday qilib, qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni $n = 5$.

5-sinf kinematik juftliklari soni $R_5 = 5$, chunki qo'zg'aluvchan 5-g'ildirak o'qining tirkakka nisbatan aylanishi bilan hosil qilingan juftlik qo'shiladi: 4-sinf kinematik juftliklari soni $R_4 = 3$.

Qo'zg'aluvchanlik darajasini hisoblaymiz $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 3 = 2$

2) mexanizmدا pog'onalar sonini aniqlaymiz.

I pog'ona 1 va 2 g'ildiraklardan iborat – qator.

II pog'ona 3 va 5 qo'zg'aluvchan g'ildiraklar, satellit 4, vodilo N ni o'z ichiga oladi – differensial.

3) I pog'onaning uzatish nisbatini aniqlaymiz:

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}; \quad U_{12} = -\frac{40}{16} = -2,5 \quad (5.11)$$

Uzatish nisbatini aniqlash orqali g'ildirak 2 aylanish chastotasini topamiz:

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}} \quad n_2 = -\frac{750}{2,5} = -300 \text{ ob/min} \quad (5.12)$$

4) II pog'onaning uzatish nisbatini aniqlaymiz (differensial).

Oldinroq ko'rib chiqilgan planetar pog'onaga doir masala yechimiga o'xshash tarzda teskari harakatlar usulini qo'llaymiz. (5.5) va (5.8) formulalar asosida teskari mexanizmning uzatish nisbati:

$$U_{35}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} \quad (5.13)$$

$$U_{35}^H = -\frac{Z_5}{Z_3} \quad (5.14)$$

Olingan (5.13) va (5.14) ifodalarning o'ng tomonini tenglashtirib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{Z_5}{Z_3}, \quad \text{bundan} \quad n_H = \frac{Z_3 \cdot n_3 + Z_5 \cdot n_5}{Z_3 + Z_5} \quad (5.15)$$

2 va 3 g'ildirak bitta o'qda joylashgani uchun ushbu g'ildiraklarning aylanish chastotasi bir xil $p_2 = p_3 = 300$ ay/daq.

3-g'ildirak tishlari sonini oldingi masaladagi planetar pog'onaga o'xshab o'qdoshlik shartidan aniqlaymiz:

$$Z_3 = Z_5 - 2Z_4, \quad Z_3 = 64 - 2 \cdot 16 = 32.$$

U holda vodilo aylanish chastotasi:

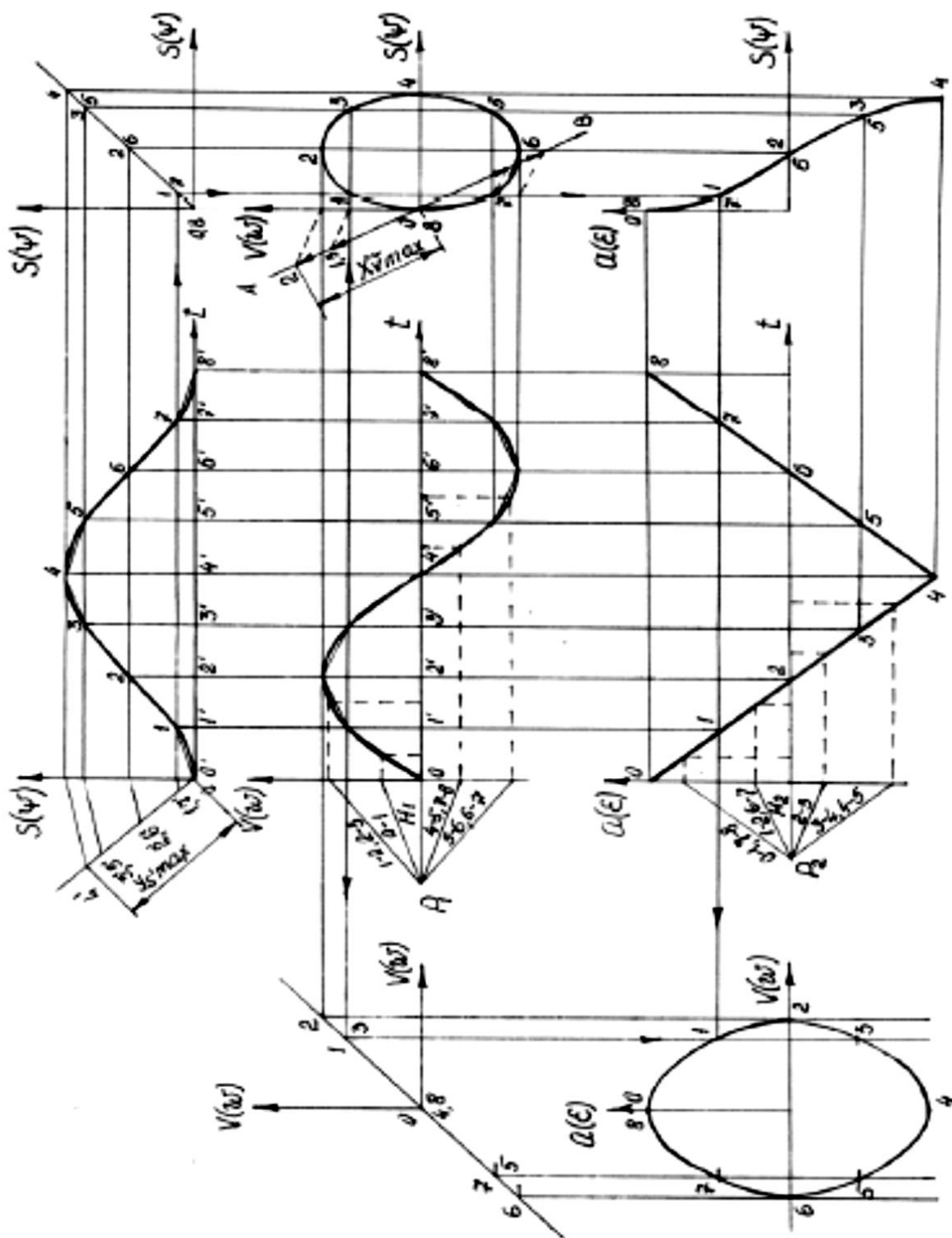
$$n_H = \frac{32 \cdot 300 + 64 \cdot 60}{32 + 64} = 140 \text{ ay/daq.}$$

6. Kulachok profili tuzilishiga doir masalalar va ularni yechish namunalari

Kulachokning minimal radiusi aniqlangandan so'ng musht profili tuziladi. Har xil turdagi profillar tuzilishini misollarda ko'rib chiqamiz.

1-misol. Quyidagi ma'lumotlar asosida rolikli turtkichga ega markaziy mushtli mexanizmning kinematik tahlili va dinamik sintezini bajaring: turtkichning harakat qonuni a-t grafikda berilgan (6.1-rasm), turtkich siljishi $h=35$ mm, mushtning ishchi burchagi $\varphi_r=180$, maksimal mumkin bo'lgan bosim burchagi $\alpha=30^\circ$ ga teng. Kulachokning aylanish chastotasi $n_k=120$ daq⁻¹.

Yechim. 1. Kinematik grafiklar tuziladi. Barcha grafiklar tuzilishi 6.1-rasmda tasvirlangan va mazkur ko'rsatmaning 2-variantida bayon etilgan usullarda bajarilgan.



6.1-rasm. Berilgan $a-t$ grafik bo'yicha kinematik diagrammalar tuzish.

2. Grafiklarning masshtabli koeffitsiyentlarini aniqlash.

a) Masshtabli siljish koeffitsiyenti K_s , m/mm, formula bo'yicha hisoblanadi:

$$K_s = \frac{h}{y_s} = \frac{0,035}{40} = 0.000875,$$

bu yerda, h – berilgan turtkich siljishi, $h=0,035$; y_s – s-t grafikdagi maksimal ordinata $=40$ mm.

b) Vaqtning masshtabli koeffitsiyenti K_t , s/mm, formula bo'yicha hisoblanadi:

$$K_t = \frac{\varphi_p}{6n_k X_t} = \frac{0.000875}{17 \cdot 0,0029} = 0,0029,$$

bu yerda, φ_p – mushtning berilgan ishchi burchagi, 180° ; n_k – mushtning berilgan aylanish chastotasi, $n_k=120 \text{ min}^{-1}$; X_{st} – s-t grafikning absissa o'qida kesma uzunligi (6.1-rasm), mushtning ishchi burchakda aylanish vaqtini tasvirlaydi, $X_t=86$ mm.

d) Tezlikning masshtabli koeffitsiyenti K_v , s/mm, formula bo'yicha hisoblanadi:

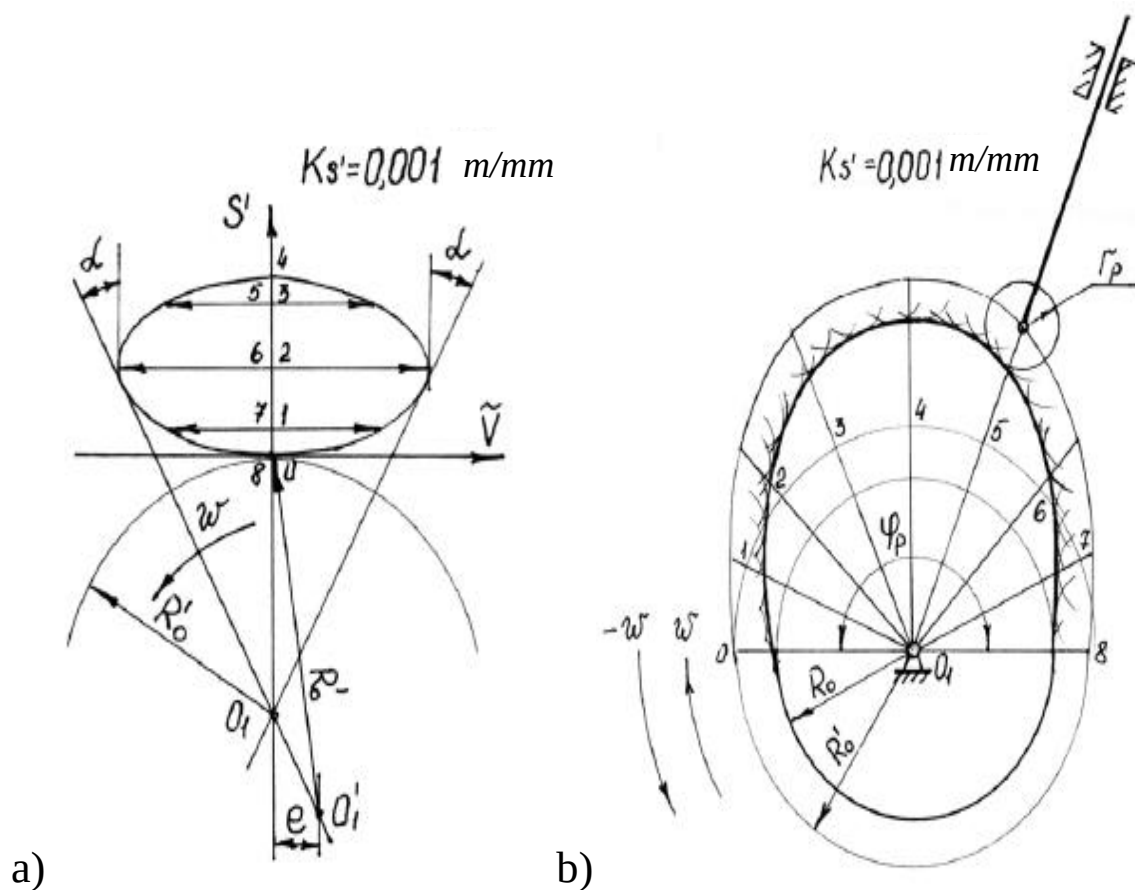
$$K_v = \frac{K_s}{H_1 K_t} = \frac{0,000875}{17 \cdot 0,0029} = 0.018.$$

bu yerda, v – V grafikda qutblar orasidagi masofa, mm da, $=17$ mm. $H_1 H_1$.

e) Tezlanishning masshtabli koeffitsiyenti K_a , $\text{m/s}^2 \cdot \text{mm}$, formula bo'yicha hisoblanadi:

$$K_a = \frac{K_v}{H_1 K_t} = \frac{0,018}{17 \cdot 0,0029} = 0.37.$$

Standart masshtabli koeffitsiyentni qabul qilamiz: $K_s = 0,001 \text{ m/mm}$.
 $\check{v} = s^1$ – grafik ordinatasi o'qi bo'yicha masshtabda y_s^1 turtkichning siljish kattaligini quyidagicha ajratib olamiz, mm, (6.2, a-rasm): $y_s^1 = \frac{h}{K_s^1} = 35$.



6.2-rasm. Rolik turtkichli markaziy mushtli mexanizm sintezi:
a – keltirilgan tezliklar diagrammasi; b – musht profilini loyihalash.

$\tilde{v} = s^1$ qidirilayotgan grafikda turtkich siljish kattaligini $v-s$ grafik abssissa o'qi (S o'qi) qanchaga ajratilgan bo'lsa, shuncha teng qismlarga ajratamiz (6.1-rasm). Agar tuzish jarayonida $v-s$ yoki $s-t$ grafikning S o'qi teng bo'lmagan qismlarga ajratilgan bo'lsa, u holda $\tilde{v} = s^1$ grafikning y_s^1 ordinatasini ham proporsional nisbatda bo'lishi, ya'ni turtkich siljishini har bir holatda analitik ($\tilde{v} = s^1$ grafikda 0, 1, 2, 3, 4 nuqtalar – (6, a-rasm) yoki grafik ($v-s$ grafikda – 6.1-rasm) tasvirlovchi K_s^1 masshtabda kesmalarni topish talab qilinadi.

$$y_{si}^1 = \frac{y_{si} K_s}{K_s^1}$$

Kulachokning burchak tezligini aniqlaymiz $\omega k, 1/s$

$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56.$$

Turtkichning har bir holati uchun K_s^1 masshtabda keltirilgan tezlik kesmalarini aniqlaymiz:

$$X_{\hat{v}0} = \frac{y_{v0}K_v}{\omega_k K_s^1}; X_{\hat{v}1} = \frac{y_{v1}K_v}{\omega_k K_s^1}; X_{\hat{v}2} = \frac{y_{v2}K_v}{\omega_k K_s^1},$$

bu yerda, y_{v0}, y_{v1}, y_{v2} – v-s yoki v-t grafikda turtkichning tezlik ordinatalari, mm; K_v – v-s yoki v-t grafikning masshtabli koeffitsiyenti.

Turtkichning keltirilgan tezlik kesmalarini grafik aniqlash ham mumkin, buning uchun keltirilgan tezlikning eng yuqori qiymatini topamiz:

$$X_{v\max} = \frac{y_{v\max}K_v}{\omega_k K_s^1} = \frac{20 \cdot 0,018}{12,56 \cdot 0,001} = 29,$$

bu yerda, $y_{v\max}$ – v-s yoki v-t grafikda tezlikning maksimal ordinatasi.

Qolgan holatlar uchun keltirilgan tezlik kesmalari 6.1-rasmda tasvirlanganidek grafik aniqlanadi (grafik v-s).

v-s grafik koordinatasi boshidan V grafik o‘qiga erkin burchak ostida AV to‘g‘ri chiziq o‘tkazamiz va ushbu to‘g‘ri chiziqda koordinata boshidan, ya’ni O nuqtadan maksimal keltirilgan tezlik kesmasini ajratamiz $Oa=29$. So‘ngra v-s grafikning V o‘qiga maksimal tezlik ordinatasini $y_{v\max}=0-2$ o‘tkazamiz. Shunda har bir qism oxirida tezlik ordinatalari quyidagicha bo‘ladi: $y_{v0}=0$, $y_{v1}=0-1$, $y_{v2}=0-2$, $y_{v3}=0-3$.., $y_{v8}=0$.

Maksimal tezlik ordinatalari uchuni maksimal keltirilgan tezlik ordinatalari uchi bilan AV chiziqda tutashtiramiz, ya’ni 2^1 nuqtani a nuqta bilan tutashtiramiz. 1^1 , 2^1 , 3^1 va hokazo nuqtalar orqali $a-2^1$ kesmaga parallel to‘g‘ri chiziqlar o‘tkazamiz. Ular AV to‘g‘ri chiziqda 0, 1, 2, 3,...8 holatda qabul qilingan K_s^1 masshtabda 0-0, 0-1, 0-2, 0-3, 0-4, 0-5, 0-6, 0-7, 0-8 turtkichning keltirilgan tezlik kesmalari bilan kesishadi. Endi v-s grafikdan 0-0, 0-1, 0-2,...0-8 kesmalarni $\check{v} - s^1$ – grafikka o‘tkazamiz va S’o‘qidan ikkala tomonga 0,1,2,3,...8 nuqtalarda mos ravishda ajratamiz. Ushbu kesmalarning oxirini (0, 1’,

2', 3',...8' nuqtalar) (6.2-rasm) ravon egri chiziq bilan tutashtirib, 'š – s^1 grafikni olamiz. Berilgan bosim burchagi ostida $\alpha=30^0$ olingan 'š – s^1 – grafikning ikkala tarmog'iga urinma o'tkazamiz va mushtning markaziy profilining minimal radiusini topamiz. O_1O kesma K_s^1 masshtabda R_0^1 minimal radiusdan iborat bo'ladi. Minimal radiusning haqiqiy qiymatini aniqlaymiz $R_0^1 = O_1'O \cdot K_s^1 = 36 \cdot 0,001 = 0,036 \text{ m} = 36 \text{ mm}$.

Endi R_0^1 radius bilan K_s^1 masshtabli mushtning markaziy profilining minimal radiusi aylanasi yasaymiz (6.2-rasm) va O nuqtadan teskari harakatda ishchi burchak $\varphi p = 180$ ajratamiz, uning yoyini $s-t$ grafikda t o'qi (6.1-rasm) nechtaga ajratilgan bo'lsa, shuncha qismga bo'lamiz (1-misolda sakkiztaga).

O_1 aylana markazidan (6-rasm) 1, 2, 3, ..., 8 bo'lish nuqtalari orqali radius-vektorlar o'tkazamiz, ularni K_s^1 masshtabda topilgan turtkich siljishi qiymatining minimal radiusi aylanasi ajratamiz. Ushbu kesmalar uchini ravon egri chiziq bilan tutashtirib, mushtning markaziy profilini hosil qilamiz (6.2-rasm).

Rolik radiusini tanlaymiz $r = (0,2 \dots 0,4) R_0^1 = 0,35 \cdot 36 = 12,5 \text{ mm}$. Markaziy profilni r radius bilan chiniqtirish usulida haqiqiy musht profilini yasaymiz va turtkich turini tasvirlaymiz.

Yechish uchun masala. Boshlang'ich ma'lumotlar asosida rolik turtkichli dezaksial mushtli mexanizmning tahlili va sintezini amalga oshiring. Dezaksial kattaligi $e=10 \text{ mm}$.

Yechish uchun: 1. 6.1-rasmda tasvirlangan grafiklarni yasang. Grafikning masshtabli koeffitsiyenti qanday aniqlanishi 1-misol yechimida keltirilgan. Minimal radiusni aniqlash va musht profilini yasashga xos xususiyatlarni ko'rib chiqamiz. Grafik yasash 1-misol yechimida bayon qilingan.

2. Kulachokning minimal radiusini aniqlang.

3. Kulachok profilini yasang.

**7. Tekis mexanizmlar strukturaviy tahlili va richagli
mexanizmlarning kinematik tahlili bo'yicha testlar**

**7.1 Mavzu bo'yicha testlar: tekis mexanizmlarning strukturaviy
tahlili**

1. Mexanizm nimaga mo'ljallangan?

- a) foydali ish bajarish uchun;
- b) harakatlarni o'zgartirish uchun;
- d) energiyani o'zgartirish uchun.

2. Qanday kinematik zanjir mexanizm hisoblanadi?

- a) tirgakka qo'shiladigan sodda ochiq zanjir;
- b) tirgakka qo'shiladigan sodda yopiq zanjir;
- d) tirgakka qo'shiladigan murakkab ochiq zanjir.

3. Shatun nima?

- a) bo'g'in;
- b) kinematik juftlik;
- d) kinematik zanjir.

4. Nima kinematik juftlik hisoblanadi?

- a) ikkita payvandlangan detal;
- b) val va tebranish podshipnigi;
- d) vint va gayka.

5. Qanday kinematik juftlik 5-sinfga kiritiladi?

- a) sferik;
- b) silindr;
- d) vintsimon.

6. Qanday kinematik juftlik 1-sinfga kiritiladi?

- a) aylanma;
- b) tekislikdagi shar;
- d) tekislikdagi silindr.

7. Qanday kinematik juftlik quyi hisoblanadi?

- a) tekislikdagi shar;
- b) aylanma;

d) tekislikdagi silindr.

8. Tekis mexanizmlarning strukturaviy tasnifini kim ishlab chiqqan?

- a) R. Willis;
- b) P.L. Chebishev;
- d) L.V. Assur.

9. 6-bo'g'inli tekis mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nimaga teng?

- a) 2;
- b) 1;
- d) 0.

10. Assur guruhlarining qo'zg'aluvchanlik darajasi nimaga teng?

- a) 2;
- b) 0;
- d) 1.

11. Tirgak va bitta qo'zg'aluvchan bo'g'indan iborat boshlang'ich bo'g'in guruhlarining qo'zg'aluvchanlik darajasi nimaga teng?

- a) 1;
- b) 0;
- d) 2.

12. 6-bo'g'inli mexanizmda qo'zg'almas bo'g'inlar soni nechta?

- a) 1;
- b) 2;
- d) 3.

13. Ikki karrali sharnirda kinematik juftliklar nechta?

- a) 2;
- b) 3;
- d) 1.

14. Uch bo'g'inli tishli mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nimaga teng?

- a) 2;
- b) 1;
- d) 0.

15. Assur guruhlari sinfi qanday aniqlanadi?

- a) guruhdagi bo'g'inlar soni bilan;
- b) kinematik juftliklar soni bilan;
- d) kinematik juftliklar sinfi bilan.

16. Assur guruhlarining tartibi qanday aniqlanadi?

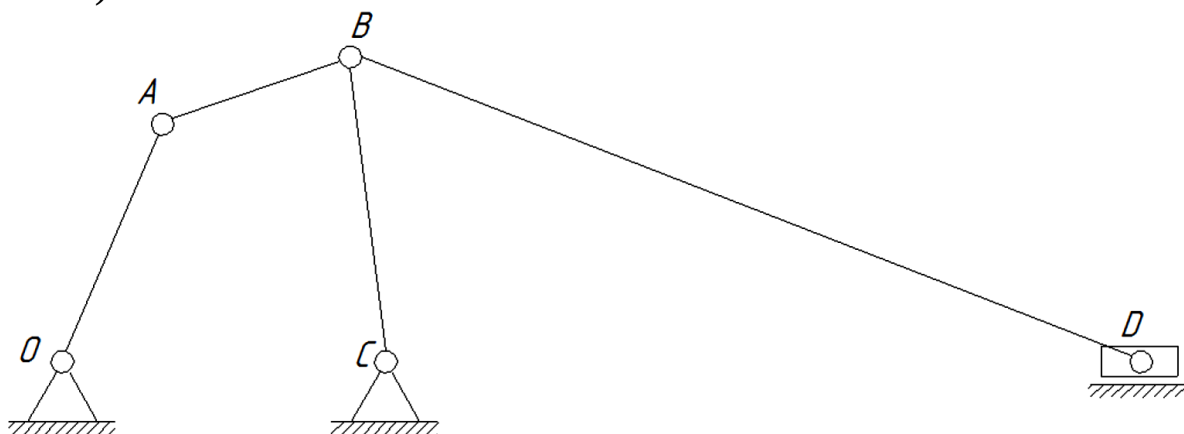
- a) guruhdagi bo'g'inlar soni bilan;
- b) erkin yetaklashlar soni bilan;
- d) kinematik juftliklar soni bilan.

17. L. V. Assur tasnifi bo'yicha mexanizmning sinfi va tartibi qanday aniqlanadi?

- a) eng murakkab Assur guruhlari sinfi va tartibi bilan;
- b) eng sodda Assur guruhlari sinfi va tartibi bilan;
- d) boshlang'ich bo'g'in guruhlari sinfi va tartibi bilan.

18. Berilgan mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nimaga teng?

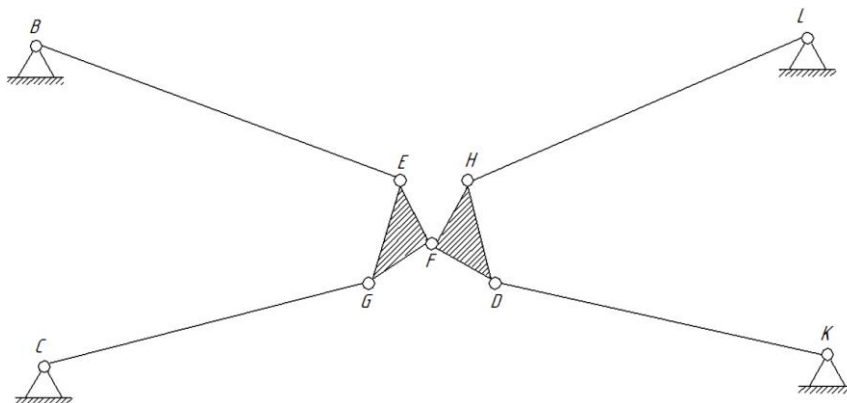
- a) 0;
- b) 1;
- d) 2.



Ko'p zvenoli polzunli mexanizm.

19. Berilgan mexanik tizim nimadan iborat bo‘ladi?

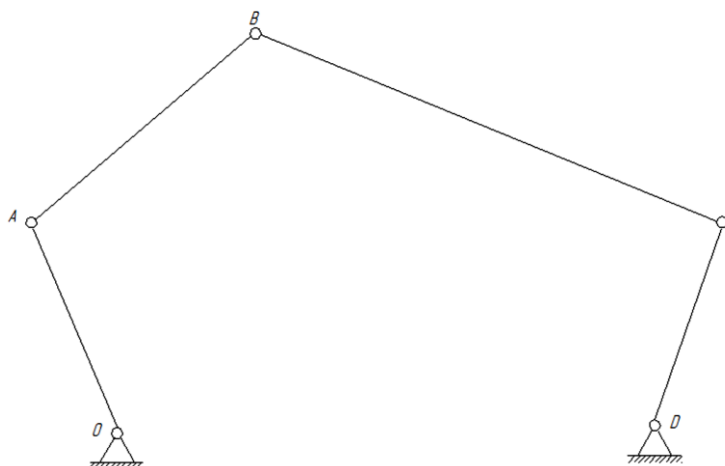
- a) mexanizm;
- b) ferma;
- d) Assur guruhi.



Yopiq zanjirli mexanizm.

20. Berilgan mexanizmning qo‘zg‘aluvchanlik darajasi nimaga teng?

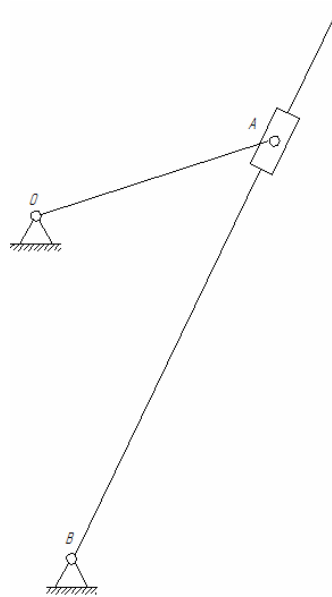
- a) 1;
- b) 2;
- d) 3.



Parallellogramm harakatidagi mexanizm.

21. Berilgan mexanizmning qo‘zg‘aluvchanlik darajasi nimaga teng?

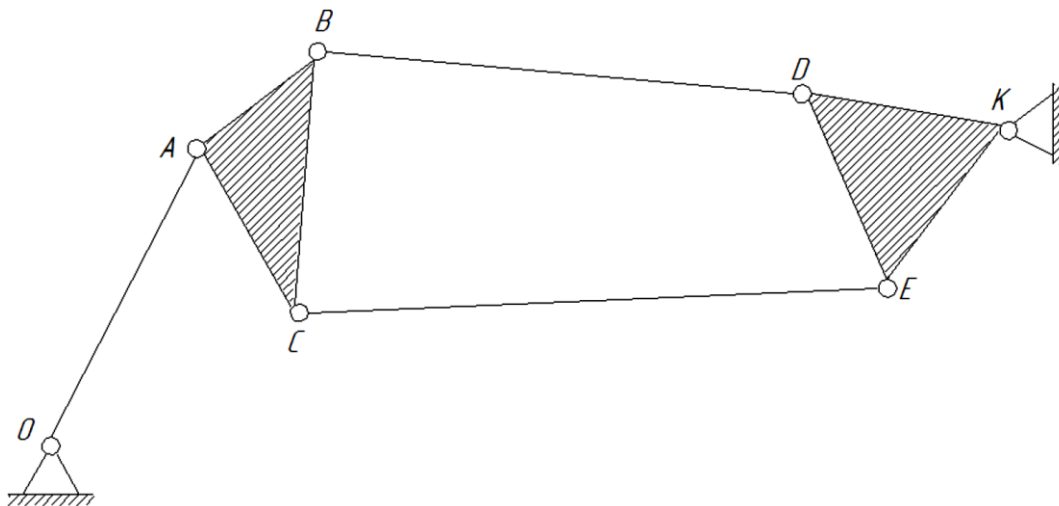
- a) 1;
- b) 2;
- d) 3.



Polzunli mexanizm.

22. L.V. Assur tasnifi bo'yicha berilgan mexanizm qaysi sinfga taalluqli sanaladi?

- a) 1;
- b) 2;
- d) 3.



Murakkab yopiq mexanizm.

23. 4-bo'g'inli tekis richagli mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nimaga teng?

- a) boshlang'ich bo'g'in guruhlarining qo'zg'aluvchanlik darajasiga;
- b) Assur guruhlarining qo'zg'aluvchanlik darajasiga;
- d) 2 ga.

7.2. Mavzu bo'yicha testlar: richagli mexanizmlarning kinematik tahlili

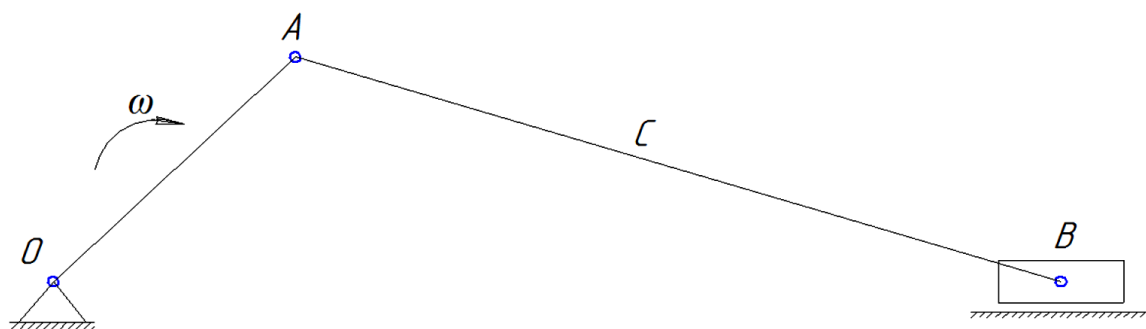
- 1. Kinematik tahlilning qaysi usuli eng yuqori aniqlikka ega?**
 - a) grafik;
 - b) analitik;
 - d) eksperimental.

- 2. Qanday tezlik (tezlanish) vektorlari tezlik rejasi (tezlanish rejasi) qutbidan boshlanadi?**
 - a) mutlaq tezlik;
 - b) nisbiy tezlik.

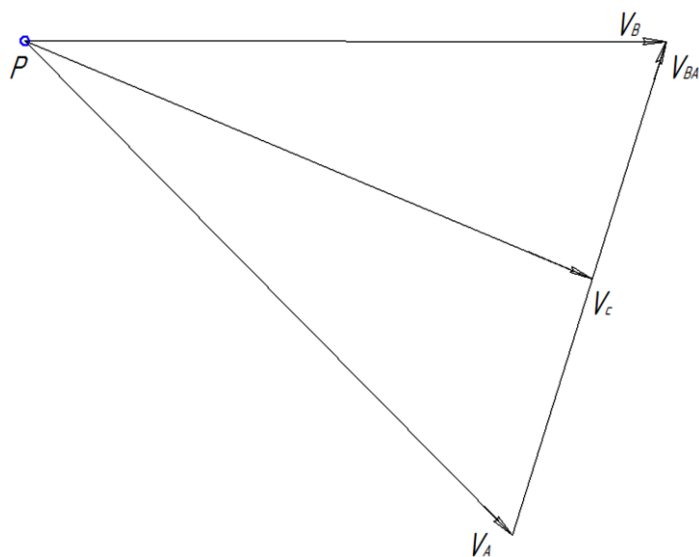
- 3. Aylanish yo'nalishi ma'lum hol uchun OA krivoshipda A nuqtaning tezlik vektori qanday yo'nalgan bo'ladi?**
 - a) OA bo'g'iniga parallel, aylanish markazi tomonga;
 - b) OA bo'g'iniga perpendikular, aylanish tomoniga;
 - d) OA bo'g'iniga perpendikular, uning aylanishiga qarama-qarshi tomonga.

- 4. Burchak tezligi doimiy hol uchun OA krivoshipda A nuqta tezlanishi qanday yo'nalgan bo'ladi?**
 - a) OA bo'g'iniga parallel, aylanish markazi tomonga;
 - b) OA bo'g'iniga perpendikulyar, aylanish tomoniga;
 - d) OA bo'g'iniga parallel, aylanish markazidan qarama-qarshi tomonga.

- 5. Berilgan mexanizmدا AB bo'g'in burchak tezligini qanday tezlik yordamida aniqlash mumkin (7.1-rasm)?**
 - a) AB bo'g'inning nisbiy tezligi yordamida;
 - b) A nuqta tezligi yordamida;
 - d) V nuqta tezligi yordamida.



Shatunli mexanizm.



Tezliklar rejasi.

7.1-rasm. 5-test savoli uchun.

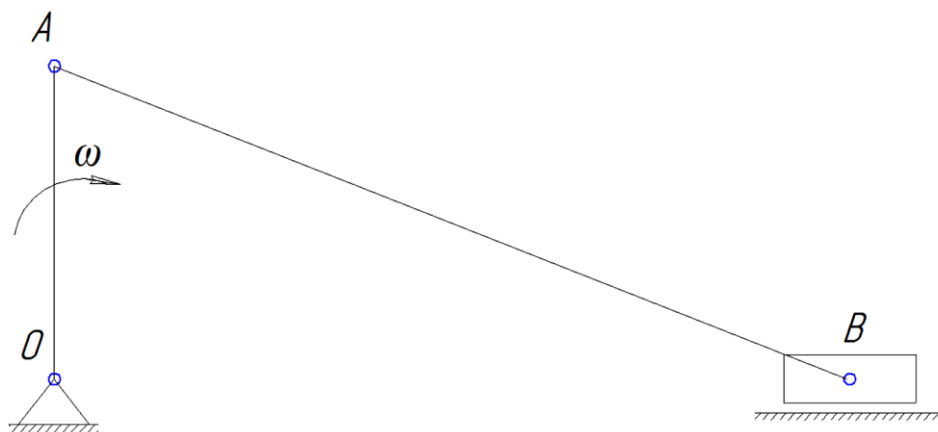
6. Berilgan mexanizmning qanday holati uchun A nuqta tezligi B nuqta tezligiga teng (7.2-rasm)?

a) A holati;

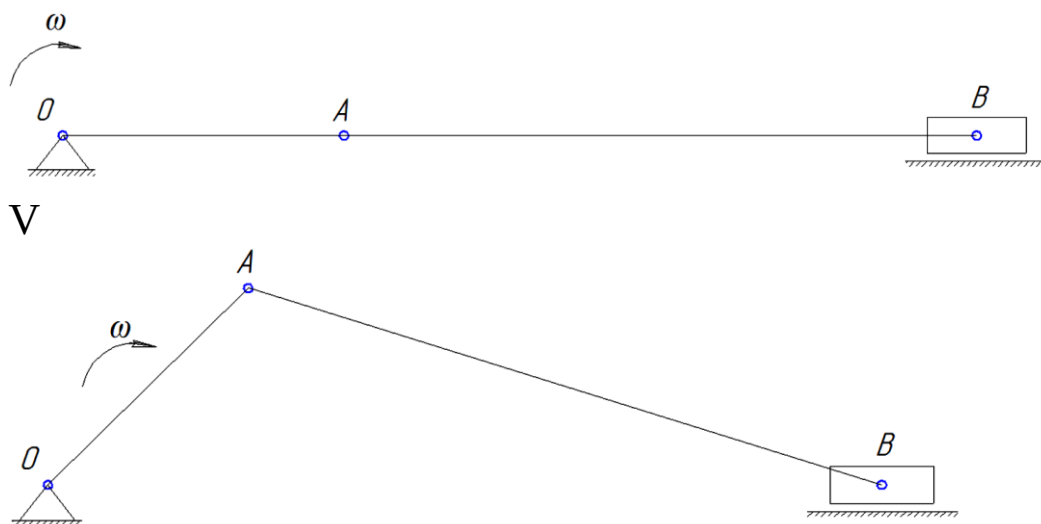
d) V holati.

b) B holati;

A



B



7.2-rasm. 6-8-test savollari uchun.

7. Mexanizmning qanday holati uchun AV bo‘g‘inning burchak tezligi nolga teng (7.2-rasm)?

- a) A holati;
- b) B holati;
- c) A holati;
- d) V holati.

8. Mexanizmning qanday holati uchun AV bo‘g‘inning burchak tezlanishi nolga teng (7.2-rasm)?

- a) A holati;
- b) B holati;
- c) A holati;
- d) V holati.

9. Richagli mexanizm krivoshipining burchak tezligi doimiy. Ushbu mexanizmning qanday bo‘g‘inida burchak tezlanishi nolga teng bo‘ladi?

- a) shatunda;
- b) shayinda;
- c) shatunda;
- d) krivoshipda.

10. Qaysi bo‘g‘in uchun koriolis tezlanishini aniqlash zarur?

- a) aylanma harakat qilayotgan bo‘g‘in uchun;
- b) tekis parallel harakat qilayotgan bo‘g‘in uchun;
- c) aylanma harakat qilayotgan bo‘g‘in uchun;
- d) murakkab harakat qilayotgan bo‘g‘in uchun.

11. Markaziy krivoship-polzunli mexanizmning qanday holati chegaraviy (“o‘lik”) hisoblanadi?

- a) polzun tezligi maksimal hisoblangan holat;
- b) polzun tezligi minimal hisoblangan holat;
- d) polzun tezligi nolga teng holat.

12. Quyidagilardan qaysi biri mexanizmlarning kinematik tahlili vazifasi sanalmaydi?

- a) nuqtalarning chiziqli tezlik va tezlanishlarini aniqlash;
- b) bo‘g‘inlarning burchak tezlik va tezlanishlarini aniqlash;
- d) mexanizm bo‘g‘inlarining aniqlash.

13. Boshlang‘ich bo‘g‘in guruhi va ikkita Assur guruhidan iborat richagli mexanizmni kinematik hisoblash qanday guruhdan boshlanishi lozim?

- a) boshlang‘ich bo‘g‘in guruhidan;
- b) Assur guruhidan;
- d) ixtiyoriy guruhdan.

14. Uch aylanma juftlik mavjud Assur guruhlarini analitik usul bilan kinematik hisoblashda qanday parametrlar aniqlanishi lozim?

- a) tashqi kinematik juftliklar koordinatalari;
- b) ichki kinematik juftliklar koordinatalari;
- d) bo‘g‘inlarning burchak holati.

15. Ikkita aylanma va tashqi ilgarilanma juftlik mavjud Assur guruhlarini analitik usul bilan kinematik hisoblashda qanday parametrlar aniqlanishi lozim?

- a) polzun koordinatalari;
- b) tashqi aylanma juftliklar koordinatalari;
- d) shatunning burchak holati.

8. Kulachokli mexanizmlar va evolventali silindr tishli g'ildiraklar, rotorlarni muvozanatlash, mashinalar titrash himoyasi, bo'g'inlarning inersiya momenti mavzulariga doir hisoblash usullari va testlar

8.1. Mexanizm va bo'g'inlarning inersiya momentini hisoblash usullari va testlar

Kurs materiallarida jismlarning mahkamligi, qattiqligi va chidamliligi nafaqat ularning o'lchamlariga, balki shakllariga ham bog'liqligi ko'rsatib berilgan. Bundan tashqari, jism dinamikasini o'rganishda uning kinetik energiyasi kattaligi hamda inersiya kuchi qiymati va momenti haqida ma'lumotlar zarur. Shunga o'xshash masalalarni jismning og'irlik markaziga nisbati bo'yicha inersiya momenti va keltirilgan inersiya momenti kabi kattaliklarni bilmay turib yechish mumkin emas. Analitik usullar qo'llanilgan holda murakkab chizmalı bo'g'inlar uchun ushbu parametrlarni aniqlash tizimi haddan tashqari ko'p mehnat talab qiladi. Real mexanizmlarni tadqiq qilishda esa sodda va nisbatan aniqroq eksperimental usullar afzal sanaladi.

Berilgan o'qqa nisbatan jismning inersiya momenti (yoki o'q inersiya momenti) deb, jismning barcha nuqtalari massasini ularning shu o'qqacha masofasi kvadratiga ko'paytirish orqali hosil qilingan skalyar kattalikka aytiladi, ya'ni

$$J_z = \sum m_k h_k^2. \quad (8.1)$$

bu yerda, J_z – jismning o'q inersiya momenti; m_k – jismning barcha nuqtalari massasi; h_k – tegishli massadan aylanish o'qigacha masofa.

Inersiya momentining S_I tizimidagi o'lchov birligi – $1 \text{ kg} \cdot \text{m}$.

Simmetriya o'qi aylanish o'qi hisoblanadigan va og'irlik markazi orqali o'tadigan silindr shaklli jismlar uchun shu o'qqa nisbatan inersiya momenti ikki ipli osma bilan eksperimental usulda aniqlanishi mumkin.

Murakkab shaklli jismlar uchun inersiya momentini (8.1) formula bo'yicha hisoblash qiyin kechgan hollarda eksperimental usullar, xususan, fizik tebrangich (mayatnik) usuli qo'llaniladi.

Og'irlik kuchi ta'sirida osmaning qo'zg'almas gorizonttal o'qi atrofida tebranuvchi qattiq jism fizik tebrangich deb ataladi.

O‘z aylanish o‘qiga nisbatan rotorning inersiya momentini qo‘shimcha fizik tebrangich usulini qo‘llagan holda elektrodvigatelni qismlarga ajratmasdan ham aniqlash mumkin.

Nazariy mexanikadan ma’lumki, jism harakatlari miqdori uning massasi bilan og‘irlik markazi tezligining ko‘paytmasiga teng ($m \cdot V_{si}$). Qo‘zg‘almas o‘qqa nisbatan jism harakatlari miqdorining momenti (kinetik moment) o‘z o‘qiga nisbatan jism inersiya momenti J_x ning burchak tezligi ω ga ko‘paytmasiga teng. Qo‘zg‘almas X o‘qi atrofida jismning inersiya momenti J_x fizik kattaligi xuddi ilgarilanma harakatda massa kabi muhim o‘rin tutadi.

Dinamikaning asosiy tenglamasi (Nyutonning ikkinchi qonuni) quyidagi ko‘rinishga ega:

$$\overline{\Phi}_u = -m\overline{a}_s. \quad (8.2)$$

$$\overline{M}_u = -I_s \varepsilon. \quad (8.3)$$

bu yerda, F_i , M_i – asosiy vektor va inersiya kuchi momenti; m – jism massasi; J_s – og‘irlik markaziga nisbatan jismning inersiya momenti; a_s – og‘irlik markazi tezlanishi; ε – jism burchak tezlanishi.

J_x o‘qiga nisbatan jism inersiya momentidan J_s massa markaziga nisbatan jismning inersiya momentiga o‘tishni amalga oshirish uchun Shteyner teoremasidan foydalanish zarur:

Inersiya (massa) markazi orqali o‘tuvchi o‘qqa nisbatan jismning inersiya momenti jism massasini o‘qlar o‘rtasidagi masofaning kvadratiga ko‘paytmasiga o‘qqa nisbatan parallel inersiya momentini qo‘shishdan hosil bo‘lgan yig‘indiga teng.

Tekis parallel harakatda jismning kinetik energiyasi ilgarilanma harakatda og‘irlik markazining kinetik energiyasi bilan og‘irlik markazi atrofida jism aylangandagi kinetik energiyaning yig‘indisiga teng :

$$T = \frac{m_i V_s^2}{2} + \frac{I_{si} \omega_i^2}{2}.$$

Berilgan kuch ta'sirida bo'g'inning harakatga keltirish qonuni ixtiyoriy mashinaning muhim tavsifi hisoblanadi, buni differensial shaklda ifodalash qulay: $dA = dT$.

$$dT = d\left(\frac{I_n \omega^2}{2}\right),$$

Muayyan harakat bosqichida: $dA = Mnd\varphi$,
 bu yerda, φ – harakatga keltirilgan bo'g'inning burilish burchagi (umumiy koordinata); $M_p = M_{pd} - M_{ps}$; M_{pd} – keltirilgan harakatlantiruvchi kuchlar momenti; M_{ps} – keltirilgan qarshilik kuchi momenti; J_n – mashinaning keltirilgan inersiya momenti.

Kuchlarni keltirish mumkin bo'lgan ko'chishlar tamoyiliga asoslangan, unga muvofiq barcha tashqi kuchlarning ishi ularga tegishli elementar siljishlarda nolga teng.

$$\sum F_i \cdot dS_i \cdot \cos(F \cdot S) + \sum M_i \cdot d\varphi_i = 0,$$

$$dt = 0, \text{ bu } \sum F_i \cdot V_i + \sum M_i \cdot \omega_i = 0 \text{ ga ekvivalent} \quad (8.4)$$

Agar ish bajaradigan mashinani ko'rib chiqsak, u holda barcha qarshilik kuchi bitta kuch yoki bitta momentga almashtirilishi mumkin, bu yerda kuch va moment keltirilgan deb ataladi.

Bu kuchning quvvati keltirilayotgan kuchlarning quvvatlari yig'indisiga teng. Odatda, keltirilgan kuch krivoshipning A nuqtasiga joylashtiriladi, keltirilgan moment esa krivoshipning O nuqtasiga nisbatan ko'rib chiqiladi.

$$F_{nO} \cdot V_A = \sum F_{iC_i} \cdot V_i + \sum M_{iO} \cdot \omega_i = M_{nO} \cdot \omega_i, \quad (8.5)$$

Mashina-dvigatellar uchun (8.5) ifoda o'rniga quyidagi bog'lanishga ega bo'lamiz:

$$F_{nO} \cdot V_A = \sum F_{iO} \cdot V_i + \sum M_{iO} \cdot \omega_i = M_{iO} \cdot \omega_i, \quad (8.6)$$

Massalarni keltirish kinetik energiyalar tengligiga asoslangan:

$$\sum_{i=1}^n T = \frac{m_{II} V_n^2}{2} + \frac{I_n \omega_{II}^2}{2}.$$

bu yerda

$$T_i = \frac{m_i V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \omega_i^2}{2}.$$

Keltirilgan massa m_n yoki keltirilgan inersiya momenti J_n — shunday fiktiv kattalikki, ularning kinetik energiyasi mexanizmni tashkil qiluvchi bo‘g‘inlarning kinetik energiyalari yig‘indisiga teng bo‘ladi. Keltirilgan massa, odatda, A nuqtaga joylashtiriladi, keltirilgan inersiya momenti esa O nuqtaga nisbatan ko‘rib chiqiladi.

Mavzu bo‘yicha testlar: Mexanizmlar va bo‘g‘inlarning inersiya momenti

1. Og‘irlik markazi orqali o‘tmaydigan o‘q atrofida teng aylanma harakat qilayotgan bo‘g‘inning elementar inersiya kuchlari nimaga keltiriladi?

- a) inersiya kuchining asosiy vektoriga;
- b) inersiya kuchining asosiy momentiga;
- d) inersiya kuchining asosiy vektori va asosiy momentiga.

2. Tekis parallel harakat qilayotgan bo‘g‘inning elementar inersiya kuchlari nimaga keltiriladi?

- a) inersiya kuchining asosiy vektoriga;
- b) inersiya kuchining asosiy momentiga;
- d) inersiya kuchining asosiy vektori va asosiy momentiga.

Z. Ilgarilama harakat qilayotgan bo‘g‘inning elementar inersiya kuchlari nimaga keltiriladi?

- a) inersiya kuchining asosiy vektoriga;
- b) inersiya kuchining asosiy momentiga;
- d) inersiya kuchining asosiy vektori va asosiy momentiga.

4. Jukovskiyning “qattiq richag” usuli bo‘yicha qanday kuch aniqlanadi?

- a) harakatlantiruvchi kuch;
- b) foydali qarshilik kuchi;
- d) muvozanatlovchi kuch.

5. Agar foydali qarshilik kuchi kam, bo'g'inlar tezlanishi esa sezilarli bo'lsa, qanday kuchi asosiy hisoblash yuklamasi hisoblanadi?

- a) og'irlik kuchi;
- b) ishqalanish kuchi;
- d) inersiya kuchi.

6. Jukovskiyning "qattiq richag" usuli bo'yicha qanday kuch aniqlanmaydi?

- a) harakatlantiruvchi kuch;
- b) muvozanatlovchi kuch;
- d) kinematik juftliklardagi reaksiyalar.

7. AV shatun inersiya kuchining asosiy vektori qanday yo'nalgan?

- a) A nuqta tezlanishiga qarama-qarshi tomonga;
- b) V nuqta tezlanishiga qarama-qarshi tomonga;
- d) AV bo'g'iniga perpendikular;
- e) shatunning og'irlik markazi tezlanishiga qarama-qarshi tomonga.

8. AV shatun inersiya kuchining asosiy momenti qanday yo'nalgan?

- a) AV bo'g'inining burchak tezligiga qarama-qarshi tomonga;
- b) AV bo'g'inining burchak tezlanishi tomonga;
- d) AV bo'g'inining burchak tezlanishiga qarama-qarshi tomonga.

9. Kuchlarni keltirish qanday tamoyilga asoslangan?

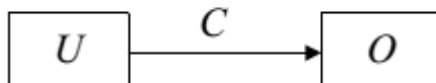
- a) mumkin bo'lgan ko'chishlar tamoyiliga;
- b) Dalamber tamoyiliga;
- d) kinetik energiya o'zgarishi teoremasiga.

10. Massani keltirish nimaga asoslangan?

- a) mumkin bo'lgan ko'chishlar tamoyiliga;
- b) kinetik energiyalar tengligiga;
- d) Dalamber tamoyiliga.

8.2. Mashinalar titrash himoyasi tushunchasi va testlar

Vibrofaollikni baholash hamda tebranish darajasini kamaytirish usullari va vositalari mashinalar titrash himoyasi deb ataladi. Titrash himoyasi masalasini qo'yishda mashina agregatini quyidagi sxema ko'rinishida tasavvur qilish mumkin:



(U) — tebranishlar manbasi, unda tebranishlarni keltirib chiqaruvchi fizik jarayonlar sodir bo'ladi;

(O) — titrash himoyasi obyekti – tebranish kamaytiriladigan mashina qismi;

(S) — mexanik kuch ta'sirlari, ular quyidagilarga bo'linadi:

Tezlanishlarda chiziqli ortiqcha yuklanishlar (transport mashinalari, uchish apparatlari, o'tish jarayonlari). Doimiy tezlanish a_0 va da/dt tezlanishi o'zgarishining maksimal tezligi chiziqli ortiqcha yuklanishning asosiy xususiyati hisoblanadi.

Statsionar tebranma ta'sirlar tebranma jarayonlar hisoblanadi. Ular, o'z navbatida, kuch $F(t)$, $M(t)$ va kinematik $a(t)$, $V(t)$, $S(t)$ turlarga bo'linadi. Vaqt funksiyasi bilan tavsiflanadigan uyg'un davriy jarayonlar statsionar ta'sirning eng sodda shakllari sanaladi.

$$X(t) = X_0 \cdot \sin(\omega_0 t + \varphi),$$

bu yerda, X_0 – amplituda; ω_0 – chastota; φ – boshlang'ich faza; t – vaqt.

Nostatsionar tebranma ta'sirlar manbalarda sodir bo'layotgan o'tish jarayonlarida yuzaga keladi. Masalan, tezlatishda yuzaga keluvchi muvozanatlanmagan rotorli dvigatel korpusiga kuch ta'siri quyidagicha tavsiflanishi mumkin: $X(t) = a(\omega)\cos(\omega(t)t)$,

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

Mexanik ta'sirlarning texnika obyektlari va odamga ta'siri

1. Chiziqli ortiqcha yuklanishlar statik yuklamaga ekvivalent sanalib, tizimning normal ishlashida buzilishlarni keltirib chiqarishi mumkin.

2. Tebranma ta'sirlar materialda shikastlar to'planishiga olib keladi, buning natijasida qo'shimcha charchoqdan zo'riqishlar paydo bo'ladi.

3. Zarbli ta'sirlar obyektning darz ketishiga sabab bo'ladi.

Tebranma va zarbli ta'sirlar obyekt vayron bo'lishiga olib kelmasada, u normal ishlamay qo'yadi.

Obyekt funksiyalarining buzilishi yoki uning to'liq vayron bo'lishi ishlamay qolish deb ataladi. Mexanik ta'sirlarda obyektning buzilmaslik qobiliyati titrash mustahkamligi deb ataladi. Normal ishlash qobiliyati esa titrash chidamliligi deyiladi.

Har xil turdagi mashina va uskunalarning ishlashida paydo bo'ladigan tebranishlar tebranish manbasi yonida turgan yoki bevosita ishlayotgan odamlarga zararli ta'sir ko'rsatadi. Inson uchun yo'l qo'yish mumkin bo'lgan dinamik ta'sirlar sanitariya me'yorlari asosida belgilanadi.

Obyektlar titrash himoyasidan maqsad — vibromustahkamlik va vibrochidamlilikni oshirishdir.

Titrash himoyasining asosiy usullari

Manba vibrofaolligini pasaytirish. Salbiy ta'sirli omillarni ikki guruhga ajratish mumkin. Birinchi guruhga kinematik juftliklarda ishqalanish bilan bog'liq hodisalar kiritiladi. Vibrofaollikni titrayotgan yuzalardagi materiallarning xossalarini o'zgartirish, xususan, ularni moylash yo'li bilan pasaytirish mumkin. Ikkinchi guruh qo'zg'aluvchan bo'g'inlar bilan bog'liq. Bunda asosiy mexanizmlar va rotorlarni muvozanatlash yo'li bilan vibrofaollik pasaytiriladi.

Obyekt konstruksiyasini o'zgartirish. Rezonans hodisalarni bartaraf etish, mexanik energiya dissipatsiyasini oshirish, dempfirlash zarur.

Tebranishlarni so'ndirish dinamiklari. Vibroso'ndirgich dinamiklar manbani muvozanatlovchi qo'shimcha tebranishlarni vujudga keltiradi.

Vibroizolatsiya. Vibroizolatsiyalar manba va obyekt o'rtasidagi aloqani kuchsizlantirishga yo'naltirilgan; bunda obyektga uzatiladigan dinamik ta'sirlar kamayadi.

Titrash himoyasi qurilmalari. Dempferlar, dinamik so'ndirgichlar va vibroizolatorlar birgalikda titrash himoyasi qurilmalarini hosil qiladi. Inersion, mo'rt va dissipativ elementlardan iborat qurilmalar *passiv qurilmalar* deb ataladi. Aktiv qurilmalarda sanab o'tilganlardan tashqari nomexanik tabiatli elementlar ham mavjud bo'lishi mumkin. Ular, odatda, mustaqil energiya manbaiga ega bo'ladi.

Mavzu bo'yicha testlar: mashinalar titrash himoyasi

1. Mashinalar titrash himoyasining maqsadi nima hisoblanadi?

- a) tebranishlar manbasini muhofaza qilish;
- b) tebranishlar manbai va titrash himoyasi obyekti o'rtasidagi aloqani kuchaytirish;
- d) titrash himoyasi obyektidagi tebranishlarni kamaytirish.

2. Inson uchun yo'l qo'yish mumkin bo'lgan dinamik ta'sirlar nima asosida belgilanadi?

- a) GOST asosida;
- b) ekspluatatsiya qoidalari asosida;
- d) sanitariya me'yorlari va qoidalari asosida.

3. Texnika obyektlariga tebranma ta'sirlar ...

- a) texnologik jarayonlarni tezlashtiradi;
- b) vibrochidamlilik va vibromustahkamlikni kamaytiradi;
- d) mashinaning ish sifatini yaxshilaydi;

4. Titrash himoyasining asosiy usullariga nima kirmaydi?

- a) manba vibrofaolligini kamaytirish;
- b) obyektlar konstruksiyasini o'zgartirish;
- d) dinamik yordamida tebranishni so'ndirish;
- e) vibroizolatsiya;
- f) mashinaning FIKini oshirish.

8.3. Rotorlarni muvozanatlashni hisoblash usullari va testlar

Mexanizmning aylanma harakat qilayotgan ixtiyoriy bo'g'ini rotor deb ataladi. Rotor aylanganda tutib turuvchi yuzalari bilan tayanchlarda (podshipniklarda) ushlab qolinadi.

Rotor o'qi — rotorni tutib turuvchi yuzalarning ko'ndalang kesishgan markazlarini biriktiruvchi to'g'ri chiziq. Rotorlar (maxoviklar, shkivlar, tishli g'ildirak, vallar va b.) tayyorlashdagi va yig'ishdagi xatolar oqibatida, shuningdek, materialning bir jinsli emasligi tufayli tebranish manbasi hisoblanadi va mashinalar asosda likillab qolishiga olib keladi. Shunday rotorlar muvozanatlanmagan deb ataladi.

Doimiy burchak tezligi ω bo'lgan m massa rotorining O o'qi atrofida aylanishini ko'rib chiqamiz. T_g rotorning har bir elementar massasiga markazdan qochma kuch F_g ta'sir qiladi. Uning proyeksiyasi

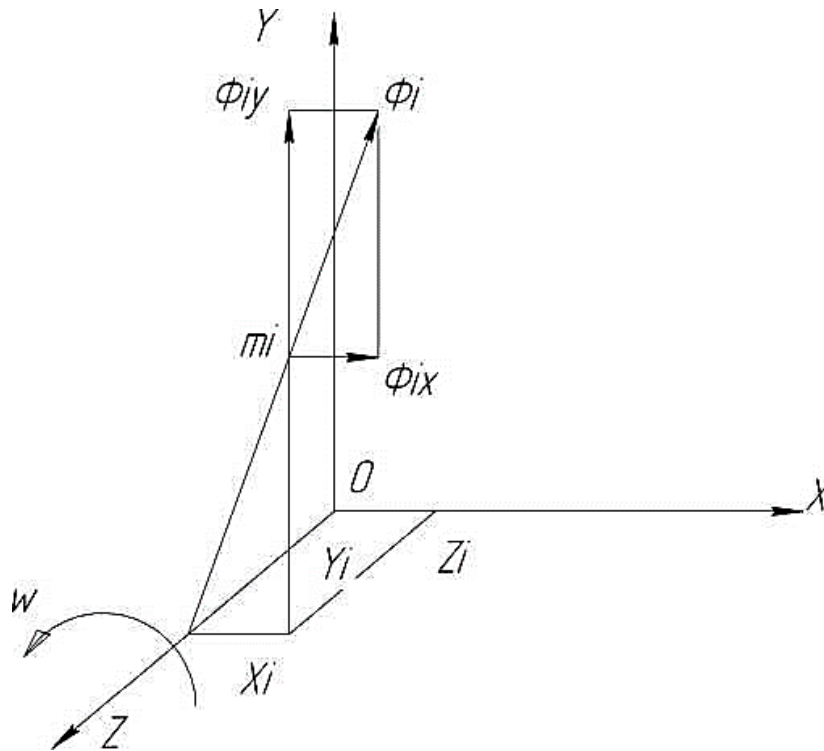
to'g'ri burchakli koordinatalar tizimi o'qida quyidagi ko'rinishda keltiriladi (8.1-rasm):

$$F_{ix} = m_i x_i \omega_2;$$

$$F_{iy} = m_i y_i \omega_2;$$

$$F_{iz} = 0,$$

bu yerda, x_g va y_g — elementar massa koordinatalari.



8.1-rasm. Rotorning inersion yuklamasini aniqlash.

Rotorning barcha elementar massalari inersiya kuchini F kuchi va M_i momentidan iborat tizimga keltirish mumkin. Ular inersiya kuchining asosiy vektori va inersiya kuchining asosiy momenti deb nomlanadi. Z o'qida O nuqtani rotorning barcha elementar massalari inersiya kuchini keltirish markazi sifatida qabul qilib – u koordinatalar tizimining boshi bilan ustma-ust tushadi – rotor inersiya kuchining asosiy vektori proyeksiyasini topamiz:

$$F_{ix} = \sum F_{ix} = \omega_2 \sum m_i x_i = m_x S \omega_2;$$

$$F_{iy} = \sum F_{iy} = \omega_2 \sum m_i y_i = m_y S \omega_2;$$

$$F_{iz} = \sum F_{iz} = 0.$$

Proyeksiyada ushbu kuchlarning asosiy momenti:

$$M_{ix} = -\sum Z_i F_{iy} = -\omega_2 \sum m_i y_i z_i = \omega_2 I_{yz};$$

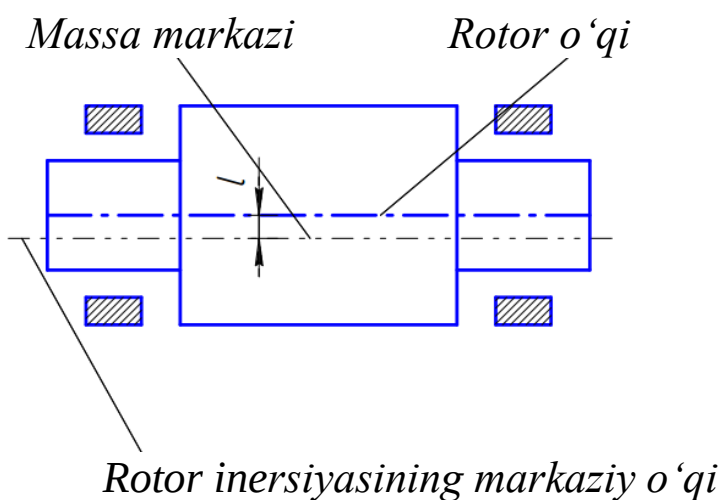
$$M_{iy} = \sum Z_i F_{ix} = \omega_2 \sum m_i x_i z_i = \omega_2 I_{xz};$$

$$M_{iz} = 0$$

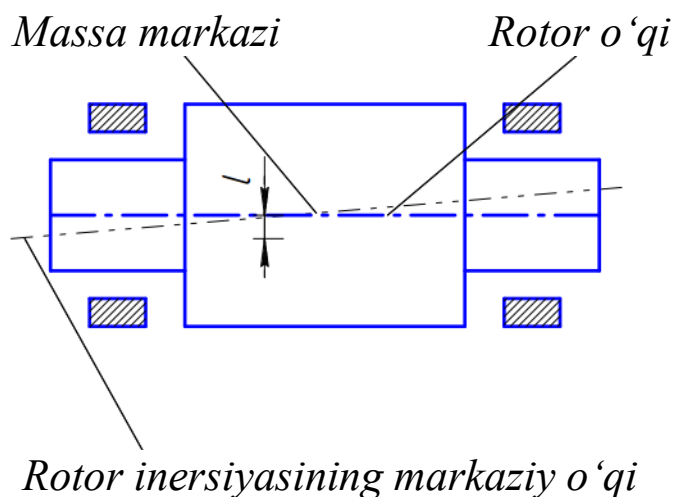
bu yerda, x_s va y_s – rotor og‘irlik markazi koordinatalari, I_{xz} va I_{yz} – uning markazdan qochma inersiya momentlari.

Oldingi tenglamadan ma’lumki, $x_s = 0$, $y_s = 0$ bo‘lgan hol uchun, ya’ni rotor massasining markazi aylanish o‘qida yotganda, inersiya kuchining asosiy vektori nolga teng.

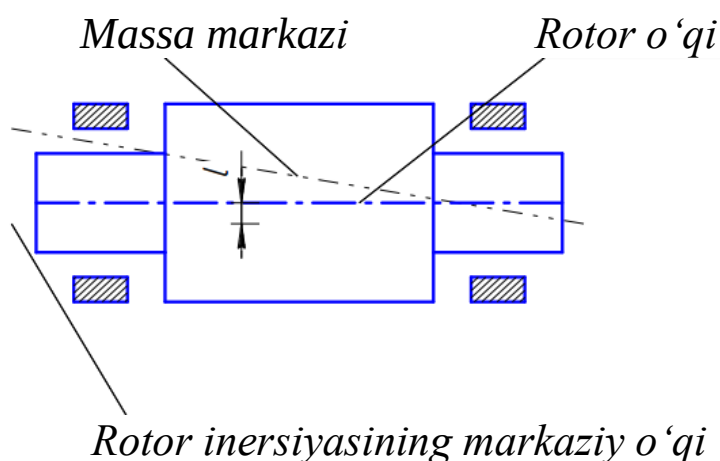
Agar $I_{xz} = 0$, $I_{yz} = 0$, ya’ni rotorning markazdan qochma inersiya momentlari nolga teng bo‘lsa, inersiya kuchining asosiy momenti ham nolga aylanadi, bunda rotor o‘qi inersiya asosiy o‘qi bo‘lishi kerak.



8.2-rasm. Rotorning statik muvozanatlanmaganligi.



8.3-rasm. Rotorning momentli muvozanatlanmaganligi .



8.4-rasm. Rotorning dinamik muvozanatlanmaganligi.

Rotorni statik muvozanatlashda (8.2-rasm) inersiya kuchining asosiy vektori kamaytiriladi, u rotor disbalansining asosiy vektori bilan baholanadi.

$$\overrightarrow{D_{cm}} = m\vec{e} = \sum m_i \vec{e}_i.$$

bu yerda, m – rotor massasi, e – rotor o'qidan uning og'irlik markazigacha masofa (ekssentrisitet).

Momentli muvozanatlashda (8.3-rasm) inersiya kuchining asosiy momenti aniqlanadi va kamaytiriladi, u rotor disbalansining asosiy

momenti bilan baholanadi $\overrightarrow{M_D} = m\vec{e}\vec{L} = \sum m_i \vec{L}_i \vec{e}_i.$

bu yerda, $\vec{L}$ – rotor og'irlik markazidan to ko'rib chiqilayotgan o'qqacha masofa.

Dinamik (to'liq) muvozanatlashda (8.4-rasm) bir vaqtning o'zida rotorning statik va momentli muvozanatlanmaganligi kamayadi. To'liq muvozanatlangan rotorda inersiyaning bosh markaziy o'qi rotor o'qiga ustma-ust tushadi.

Maxsus dastgohlarda muvozanatlashdan tashqari loyihalash bosqichidayoq hisoblash yo'li bilan rotor muvozanatlanmaganligini bartaraf etish mumkin. Bunda muvozanatlanmagan massa va ularning koordinatalari ma'lum bo'lishi kerak.

Quyida rotor muvozanatlanmaganligini bartaraf etishni hisoblash usullari, shuningdek, uni maxsus dastgohlarda muvozanatlash bilan talabalarni tanishtirish maqsadida laboratoriya ishlari keltiriladi.

Mavzu bo'yicha testlar: rotorlarni muvozanatlash

1. Rotor muvozanatlanmaganligi deganda nima tushuniladi?

- a) egri rotor;
- b) bosh markaziy o'qi yo'qligi;
- d) rotor aylanganda uning o'qida inersion yuklamalar paydo bo'lishi.

2. Rotor muvozanatlanmaganligining sabablari nima?

- a) rotor o'qi va uning bosh markaziy o'qi ustma-ust tushmaydi;
- b) rotor tekis emas;
- d) rotor tirsakli val ko'rinishida.

3. Rotor muvozanatlanmaganligining qanday turlari bor?

- a) krivoshipli rotor;
- b) bir tayanch atrofida aylanuvchi val;
- d) statik, moment, dinamik.

4. Qaysi hollarda rotorning statik muvozanatlanmaganligi kuzatiladi?

- a) statik disbalans 0 ga teng;
- b) inersiya kuchining asosiy vektori 0 ga teng emas;
- d) inersiya kuchining asosiy vektori mavjud emas.

5. Rotorning momentli muvozanatlanmaganligi sabablari nimada?

- a) tizimning massa markazi qo'zg'almas;
- b) inersiya kuchining asosiy vektori 0 ga teng;
- d) inersiya kuchining asosiy vektori 0 ga teng emas.

6. Rotorning to'liq (dinamik) muvozanatlanmaganligi qanday aniqlanadi?

- a) inersiya kuchining asosiy vektori 0 ga teng;
- b) rotorning massa markazi aylanish o'qida joylashadi;
- d) rotorning massa markazi aylanish o'qida joylashmaydi, inersiya-ning bosh markaziy o'qi rotor o'qi tomon og'gan.

8.4. Evolventali silindr tishli g'ildiraklar geometriyasini hisoblash usullari va testlar

O'zaro ta'sirlashuvchi yuzalar va bo'g'inlarning oliy juftliklari (ularning kontakti chiziq bo'yicha yoki nuqtada yuz beradi) tutash yuzalar deb ataladi. Qaytma-ilgarilanma harakatlarni bajarish uchun tutash yuzalarning bitta juftligiga ega bo'lish yetarli (mushtli mexanizm). Doimiy uzatish nisbati bilan bir yo'nalishda uzluksiz harakat uchun bir nechta ketma-ket tutashgan yuzalar zarur, ular tishlar deb ataluvchi bo'rtiqlarga joylashtiriladi. Tishlar yuzasi bilan ketma-ket o'zaro ta'sirni hosil qiluvchi oliy kinematik juftlik tishli ilashma deb ataladi. Evolvent tishli ilashma juda keng tarqalgan bo'lib, ularda tishning yon yuzasi evolventadan iborat bo'ladi.

Villis teoremasi. $U_{21} = \omega_2/\omega_1$ burchak tezliklarining doimiy uzatish nisbatini ta'minlash uchun tutashuvchi yuzalar umumiy normalga ega bo'lishi va ular tezlik proyeksiyalari bilan ustma-ust tushmasligi kerak.

Villis teoremasi talabiga javob beruvchi ko'plab egri oliy tartiblar mavjud, xususan, evolventa tishli ilashma.

Evolventali ilashmaning asosiy ustunliklari: loyihalash va tayyorlash soddaligi, ishlov berishga qulayligi, o'zaro almashinuvi, ommaviy ishlab chiqarish avtomatlashganligi. Evolventa – bu doira bo'yicha sirpanishsiz aylanadigan to'g'ri chiziq nuqtasi bilan hosil qilingan egri chiziqdir. Ushbu aylananing radiusi asosiy deb ataladi va r_b bilan belgilanadi.

Evolventaning xususiyatlari:

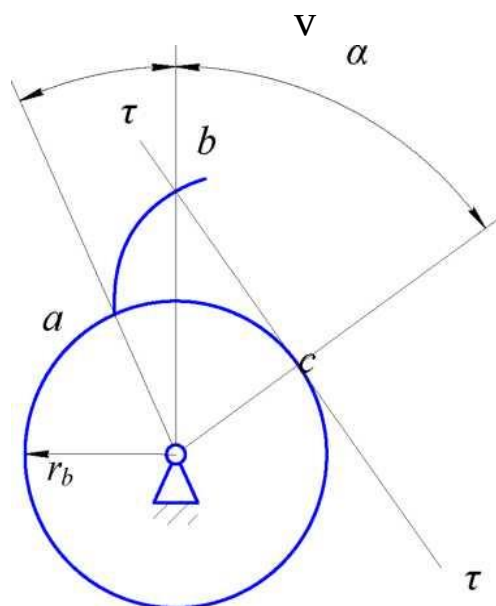
Asosiy aylana radiusi yagona parametr hisoblanadi.

Evolventaga normal asosiy aylanaga urinma hisoblanadi.

$$\overline{ac} = \overline{bc}$$

$$\overline{ac} = r_b(\theta + \alpha), \overline{bc} = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha; \text{ mos ravishda, } 0 + \alpha = \operatorname{tg} \alpha$$

$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha$; α – evolvent funksiya (involyuta). Bu funksiya g'ildiraklar va tishlar profili geometriyasini aniqlash uchun qo'llaniladi.



8.5-rasm. Tishli g'ildiraklarni qirqish usullari.

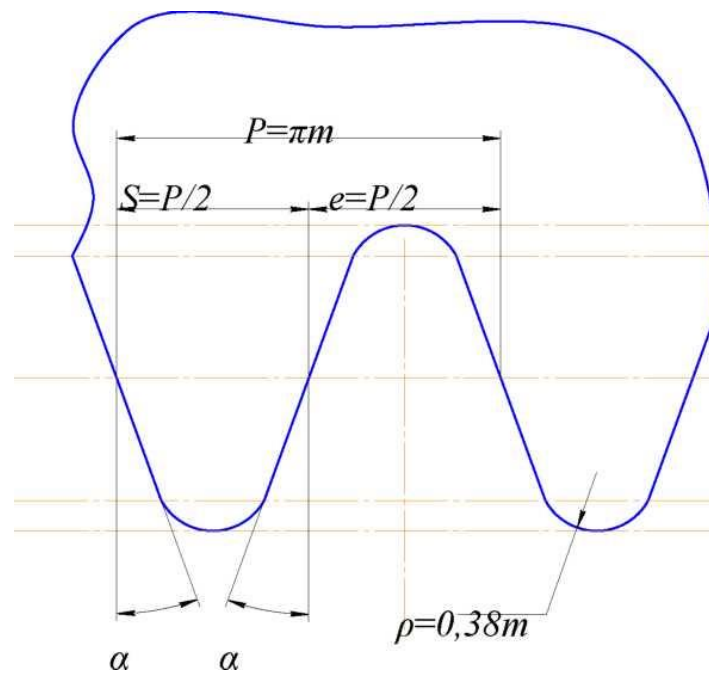
Nusxa ko'chirish usuli. Instrument ikkita tish o'rtasidagi botiqqa mos profilga ega. Bu usul noaniq hisoblanadi, chunki u dastgoh mukammalligi va instrument geometriyasiga bog'liq. Ayni paytda ancha tejamkor (ommaviy ishlab chiqarishda qo'llash mumkin: sidirgich, sudrash, aniq quyish).

Chiniqtirish usuli. Ikki g'ildirak ilashmasi imitatsiya qilinadi. Bunda uchta harakat zarur: a) kesish; b) uzatish – tanavorning instrumentga yaqinlashishi; d) chiniqtirish – instrument va tanavorning birgalikdagi harakatlari.

Kesish bilan evolvent to'g'ri tishli g'ildirak tishlari shaklini hosil qiluvchi instrumentlar uchun ularning asosiy harakatida (kesish harakati) kesuvchi qirralari bilan yasalgan kontur hosil qiluvchi kontur deb, ilashmaning o'zi esa dastgoh ilashmasi deb ataladi. Ushbu holda hosil qiluvchi kontur va loyihalalanayotgan tish yuzasi haqiqiy ilashmada bo'lgan ikkita tutash tishli element qanday nisbiy harakatga ega bo'lsa, xuddi shunday nisbiy harakatga ega bo'lishadi (chiniqtirish harakati). Chiniqtirish usuli bilan g'ildiraklar tishlari tish randalash dastgohlarida taroq bilan, tish frezalash dastgohlarida chervyakli frezalar bilan va tish o'yish dastgohida o'chgichlar bilan tayyorlanadi.

Agar instrumental g'ildirak radiusi cheksizlikka yaqinlashadi deb faraz qilsak, u holda evolventa to'g'ri chiziqqa aylanadi, mos ravishda, instrumental reykani hosil qiluvchi konturdan iborat bo'ladi (8.5-rasm).

To'g'ri tishli g'ildiraklarni kesishda boshlang'ich hosil qiluvchi kontur (instrumental reyka) shakli va o'lchami standart. GOST 13155-81 ga muvofiq boshlang'ich konturning chiziqli o'lchami t moduliga ulushlarda beriladi (R qadamning π ga nisbati) (8.6-rasm). $\alpha = 20^\circ$ – profilning og'ish burchagi, ρ – kallakning yumaloqlashish radiusi ($\varphi = 0,38 t$; $c^* = 0,25$),
 $ha^* = 1$.



8.6-rasm. Boshlang'ich hosil qiluvchi kontur.

Instrumental reyka tishini balandligi bo'yicha teng ikkita qismga ajratuvchi to'g'ri chiziq bo'luvchi deb ataladi. Bo'luvchi to'g'ri chiziq bo'yicha tish qalinligi o'yiqli kengligi va qadamning yarmiga teng:

$$S = e = 0,5 \cdot P = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

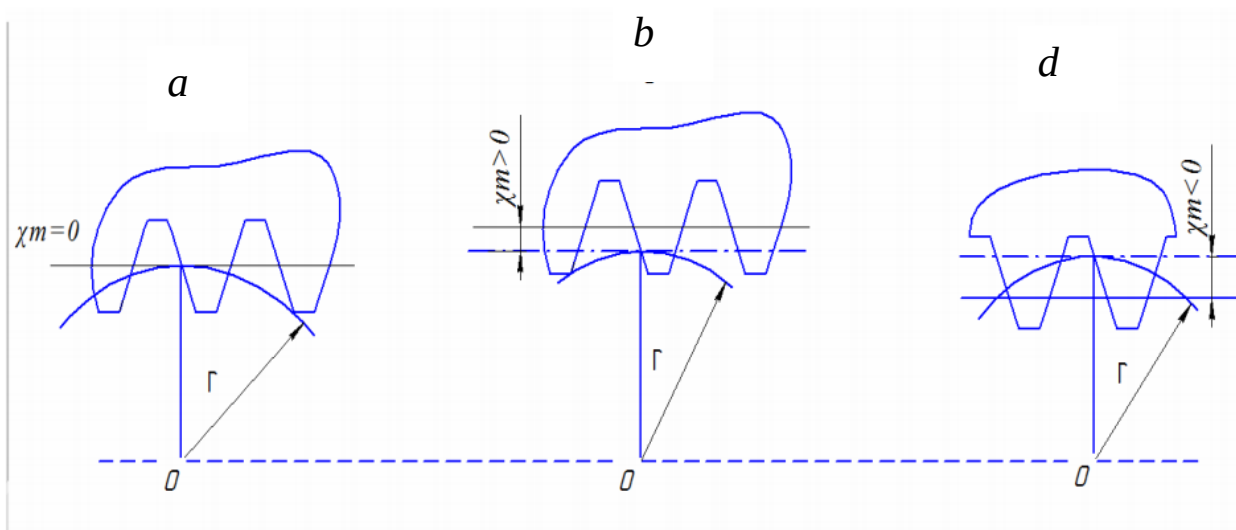
Qirqish jarayonida tishli g'ildirakning faqat bitta aylanasi reykaning boshlang'ich hosil qiluvchi konturi qadami va moduliga teng qadam va modulga ega bo'ladi. U bo'luvchi deb ataladi va d diametr bilan belgilanadi. Bo'luvchi aylananing uzunligi $\pi d = PZ$ ga teng, bu yerda, Z – qirqilayotgan g'ildirakning tishlari soni, shuning uchun $d = mZ$.

Dastgoh ilashmasida instrumental reykaning bo'luvchi to'g'ri chizig'i g'ildirakning bo'luvchi aylanasi ga nisbatan turlicha joylashishi mumkin:

Bo'luvchi aylana bilan o'zaro urinadi, lekin g'ildirak siljishsiz qirqiladi (8.7-rasm, a).

Tanavor o'qidan surilgan bo'ladi, olingan g'ildirak – musbat (8.7-rasm, b);

Bo'luvchi aylanani kesib o'tadi (manfiy g'ildirak) (8.7, d-rasm). Qirqilayotgan g'ildirakning bo'luvchi aylanasi bilan hosil qiluvchi konturning bo'luvchi to'g'ri chizig'i o'rtasidagi masofa siljish deb ataladi va χ_m (mm) bilan belgilanadi, bu yerda, χ – siljish koeffitsiyenti.



8.7-rasm. Qirqiladigan tishli g'ildiraklar turlari.

$$a) \chi = 0; S = \frac{\pi \cdot m}{2}; b) \chi > 0; S > \frac{\pi \cdot m}{2} c) \chi < 0; S < \frac{\pi \cdot m}{2}$$

Qayd qilish kerakki, ko'rsatilgan uchta variant bo'yicha qirqilgan tishli g'ildiraklar bir xil miqdordagi tishlar va modulga ega bo'lib, bir-biridan faqat bo'luvchi aylana bo'yicha S tishlar qalinligi, uch ra va botiq rf aylanasi radiuslari bilan farq qiladi. Barcha uch g'ildirakning bo'luvchi r va asosiy rb aylanalari radiuslari bir xil, ularning tishlari profili esa ayni bir evolventa bo'yicha tortilgan.

Mavzu bo'yicha testlar: evolventali silindr g'ildiraklar geometriyasi

1. Tish va tishli g'ildirakning asosiy geometrik o'lchamlarini qanday parametr belgilab beradi?

- a) tishlar qadami;
- b) tishlar moduli;

d) uzatish nisbati.

2. 1,25m kattaligi... bildiradi.

- a) ilashma qadamini;
- b) normal tishli g'ildirak kallagining balandligini;
- d) normal tishli g'ildirak tishi pichog'ining balandligini.

3. Normal tishli g'ildirakning qaysi aylanasi tish qalinligi uning botig'i kengligiga teng bo'ladi?

- a) bo'luvchi bo'yicha;
- b) asosiy bo'yicha ;
- d) uch aylanasi bo'yicha.

4. Tutash profillar ilashma nuqtalarining geometrik joyi ... dan iborat bo'ladi.

- a) ilashma yoyi;
- b) tish profilining ishchi qismi;
- d) ilashma chizig'ining ishchi qismi;
- e) ilashma chizig'ining nazariy qismi.

5. Evolventa nima?

- a) bo'luvchi aylana yoyilishi;
- b) asosiy aylana yoyilishi;
- d) aylana bo'yicha sirpanishsiz aylanib ko'chadigan to'g'ri chiziqning ixtiyoriy nuqtasini tavsiflovchi egri chiziq.

6. Instrumental reykada qirqilgan g'ildirak tishlarining qanday miqdorida ($ha = 1$, $\alpha = 20^\circ$) tish pichog'ining kertilishi kuzatiladi?

- a) $Z < 17$;
- b) $Z < 17$;
- d) $Z = 17$.

7. Normal tishli g'ildirak tishining qaysi parametri miqdoran modulga teng?

- a) tish qalinligi;
- b) tishlar qadami;
- d) tish kallagining balandligi;
- e) tish pichog'ining balandligi.

8. Normal tishli g'ildirak tishining qaysi parametri miqdoran 2,25m ga teng?

- a) tish qalinligi;
- b) tish qalinligi;
- d) tish kallagining balandligi;
- e) tish balandligi.

9. Alohida olingan g'ildirakda qanday aylana mavjud emas?

- a) boshlang'ich aylana;
- b) asosiy aylana;
- d) botiq aylanasi;
- e) bo'luvchi aylana.

10. Tishli g'ildiraklarni tayyorlashning qaysi usuli aniqlik yuqori darajada bo'lishini ta'minlaydi?

- a) quyish;
- b) qoliplash;
- d) dumalatib ishlov berish;
- e) dastgohlarda qirqish.

11. Chiniqtirish usuli bo'yicha tish profillarini hosil qilish uchun qaysi instrumentdan foydalanilmaydi?

- a) o'ygich;
- b) diskli freza;
- d) chervyakli freza;
- e) instrumental reyka.

12. Nusxalash usuli bo'yicha tish profillarini hosil qilishda qaysi instrumentdan foydalaniladi?

- a) instrumental reyka;
- b) diskli freza;
- d) chervyak freza;
- e) barmoqli freza.

13. Instrumental reyka yordamida tishlarni qirqish qanday dastgohlarda amalga oshiriladi?

- a) tish kesuvchi;
- b) tish randalovchi;

- d) tish o'yuvchi;
- e) universal frezerlarda.

14. IPRK burchak profili nimaga teng?

- a) $\alpha = 15^\circ$;
- b) $\alpha = 25^\circ$;
- d) $\alpha = 20^\circ$;
- e) $\alpha = 30^\circ$.

15. Qanday to'g'ri chiziq bo'yicha instrumental reykada tish qalinligi botiq kengligiga teng bo'ladi?

- a) chegaraviy to'g'ri chiziq bo'yicha;
- b) bo'luvchi (o'rta, modulli) to'g'ri chiziq bo'yicha;
- d) to'g'ri uch bo'yicha;
- e) to'g'ri botiq bo'yicha.

16. G'ildirakni siljishli kesishda qaysi aylana o'zgarmaydi?

- a) bo'luvchi;
- b) tish balandligi;
- d) botiq.

17. Qanday tashqi tishli g'ildirakda bo'luvchi aylana bo'yicha tish qalinligi botiqdan katta bo'ladi?

- a) normal (nolli) g'ildirakda;
- b) manfiy g'ildirakda;
- d) musbat g'ildirakda;
- e) bunday g'ildirak mavjud emas.

18. Instrumental reyka tishining balandligi nimaga teng?

- a) $h = m$;
- b) $h = 1,25m$;
- d) $h = 2,25m$;
- e) $h = 2,5m$.

19. Instrumental reyka tishining qanday qismi g'ildirak tishining evolventali profilini shakllantiradi?

- a) to'g'ri chiziqli qismi;
- b) tishning uch qismi;

d) tishning pichoq qismi.

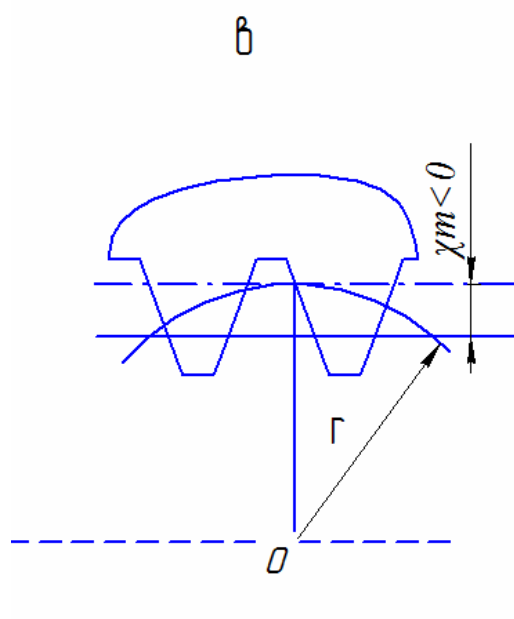
20. Qaysi fikrga qo'shilmaysiz (tashqi tishli g'ildirak uchun)?

a) siljish koeffitsiyenti ortishi bilan bo'luvchi aylana bo'yicha tish qalinligi ortadi;

b) siljish koeffitsiyenti ortishi bilan tishning egilish mustahkamligi ortadi;

d) siljish koeffitsiyenti ortishi bilan balandlik aylanasi bo'yicha tish qalinligi ortadi.

21. Rasmda qanday g'ildirakni qirqish sxemasi tasvirlangan?



a) musbat;

b) nolli (normal);

d) manfiy;

e) ixtiyoriy.

22. Tish pichog'i kertilmağan instrumental reyka bilan qirqishda g'ildirak tishlarining chegaraviy minimal soni nimaga teng ($ha^*=1, \alpha=20^\circ$)?

a) $Z = 14$.

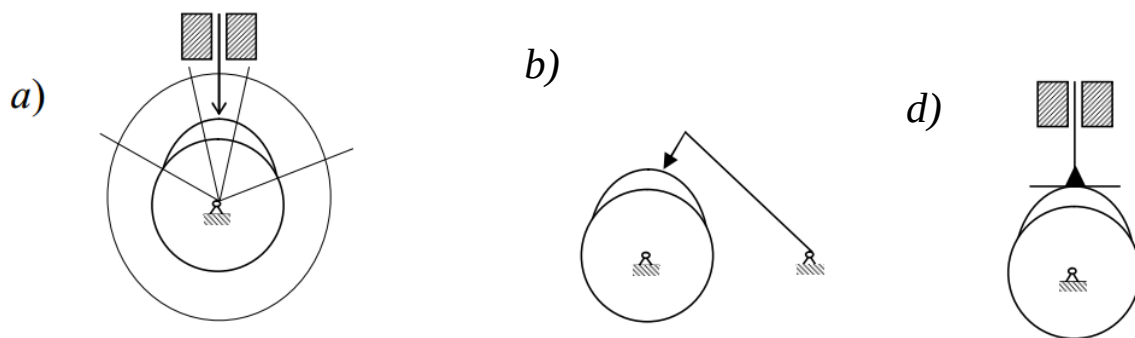
b) $Z = 30$.

d) $Z = 17$.

8.5. Kulachokli mexanizmlarni hisoblash usullari va testlar

Kulachok — profilli bo‘g‘in bo‘lib, uning geometriyasini turtkich deb nomlanuvchi ijrochi bo‘g‘inning harakatlar qonunini belgilab beradi. Kulachok turtkich bilan oliy kinematik juftlikni tashkil qiladi. Shunga bog‘liq ravishda ko‘p kuchlanish uzatish imkoniyati istisno qilinadi. Soddaligiga qaramay, mushtli mexanizmlar qo‘shimcha sifatida qo‘llanilib (qisqich, vallarni taqsimlovchi va o‘zgartirgich mexanizmlar, nasoslar va b.), ularning ishi mashinalarning asosiy mexanizmi bilan muvofiqlashtirilgan bo‘lishi kerak. Mutanosib asosiy mexanizm ishining siklogrammasi mushtli mexanizmlarni loyihalash uchun boshlang‘ich ma’lumotlar sifatida xizmat qiladi.

8.8-rasmدا ilgari tanilgan harakatlanuvchi o‘tkir uchli turtkichga ega, o‘tkir uchli turtkichga ega shayinli va likopsimon turtkichga ega mushtli mexanizmlar keltirilgan.



8.8-rasm. Turtkichlar turlari.

a) o‘tkir uchli; b) shayinli; d) likopsimon (tekis).

O‘tkir uchli turtkichlar berilgan harakatlar qonunini aniqroq uzatadi, lekin eskirish darajasi yuqori bo‘ladi. Shuning uchun aksariyat holda ular rolikli turtkichlar bilan almashtiriladi. Likopsimon turtkichlar bosim burchagining nolli qiymatini ta’minlaydi, ya’ni kuch yo‘nalishlari va turtkich siljishi ustma-ust tushadi, lekin mazkur holda musht profili qavariq bo‘lishi kerak.

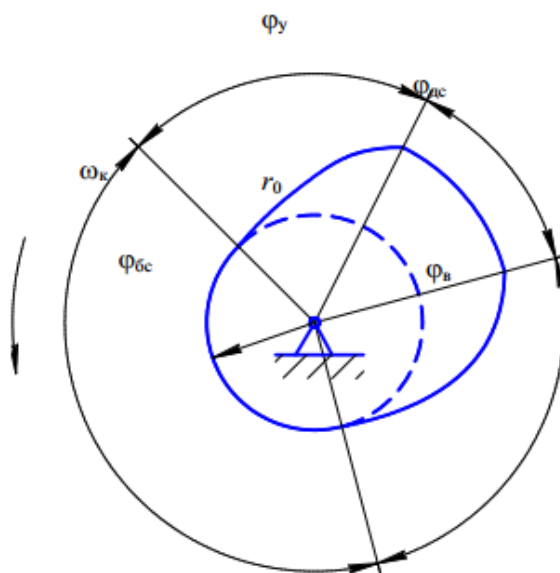
Kulachokli mexanizmni loyihalash uchun boshlang‘ich ma’lumotlar: turtkichning maksimal siljishi.

Kulachok profilining fazaviy burchaklari (8.9-rasm): φ_u – chiqarib tashlash burchagi; φ_{ds} – uzoq turish burchagi; φ_v – qaytish burchagi; φ_{bs} – yaqin turish burchagi.

Xususiy hollarda uzoq yoki yaqin turish burchaklari nolga teng bo‘lishi mumkin. Chiqarib tashlash, uzoq turish va qaytish burchaklari birgalikda musht profilining ishchi burchagini tashkil qiladi: $\varphi_u + \varphi_{ds} + \varphi_v = \varphi_r$.

Turtkichning harakat qonuni. Agar texnologiyaviy operatsiyalar uchun turtkichning harakat qonuni prinsipial bo‘lmasa, u holda chiqarib tashlash va qaytish fazasida qattiq va yumshoq zarblarsiz qonunlarni tanlash talab qilinadi, bunda turtkich tezlanishi va uning analogi ravon almashadi. Trigonometrik funksiyalar yoki uchdan ortiq egri darajalar eng yaxshi qonunlar sanaladi. Misol tariqasida turtkichning ayrim harakat qonunlari 8.1-jadvalda keltirilgan.

O‘tkir uchli yoki rolikli turtkichlar uchun mushtning minimal radiusini r_0 aniqlashda mexanizmning qadalib qolmaslik shartiga asoslaniladi, bu bosim burchagi tushunchasi bilan bog‘liq.



8.9-rasm. Kulachokning asosiy parametrlari.

Bosim burchagi – bu kesishish nuqtasida musht profili normali bilan turtkichning mutlaq tezligi o‘rtasidagi burchak, agar ishqalanish kuchlari tomonidan istisno qilinsa. Bosim burchagi muayyan darajaga yetgach (ilgarilanma harakat qilayotgan turtkich uchun $\sim 30^\circ$) turtkichning to‘sin tayanchida qadalib qolish yuz beradi. mejudu bosim burchagi va mushtning minimal radius o‘rtasidagi bog‘lanish formula bilan ifodalanadi:

$$\operatorname{tg} \vartheta = (dS/d\varphi \pm e)/(\sqrt{r_0^2 - e^2} + S(\varphi)),$$

bu yerda, $dS/d\varphi$ – turtkichning joriy analog tezligi; e – ekscentrisitet (turtkich to‘sinining musht aylanish o‘qiga ustma-ust tushmasligi); $S(\varphi)$ – turtkichning joriy siljishi.

Formuladan ko‘rinib turibdiki, bosim burchagi va mushtning minimal radiusi o‘rtasida teskari bog‘lanish mavjud.

Tekis yoki likopsimon turtkichlar uchun egrilik radiusi doim 0 dan katta bo‘lishi zarur, ya’ni musht profili qavariq bo‘lishi kerak. Agar mushtning radiusi ixtiyoriy holat uchun $r_0 > -[S(\varphi) + d^2S/d\varphi^2]$. shartni qoniqtirsa, musht qavariq profilga ega bo‘ladi.

Kulachokni profillash teskari harakatlar usulida amalga oshiriladi, ya’ni butun mexanizm aylanishi kerak – ω_k . Bu bilan biz turtkichni musht atrofida aylanishga majburlab, bir vaqtning o‘zida uni berilgan harakatlar qonuniga muvofiq o‘zgartiramiz. Shu tariqa hosil qilingan musht profili *nazariy* deb ataladi. U o‘tkir uchli turtkichlarda ishchi profil hisoblanadi. Agar turtkich rolikli bo‘lsa, u holda nazariy profil rolik markazlari ketma-ketligidan iborat bo‘ladi. Rolikka urinma (ekvidistant) mushtning ishchi profili bo‘ladi. Likopsimon turtkichda nazariy profil bo‘yicha hosil qilingan likopga urinma mushtning ishchi profili bo‘ladi.

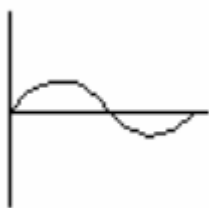
Turtkichning harakatlar qonuni (to‘g‘ri siljish)

8.1-jadval

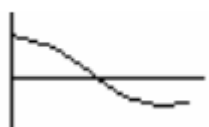
$$W(t), \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$$

A tip

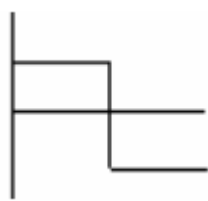
B tip



$$S_{\Sigma} = S_0 + S_{\max} \left[\frac{\varphi}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\varphi_y} \right] \quad \Psi_{\Sigma} = \Psi_0 + \Psi_{\max} \left[\frac{\varphi}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\varphi_y} \right]$$

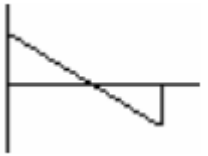


$$S_{\Sigma} = S_0 + \frac{S_{\max}}{2} \left[1 - \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_y} \right] \quad \Psi_{\Sigma} = \Psi_0 + \frac{\Psi_{\max}}{2} \left[1 - \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_y} \right]$$



$$S_{\Sigma} = S_0 + 2S_{\max} \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^2; 0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_y}{2} \quad \Psi_{\Sigma} = \Psi_0 + 2\Psi_{\max} \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^2; 0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_y}{2}$$

$$S_{\Sigma} = S_0 + S_{\max} - 2S_{\max} \left(\frac{\varphi_y - \varphi}{\varphi_y} \right)^2; \frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi \leq \varphi_y \quad \Psi_{\Sigma} = \Psi_0 + \Psi_{\max} - 2\Psi_{\max} \left(\frac{\varphi_y - \varphi}{\varphi_y} \right)^2; \frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi \leq \varphi_y$$



$$S_{\Sigma} = S_0 + S_{\max} \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^3 \right] \quad \Psi_{\Sigma} = \Psi_0 + \Psi_{\max} \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^3 \right]$$



$$S_{\Sigma} = S_0 + \frac{S_{\max}}{\varphi_y} \varphi \quad \Psi_{\Sigma} = \Psi_0 + \frac{\Psi_{\max}}{\varphi_y} \varphi$$

Mavzu bo'yicha testlar: mushtli mexanizmlar

1. Kulachokli mexanizmlar nima uchun qo'llaniladi?

- a) richagli mexanizmlardan mustahkamroq;
- b) ko'proq kuchlanish uzatadi;
- d) katta qo'zg'aluvchanlikka ega.

2. O'tkir uchli turtkichlarga nima uchun rolik qo'yiladi?

- a) turtkich yuklamasini kamaytirish uchun;
- b) sirpanish ishqalanishini tebranish ishqalanishiga almashtirish uchun;
- d) mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasini oshirish uchun.

3. Likopsimon turtkichlar qanday maqsadda qo'llaniladi?

- a) mexanizm o'lchamlarini kamaytirish uchun;
- b) nolga teng bosim burchagi olish uchun;
- d) rolikli turtkichlarga nisbatan ko'proq kuchlanish uzatish uchun.

4. O'tkir uchli turtkichga ega mushtning minimal radiusi qanday mezon bo'yicha aniqlanadi?

- a) profil qavariqligi bo'yicha;
- b) bosim burchagining mumkin bo'lgan qiymati bo'yicha;
- d) mushtning fazaviy burchaklari o'zgarishi bo'yicha.

5. Likopsimon turtkichli mushtning minimal radiusi qanday mezon bo'yicha aniqlanadi?

- a) profil qavariqligi ta'minlanganligi bo'yicha;
- b) bosim burchagi cheklanganligi bo'yicha;
- d) maksimal mustahkamlik ta'minlanganligi bo'yicha.

6. Rolikli turtkichga ega nazariy musht profili nima?

- a) mushtning ishchi chizmasi;
- b) rolik markazining harakat trayektoriyasi;
- d) tasavvurdagi egri musht.

7. Rolikli turtkichga ega ishchi musht profili nima?

- a) nazariy profilga ekvidistant;
- b) rolika markazining harakatlanish trayektoriyasi;
- d) o'tkir uchli turtkichning harakat qonuniga mos profil.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учеб. для ВУЗов. 4-э изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988, 640 с.
2. Артоболевский И. П., Эделштейн В. В. Сборник задач по теории механизмов и машин. - М.: Наука, 1973, 256 с.
3. Грибкова Т.С., Орестова А.В. Методические указания для выполнения контрольной работы по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов заочной формы обучения. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов. Графоаналитический метод. –Санкт-Петербург, 2009.
4. Горов Э.А. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин. Учеб. пособие для студентов ВУЗов / Э.А. Горов, С.А. Гайдай, С.В. Лушников. – М: Машиностроение, 1990, 160 с.
5. Вульфсон И.И. Теория механизмов и машин. Теория колебаний. Основные термины и обозначения. – СПб.: СПГУТД, 1996, 19 с.
6. Кинематическое исследование плоских шарнирных механизмов. Метод. указания к курсовому проекту и самостоятельной работе / А. В. Орестова.– Л.: ЛИТЛП им Кирова, 1988, 29 с.
7. Кичаев Е.К., Кичаев П.Е., Довнар Л.А. Теория механизмов и машин. Учеб. пособ. –Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2013, 183 с.
8. Механика машин. Учеб. пособие для ВУЗов / И. И. Вульфсон и др. – М.: Высшая школа, 1996, 511 с.
9. Фролов К. Ф., Попов С. А. и др. Теория механизмов и машин. –М.: Высш. шк., 2001.
10. Эляш Н. Н., Гурев Е. С. Теория механизмов машин и детали машин. Учеб. пособие. –Свердловск: Свердл. инж. - пед. ин-т. 1990, ч. 1, 96 с.
11. Эляш Н. Н., Гурев Е. С. Теория механизмов машин и детали машин. Учеб. пособие. –Свердловск: Свердл. инж. - пед. ин-т, 1991, ч. 2. 80 с.
12. Юдин В.А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М.: Высшая школа, 1977, 528 с.

Ilovalar

1-ilova

Hisoblash-grafik ishlarni rasmiylashtirish qoidalari

Tushuntirish xati. Tushuntirish xati – tadqiq qilinayotgan mexanizmning tavsifi keltirilgan hujjat bo‘lib, uni ishlab chiqishda qo‘llanilgan tadqiqot usullari va texnik yechimlar, hisoblashning barcha turlari, sxemalar, jadvallar, izoh hisoblashlar va qabul qilingan qarorlar asoslab beriladi.

Nazorat ishining tushuntirish xati quyidagilardan tarkib topishi lozim:

1. Titul varag‘i.
2. Nazorat ishi topshirig‘i.
3. Kirish.
4. Mundarija.
5. Mexanizmning strukturaviy tahlili.
6. Mexanizmning kinematik tahlili:
 - 6.1. bo‘g‘inlar nuqtalarining tezligi va bo‘g‘inlarning burchak tezliklarini aniqlash;
 - 6.2. bo‘g‘inlar nuqtalarining tezlanishlari va bo‘g‘inlarning burchak tezlanishlarini aniqlash.
7. Mexanizmni kuchga hisoblash.
8. Jukovskiy N.E. richagi yordamida muvozanatlovchi kuchni hisoblash.

Tushuntirish xatini rasmiylashtirishga umumiy talablar.

Hisoblash-grafik ishlarining matnli hujjatlari GOST 2.301-68 bo‘yicha taxlangan bo‘lishi kerak. Titul varag‘i A4 formatli qog‘ozga GOST 2.301-68 bo‘yicha yoziladi va quyida keltirilgan namunaga mutanosib bo‘lishi kerak. Yozuv matni Microsoft Word matn muharririda yoziladi. Tushuntirish xatining shrifti – Times New Roman, shrift o‘lchami 14, satrlar oralig‘i bir yarim interval. Tenglash – eniga bo‘yicha. Sahifa orientatsiyasi - kitobiy.

Varaqlar asosiy yozuv kiritilgan shtapmli va ramkali bo‘lishi kerak.

Matn ramka ichiga yozilib, uning barcha tomonidan quyidagicha bo‘sh joy qoldiriladi: chapdan – 20 mm, o‘ngdan – 5 mm, yuqoridan – 5 mm, pastdan – 5 mm. Tushuntirish xatining varaqlaridagi asosiy yozuv GOST 2.104-68. va GOST 2.105-95 bo‘yicha yoziladi. Hisoblash-grafik

ishlarini tushuntirish xatining birinchi varag'i asosiy yozuvi hamda keyingi betlarga yoziladigan asosiy yozuv namunasi quyida keltirilgan.

Barcha bo'limlarning sarlavhasi alohida qatorga bosh harflar bilan yoziladi. Barcha bo'limlar, bandlar, punktlar raqamlanadi va GOST 2.105-75 talablariga muvofiq quyidagicha rasmiylashtiriladi, masalan: 1.3.4.6 – bu yerda 1 – bo'lim raqami, 3 – kichik bo'lim, 4 – punkt, 6 – kichik punkt. “Kirish”, “Topshiriq”, “Mundarija” bo'limlari raqamlanmaydi.

Yangi bo'limni yangi sahifadan boshlash zarur. Bo'limlar oxirida hisoblash natijalari, jadvallar, analitik va grafik hisoblash natijasida olingan kattaliklar keltiriladi.

“Mundarija” bo'limida barcha bo'limlar va kichik bo'limlar yozilib, qaysi betga joylashganligi ko'rsatiladi.

Formulalarni rasmiylashtirish qoidalar.

1. Matn bo'yicha havolalar mavjud formulalargina raqamlanadi. Formula raqami qavsga olinib, o'ng chetga tenglashtiriladi.

2. Hisoblash formulalari avval belgi ko'rinishida yozilib, so'ngra ularga fizik kattaliklarning raqamli qiymatlari qo'yiladi, nihoyat, yakuniy javob o'lchov birligi bilan birga keltiriladi.

Grafik yasashlarni rasmiylashtirish qoidalar.

1. Barcha rasmlar va grafiklar GOST 7.32-2001 bo'yicha sarlavhalangan va raqamlangan bo'lishi kerak.

2. Grafik yasashlar GOST 2.105-95 va GOST 2.106-96 ga muvofiq qalamda bajariladi.

3. Har bir varaqqa GOST 2.104-68 bo'yicha asosiy yozuv kiritiladi (2-ilova).

4. Barcha yasashlar mutanosib yozuv va masshtabli ko'effitsiyent bilan ta'minlanishi zarur.

5. Yasashning masshtabli ko'effitsiyentlari shunday tanlanishi kerakki, varaq yuzasi maksimal darajada to'ldirilsin.

6. Mexanizmning kinematik sxemasi:

6.1. Hisoblash uchun mexanizmning kinematik sxemasi asosiy chiziqlarda chizilib, masshtabi ko'rsatiladi.

6.2. Kinematik juftliklar lotin alifbosining bosh harflari bilan belgilanadi, bo'g'inlarning massa markazlari «S» harfi bilan yozilib, indeksga tegishli bo'g'in raqami kiritiladi.

6.3. Hisoblash uchun mexanizm bo'g'inlari raqami va hisoblash asosida olingan burchak tezlik hamda tezlanishlarining yo'nalishlari ko'rsatiladi.

7. Tezlik va tezlanishlar rejalari:

7.1. Mexanizm nuqtalarining tezlik (tezlanishlar) vektorlari oxirini mexanizmning rejasidagi harflarga muvofiq lotin alifbosidagi kichik harflar bilan belgilash talab qilinadi;

7.2. Mutlaq va nisbiy tezlik (tezlanishlar) yo'nalishlari strelka bilan ko'rsatiladi.

8. Kuch rejalari:

8.1. Assur guruhlar masshtabda bajariladi.

8.2. Kuch vektorlarini haqiqiy yo'nalishda tasvirlash zarur.

8.3. Har bir vektorga tegishli belgilash kiritiladi.

8.4. Kuch rejalari masshtabda yasalishi zarur.

Titul varag'i

O'zR QvaSXV

OTM

Fakultet

«Amaliy mexanika» kafedrası

“Mashina va mexanizmlar nazariyasi” kursi bo'yicha

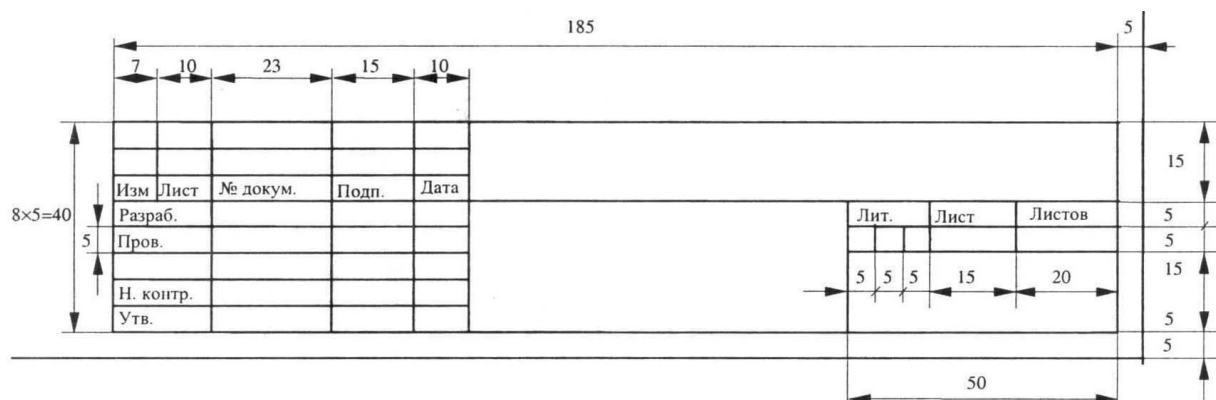
Nazorat ishi

Tushuntirish xati *MMN 01-01.00.00 PZ*

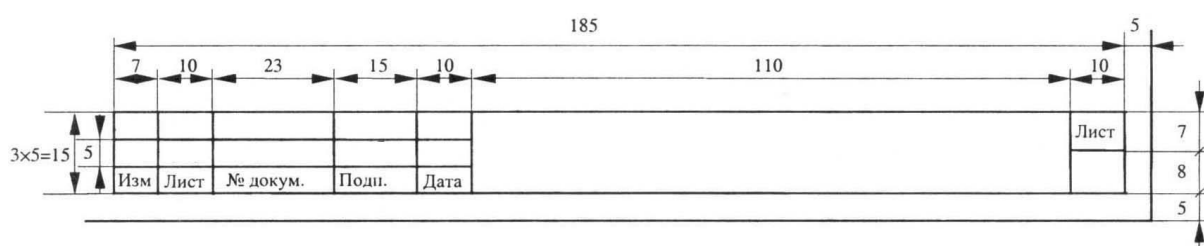
Bajardi:

Tekshirdi:

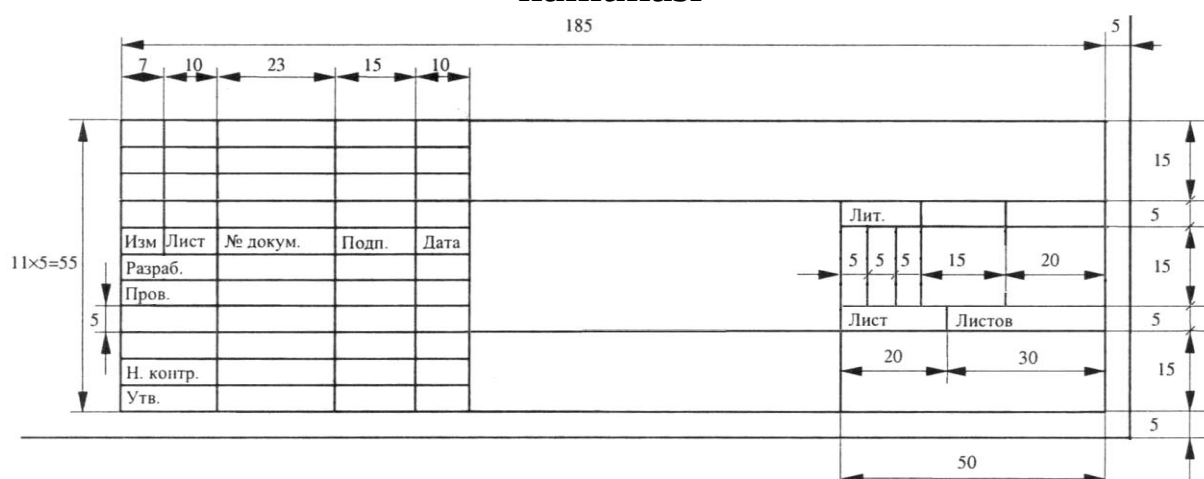
Nazorat ishida matnli hujjatning birinchi sahifasiga asosiy yozuvni kiritish namunasi



Nazorat ishida matnli hujjatning keyingi sahifalariga asosiy yozuvni kiritish namunasi



Nazorat ishining chizma hujjatiga asosiy yozuvlarni kiritish namunasi



MUNDARIJA

Kirish.....	3
1. Mexanizmlar sintezi va tuzilishi bo'yicha tasniflar, shuningdek, masalalar to'plami hamda ularni yechish namunalari.....	5
2. Tekis va fazoviy richagli mexanizmlarning strukturaviy tahliliga doir masalalar, ularni hisoblash usullari va yechish bo'yicha namunalari.....	37
3. Assur guruhi mavjud mexanizmlarning kinematik tahlili va masalalar to'plami.....	56
4. Krivoship-polzunli mexanizm tahliliga doir masalalar va ularni yechish namunalari.....	87
5. Evolventali va planetar mexanizmlarning kinematik tahlili va masalalar to'plami	100
6. Kulachok profili tuzilishiga doir masalalar va ularni yechish namunalari	111
7. Tekis mexanizmlar strukturaviy tahlili va richagli mexanizmlarning kinematik tahlili bo'yicha testlar.....	117
7.1 Mavzu bo'yicha testlar: tekis mexanizmlarning strukturaviy tahlili.....	117
7.2. Mavzu bo'yicha testlar: richagli mexanizmlarning kinematik tahlili	122
8. Kulachokli mexanizmlar va evolventali silindr tishli g'ildiraklar, rotorlarni muvozanatlash, mashinalar titrash himoyasi, bo'g'inlarning inersiya momenti mavzulariga doir hisoblash usullari va testlar.....	126
8.1. Mexanizm va bo'g'inlarning inersiya momentini hisoblash usullari va testlar.....	126
8.2. Mashinalar titrash himoyasi tushunchasi va testlar....	131
8.3. Rotorlarni muvozanatlashni hisoblash usullari va testlar.....	133
8.4. Evolventali silindr tishli g'ildiraklar geometriyasini hisoblash usullari va testlar	138
8.5. Kulachokli mexanizmlarni hisoblash usullari va testlar.....	146
Foydalanilgan adabiyotlar	151
Ilovalar	152

[illegible]

A.N.ABDULLAYEV, F.M.MATMURODOV

**MASHINA VA MEXANIZMLAR
NAZARIYASI MASALALARI
YECHISH NAMUNALARI
VA TO‘PLAMI**

Toshkent – «Fan va texnologiya» – 2017

Muharrir:	M.Hayitova
Tex. muharrir:	F.Teshaboyev
Musavvir:	D.Azizov
Musahhiha:	N.Hasanova
Kompyuterda sahifalovchi:	Sh.Mirqosimova

**E-mail: tipografiyacnt@mail.ru Tel: 245-57-63, 245-61-61.
Nashr.lits. AIN^o149, 14.08.09. Bosishga ruxsat etildi: 07.08.2017.
Bichimi 60x84 ¹/₁₆. «Times Uz» garniturasini. Ofset usulida bosildi.
Shartli bosma tabog‘i 9,75. Nashr bosma tabog‘i 10,0.
Tiraji 500. Buyurtma №126.**

**«Fan va texnologiyalar Markazining bosmaxonasi» da chop etildi.
100066, Toshkent shahri, Olmazor ko‘chasi, 171-uy.**

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

A.N.ABDULLAYEV, F.M.MATMURODOV

**MASHINA VA MEXANIZMLAR
NAZARIYASI MASALALARI YECHISH
NAMUNALARI
VA TO‘PLAMI**

O‘quv qo‘llanma

TOSHKENT – 2017



Texnika fanlari nomzodi Abdullayev Abduhakim Nigmatovich 1967-yilda Toshkent shahrida tug'ilgan. U Toshkent Irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash muhandislari institutini 1992-yilda tugatgan.

1992–2001-yillar Respublika Fanlar Akademiyasi Mexanika va inshootlar mustahkamligi institutida muhandis bo'lib ishlash barobarida, aspiranturada o'qigan. 2002–2013-yillar Yashnobod temir yo'l kollejida o'qituvchi bo'lib ishlagan. 2005-yil nomzodlik dissertatsiyasini himoya qilgan. 2014-yildan hozirgacha ToshDAU "Umumtexnika - mexanika" kafedrasida dotsenti.

A.N. Abdullayev tomonidan 33 ta ilmiy ish e'lon qilingan, shulardan 2 tasi ixtiro, 1 tasi monografiya, 2 tasi o'quv qo'llanma.



Matmurodov Farhod Matqurbonovich 1963-yilda Shovot tumanida tug'ilgan. Toshkent Politehnika institutini 1985-yilda tugatib, muhandis-mexanik ixtisosligini olgan va 1995-yilda Jahon iqtisodiyoti va diplomatiya universitetining "Ishbilarmon menejment" mutaxassisligi bo'yicha magistraturani bitkazib, magistr darajasiga ega bo'lgan.

2003-yilda texnika fanlari nomzodi ilmiy darajasini va 2006-yilda "Menejment" kafedrasida bo'yicha dotsent ilmiy unvonini olishga musharraf bo'lgan.

Texnika mavzusida 200 ta ilmiy ish e'lon qilgan, shulardan 3 tasi o'quv qo'llanma, 15 tasi monografiya.



ISBN 978-9943-11-550-7

