

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

**ISLOM KARIMOV NOMIDAGI TOSHKENT DAVLAT
TEXNIKA UNIVERSITETI**

АМАЛИЙ МЕХАНИКА

(МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ)

fanidan ma'ruzalar matni



Toshkent – 2018

Tuzuvchi: Baratov N.B. «Амалий механика» fanidan ma'ruzalar matni - Toshkent, ToshDTU, 2018.- 104 b.

Ushbu ma'ruzalar matni ToshDTU ning mutaxassisligi mexanik bo'lmagan talabalari (bakalavrlar) uchun o'quv rejasi asosida

«Амалий механика» kursi bo'yicha foydalanish uchun tuzilgan. Ma'ruzalar matnida «Амалий механика» kursida o'qitiladigan “*Materiallar qarshiligi*”, “*Mexanizm va mashinalar nazariyasi*” va “*Mashina detallari*” fanlari bo'yicha talabalar bilishi lozim bo'lgan eng asosiy ma'lumotlar keltirilgan.

Ma'ruzalar matnini yozishda muallif o'zining ko'p yillik faoliyatida ortirgan tajribalariga, xamda kafedraning yetakchi professor-o'qituvchilarining tajribalari va chop ettirilgan ma'ruza matnlaridan foydalangan holda yozishga harakat qildi.

Ushbu ma'ruzalar matni talabalarning darslik va o'quv qo'llanmalardan foydalanishlarida yo'llanma bo'lib xizmat qiladi.

*Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti
ilmiy-uslubiy kengash qarori asosida nashr etildi*

Taqrizchilar:

TKTI “OOSMJ-MA” kafedrası mudiri, dotsent A.N.Shernaev,

Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti “Materiallar qarshiligi va mashina detallari” kafedrası katta o'qituvchisi Axmedjanov Yu. A.

Halqaro SI tizimida mexanik miqdorlar va ularning o'lchov birliklari

Mexanik miqdorning nomi	Harfiy belgisi	O'lchov birligi
Uzunlik	l	m
Massa	m	kg
Kuch	F	N (Nyuton)($kg.m/s^2$)
Og'irlik	G	N (Nyuton)($kg.m/s^2$)
Vaqt	t	s
Tekislikdagi burchak	φ	rad
Burchak tezligi	ω	s^{-1}
Burchak tezlanish	ε	s^{-2}
Tezlik	v	m/s
Tezlanish	a	m/s^2
Kuch momenti	M	Nm ($kg.m/s^2$)
Kuch impulsi	S	$N s$ ($kg.m/s$)
Harakat miqdori	Q	$N s$ ($kg.m/s$)
Harakat miqdori momenti	K	$kg.sm^2/s$
Kinetik energiya	T	J (joul) ($kg.m^2/s^2$)
Quvvat	N	Vt (vat) ($kg.m^2/s^3$)
Jism momenti inersiyasi	I	$kg m^2$

MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI

1-MA'RUZA

Kirish.

MMN fanining qisqacha tarixi. Asosiy tushunchalar va belgilar

Ma'ruza rejasi:

1. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining umumiy holatlari
2. Mashinaning blok-sxemasi
3. Mashina turlari
4. Mexanizmlarning tuzilishi
5. Kinematik juftlar tasnifi

Zamonaviy talablarga javob beradigan mexanizm va mashinalar yaratish vaqt talabidir. Uni hal qilishni fundamental va amaliy fanlarning yutuqlarisiz bajarib bo'lmaydi. Mashina va mexanizmlar talabalar uchun matematika bilan mexanika orasidagi ko'prik vazifasini o'taydi. Bu fanda matematika fanining oxirgi yutuqlariga asoslanib kinematika, dinamika va mexanizmlar sintezi muammolarini EHM yordamida hal qilinadi.

Shunday qilib, «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani mashina va mexanizmlar harakatini nazariy tomondan talqin qilib beradi.

Insoniyat o'zining rivojlanish ibtidosidan boshlab oddiy mexanizmlar yarata boshlagan. Masalan, Leonardo da Vinchi (1452-1519) birinchi bo'lib to'qimachilik dastgohlarini, bosmaxona va yog'ochni qayta ishlovchi mexanizmlarni yaratdi.

Italiyalik shifokor va matematik D.Kardon (1501-1576) tegirmon va soat mexanizmlarini yaratdi.

Fransuz olimlari G.Amonton (1663-1705) va Sh.Kulon (1736-1806) jahonda birinchi bo'lib ishqalanish kuchini aniqlash yo'llarini ko'rsatdilar.

Umumiy mexanika bilan bir qatorda uning ajralmas qismi bo'lgan mexanizm va mashinalar nazariyasi ham rivojlana boshladi. U asosan XIX asr boshlarida «Amaliy mexanika» nomi bilan, so'ngra esa alohida fan tariqasida mexanizmlarni tuzilishini, kinematikasini va dinamik masalalarini tahlil qila boshladi. Faqat XIX asr o'rtalarida, asosan P.L.Chebishev (1821-1879) tomonidan mexanizmlarni loyihalash

(sintez) masalalari rivojlana boshladi. Mexanizmlar sintezi masalasida asosan tishli g'ildiraklar profillarini aniqlash metodi T.Olivye (1793-1858) tomonidan yaratildi.

Ingliz olimi R.Villis (1800-1875) tekislikdagi o'zaro ilashishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklarning asosiy teoremasini, planetar mexanizmlar uchun analitik hisoblar uslublarini ko'rsatib berdi.

Nemis olimi F.Relo (1829-1905) mexanizmlar tuzilishi, sintezning grafik uslublarini yaratib berdi.

Rus olimi L.V.Assur (1878-1920) ko'p bo'g'inli tishli mexanizmlarni tuzilish qonuniyatlarini yaratdi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fan sifatida rivojlanishiga akademik I.I.Artobolevskiy (1905-1977) katta hissa qo'shdi.

O'zbekiston Respublikasida «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining rivojiga akademiklar M.T.O'rozboyev, X.X.Usmonxodjayev va ularning ko'p sonli shogirdlari katta hissa qo'shdilar. Masalan, professorlar G'.Sh.Zokirov, Sh.U.Raxmatkariyev, K.A..Karimov, A.D.Djurayev, Sh.P.Alimuxamedov, R.I.Karimov va boshqalar.

Bu ishlar ichida paxtachilik kompleksiga kiruvchi mashinalar nazariyasi va birinchi navbatda paxta terish mashinalari ishchi apparatining yaratilishi tahsinga loyiqdir.

Toshkent davlat texnika universitetida qilingan ishlardan asosiy-laridan biri yangi zamonaviy texnika va texnologiyalarga asoslangan darsliklar yaratishdan iboratdir. Bu darsliklarda zamonaviy mexanizmlar va ularni hisoblashda EHM dan foydalanish uchun dasturlar keltirilgan.

Mazkur o'quv qo'llanma va darsliklarda mexanizm va mashinalarning umumiy nazariyalari keltirilgan. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani quyidagi asosiy boblardan tashkil topgandir:

- *mexanizmlarning tuzilish tahlili;*
- *mexanizmlarning kinematik tahlili;*
- *mexanizmlarning dinamik tahlili;*
- *kulachokli mexanizmlar;*
- *tishli mexanizmlar;*
- *mexanizmlar sintezi;*
- *avtomatik mashinalar nazariyasi.*

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani o'ziga xos fan bo'lib, u mexanizmlar va mashinalarning tuzilishini, kinematikasini, dinamikasini hamda yangi mexanizmlarni yaratish usullarini (sintezini) o'rganadi.

Mexanizm deb bir yoki bir necha jismlar harakatini boshqa jismlarning maqsadga muvofiq harakatiga o'zgartiruvchi jismlar tizimiga aytiladi.

Mexanizmlar asosan quyidagi ko'rinishlarga ega:

- yurituvchi va o'zgartiruvchi mexanizmlar;
- o'tkazuvchi va uzatuvchi mexanizmlar;
- ish bajaruvchi mexanizmlar;
- ishlashi kerak bo'lgan obyektlarni tashish, saralash, ishlovga keltirish mexanizmlari;
- tayyor mahsulotni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari.

Yurituvchi yoki o'zgartiruvchi mexanizmlar har xil ko'rinishdagi energiyani mexanik ishga aylantiradi. O'zgartiruvchi mexanizmlar esa mexanik ishni boshqa bir ko'rinishdagi energiyaga aylantirib beradi. Yurituvchi mexanizmlarga ichki yonish dvigatellari kiradi. O'zgartiruvchi mexanizmlarga nasoslar, generatorlar, kompressorlar kiradi.

O'tkazuvchi mexanizmlarga dvigatel harakatini ish bajaruvchi yohud texnologik mashinalarga o'tkazish vazifasi yuklatiladi. Ular asosan dvigatellarning aylanish o'qi tezligini ishlovchi mexanizmlar aylanish o'qlari tezligiga moslab beradi.

Ish bajaruvchi mexanizmlar zimmasiga asosan ishlov berilishi kerak bo'lgan obyektga bevosita ta'sir etib, uning rasmini, holatini, xususiyat va tarkibini o'zgartirish yuklatiladi.

Boshqaruvchi, tekshiruvchi va ta'minlovchi mexanizmlar zimmasiga ishlanishi kerak bo'lgan obyektlarning rasmini taqqos qilish yuklatiladi.

Ta'minlovchi, siljituvchi, saralovchi mexanizmlar vazifasiga ishchi mashinalarni xomashyo bilan ta'minlash, ularni bir joydan, ikkinchi joyga ko'chirish, xomashyolarning o'lchamlariga qarab saralash va h.k lar kiradi.

Tayyor mahsulotlarni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari zimmasiga donalab tayyorlangan mahsulotlarni hisoblash, o'rash va vaznini o'lchash kabi mas'uliyatli ishlar yuklatiladi.

Mashinalar mexanikasi ikki bo'limdan tarkib topgan bo'lib, birinchisi «Mexanizmlar nazariyasi», ikkinchisi «Mashinalar nazariyasi» deb yuritiladi.

Mexanizmlar nazariyasida – zamonaviy mashina asboblarining mexanizmlari, ularning umumiy nazariyasi, kinematikasi va dinamikasi o'rganiladi.

Mashinalar nazariyasida – mashinani tashkil etgan mexanizmlar o‘rganiladi, mashinalarning tuzilishi va mexanizmlar orqali mashinalar yaratish qonun va qoidalari ko‘rib chiqiladi.

Mashinalar mexanikasini o‘rganish avvalo mexanizmlar nazariyasini, so‘ngra esa mashinalar nazariyasini o‘rganishdan boshlanadi.

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanining asosiy tushunchalari va belgilari

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanini o‘rganish uning muammolarini hal qilishni ta’kidlaydi. Bu fanning muammolarini ikki xil guruhga bo‘lish mumkin:

Birinchi guruh muammolar mexanizmlarning tuzilishini, kinematik va dinamik xususiyatini tekshirishga, ya’ni mexanizmlar tahliliga bag‘ishlangan;

Ikkinchi guruh muammolari esa mexanizmlarning berilgan tuzilishiga, kinematik va dinamik xususiyatlariga ega bo‘lgan hamda talab qilingan qonun bo‘yicha harakat qiluvchi mexanizmlar yaratishga, ya’ni mexanizmlar sinteziga bag‘ishlangan.

Mexanizmlar – qism, bo‘g‘in va kinematik juftlardan tashkil topgandir. Mexanizmlarning asosini detallar tashkil etadi.

Detal deb yig‘uv uslublarisiz ishlab chiqilgan mashina yoki mexanizmning qismiga aytiladi.

Bo‘g‘in – bir yoki bir nechta detallarning mustahkam birikmasidir.

Detallarga misol qilib bolt, gayka, porshen, shatun va h.k.larni keltirish mumkin.

Bo‘g‘inlarga esa porshen, shatun, rama va h.k. larni keltirish mumkin.

Bo‘g‘inlar, jumladan, detallar ham mexanizm yoki mashinalarda tutgan o‘rinlariga qarab qo‘zg‘almas yoki qo‘zg‘aluvchan bo‘lishi mumkin. Masalan, shatunni olib qaraylik. Bu bo‘g‘in bir necha detallarning mustahkam birikmasidan iboratdir. Bu detallarning hammasi birikib, birikma holatida harakat qiladi va qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inni tashkil etadi.

Mashina va mexanizmlardagi hamma qo‘zg‘almas detallar birgalikda qo‘zg‘almas bo‘g‘inni tashkil etadi. Masalan, dvigatel tanasi, mashinaning ramasi va h.k.

Shunday qilib, mashinalar qo'zg'aluvchan va qo'zg'almas bo'g'inlardan iboratdir. Mashina tarkibidagi qo'zg'aluvchan bo'g'inlar qo'zg'almas bo'g'inlar bilan o'zaro birikadi.

Ikki bo'g'inning o'zaro nisbiy harakatchan holatda birikishi *kinematik juft deyiladi*. Bu holatda ikkita qo'zg'aluvchan bo'g'in o'zaro birikishi ham mumkin.

Kinematik juft hosil qiluvchi juftlar o'zaro birikish nuqtalari, chiziqlari yoki sirtlari *kinematik juftlarning elementlari deyiladi*.

Kinematik juft orqali birikkan bo'g'inlar yig'indisi *kinematik zanjir deyiladi*. Masalan, ichki yonish dvigatellarida tirsakli val shatun bilan, shatun esa porshen bilan kinematik juftlar orqali birikadi.

Demak, har bir mexanizm asosini kinematik zanjirlar tashkil etadi. Lekin, hamma kinematik zanjirlar ham mexanizm bo'la olmaydi, chunki mexanizm ma'lum bir qonuniyatga binoan harakatlanishi kerak va biror-bir maqsadga mo'ljallangan bo'lishi kerak.

Shunday qilib, *maqsadga muvofiq ravishda harakat qiladigan kinematik zanjirlargina mexanizm bo'la oladi*.

Tayanch so'z va iboralar

1. Mashina -- insonning aqliy va jismoniy mehnatini yengillashtirish, ish umumdorligini oshirish uchun foydali mexanik ish qiladigan qurilmadir.

2. Mexanizm -- mashinaning asosiy qismi bo'lib, u qismlari - maqsadga muvofiq nisbiy harakat qiluvchi jismlar tizimidir.

3. Bo'g'in - bitta detal yoki bir qancha detallarning birk qattiq birikmasidir.

4. Kinematik juft -- bu kontaktda bo'lgan ikki bo'g'inning harakatchan bog'lanishidir.

Nazorat savollari

1. MMN nuqtai nazaridan mashina va mexanizmlar nima?
2. Energetik, transport, texnologik va kibernetik mashinalari qanday ish bajaradi?
3. Mashinadagi uzatuvchi, ijrochi va yordamchi mexanizmlar qanday funksiyalarni bajaradi?
4. Mexanizmlar qanday bo'g'inlardan tashkil topishi mumkin?
5. Kinematik juft va bo'g'in nima?
6. Kinematik juftlarning qaysi belgi bo'yicha tasniflanadi?

2-MA'RUZA

Kinematik juftlar, zanjirlar. Assur guruhlari

Ma'ruza rejası:

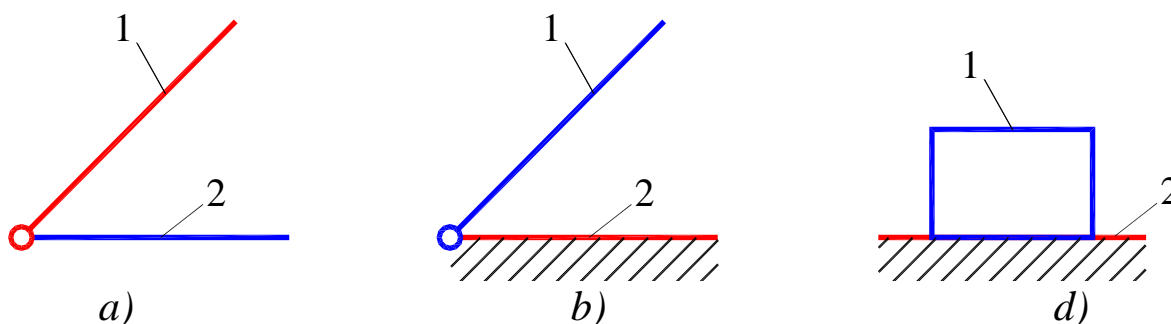
1. Mexanizmning tarkibi
2. Fanda o'rganiladigan mexanizmlar sxemalari
3. Kinematik juftlar
4. Assur guruhlari

Ma'lumki, ikkita bo'g'inning o'zaro harakatchan holatda birikishiga *kinematik juft deyiladi*.

Bu kinematik juftlar xilma-xildir. Ularning tabiatiga qarab kinematik juftlar haqida hukm yuritilishi mumkin. Kinematik juftlar ustida eng birinchi ilmiy ishlardan bittasi nemis olimi Frans Reloga mansubdir. U kinematik juftlarni XVII asr boshlarida ularning birikish elementlariga qarab ikki sinfga bo'ladi:

- quyi kinematik juftlar;
- oliy kinematik juftlar.

Quyi kinematik juftlar birikish elementlari sirt yoki tekisliklardan iborat bo'lgan bo'g'inlar birikmasidir. Quyi kinematik juftlar quyidagicha (1-rasm) tasvirlanadi:

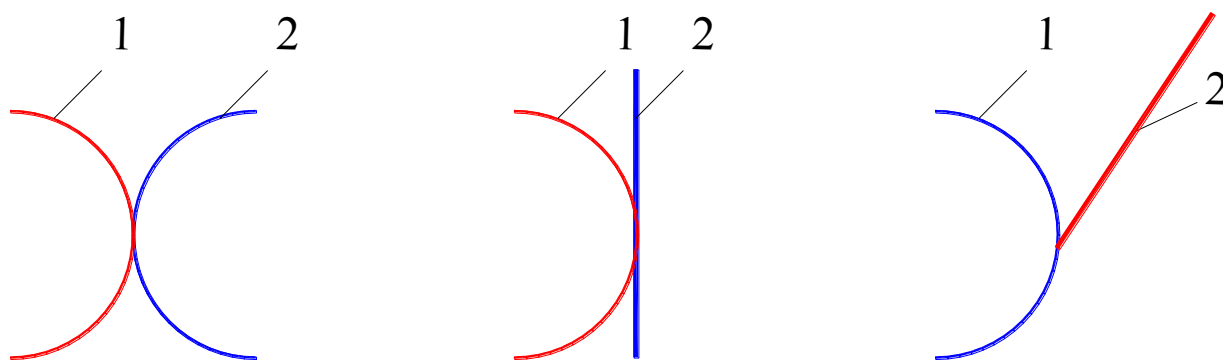


1-rasm.

a), b) aylanma harakatlanuvchi kinematik juft; d) ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft.

Oliy kinematik juftlar birikish elementlari nuqta yoki chiziqlardan iborat bo'lgan juftlardir. Oliy kinematik juftlar quyidagicha ifodalanadi (2-rasm):

Yuqorida keltirilgan kinematik juftlar ularni hosil qilgan bo‘g‘inlarning birikish elementi rasmiga bog‘liq bo‘lib, mazkur bo‘g‘inlarning nisbiy harakatlarini e‘tiborga olmaydi. Lekin kinematik juftlar mashina yoki mexanizm tarkibini asosini tashkil etar ekan, ular har doim o‘zaro nisbiy harakatda bo‘ladilar. Shuning uchun ularning nisbiy harakatlariga qarab sinflarga ajratish e‘tiborga molikdir. Bunday tasnif akademik I.I.Artobolevskiyga mansub bo‘lib, uning ta‘biri bo‘yicha kinematik juftlarning sinflari ularning nisbiy harakatlariga qo‘yilgan cheklanishlar soniga tengdir. Cheklanishlar soni kinematik juftlarni tashkil etgan bo‘g‘inlarning elementlariga qarab turlicha bo‘ladi.



2-rasm.

Kinematik juftlarda mavjud bo‘ladigan cheklanishlarni ko‘rib chiqamiz. 3-rasmda qattiq jismning fazodagi holati tasvirlangan. Ma‘lumki M jism fazoda oltita erkinlik darajasiga ega, ya‘ni uning fazodagi harakatlar soni oltiga teng. Bu harakatlar x, y, z fazoviy koordinatalar atrofida aylanma va bu o‘qlar bo‘ylab ilgarilanma harakatlardan iboratdir (3-rasm). Umumiy harakatlar soni oltiga teng bo‘lganligi uchun moddiy jism M ning erkinlik darajasi oltiga teng deb qabul qilinadi.

Lekin mexanizm va mashinalar tarkibida moddiy jism emas, kinematik juftlar mavjuddir. Har bir kinematik juft o‘ziga xos ikkita moddiy jism, ya‘ni bo‘g‘inlarning birkishidan tarkib topgan.

Demak, kinematik juftlarda qandaydir erkinliklar sun‘iy ravishda yo‘q qilingan yoki cheklangan.

Shunday qilib, kinematik juftning erkinlik darajasi quyidagicha aniqlanadi 3-rasm.

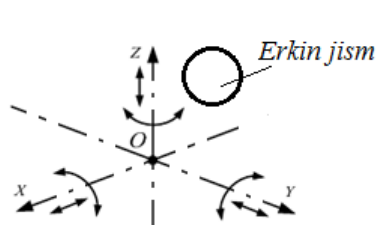
$$H = 6 - S,$$

bu yerda, H – kinematik juft erkinlik darajasi; 6 – moddiy nuqta fazodagi erkinlik darajasi; S – kinematik juft harakatiga qo‘yiladigan cheklanishlar soni.

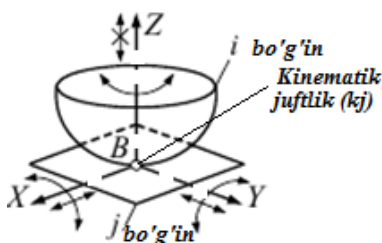
Kinematik juftlar sinfi ularning nisbiy harakatiga qo‘yilgan cheklanishlar soni S ning qiymatiga tengdir.

Yuqoridagi formuladan $S = 6 - H$,

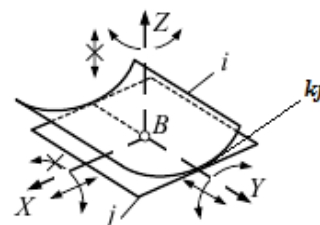
bu yerda, $1 < S < 5$, bo‘lganligi sababli, kinematik juftlarning sinflari ham 1 dan to 5 gacha bo‘ladi. Demak, I -sinfga mansub bo‘lgan kinematik juft 5 ta nisbiy harakat qiladi. V sinfga mansub bo‘lgan kinematik juft esa 1 ta nisbiy harakat qila oladi.



3-rasm.



4-rasm.



5-rasm.

4-rasmda A sharning B tekislikdagi harakati ko‘rsatilgan. Ma’lumki, A shar B tekisligida x , y o‘qi bo‘ylab ilgarilanma harakat qila oladi, z o‘qi bo‘ylab ilgarilanma harakat mavjud emas, chunki bu o‘q bo‘ylab harakat kinematik juftning buzilishiga olib keladi. Bu holda cheklanishlar soni quyidagicha bo‘ladi:

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$

Demak, 4-rasmda ko‘rsatilgan kinematik juft I sinfga mansub ekan. 5-rasmda B tekislikda harakat qilayotgan A silindr ko‘rsatilgan. Ma’lumki, A silindir B tekislik ustida va Ox o‘qi atrofida aylanma harakat hamda Ox o‘qi bo‘ylab ilgarilanma harakat qilishi mumkin.

Demak, bu kinematik juftning umumiy harakatlar soni 4 ga teng bo‘lganligi uchun II sinfga mansubdir, ya’ni

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$

6-rasmda A va B bo‘g‘inlar sirtlar orqali birlashgan holat ko‘rsatilgan.

A bo'g'in B bo'g'in atrofida va B bo'g'in A bo'g'in atrofida faqat 3 ta aylanma harakat qilishi mumkin ekanligi 6-rasmadan ko'rinib turibdi. Demak, bu kinematik juft *III* sinfga mansub ekan, ya'ni:

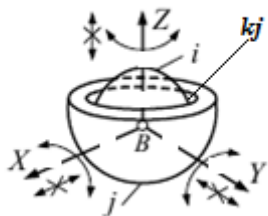
$$S = 6 - H = 6 - 3 = 3.$$

7-rasm *a)* da A silindr B silindr ichida joylashgan bo'lib, B silindr A silindr ichidagi Ox o'qi bo'ylab ilgariylanma va aylanma harakat qilishi mumkin. Bu yerda nisbiy harakatlar soni ikkiga teng. Shunday qilib, 7-rasm, *a)* dagi bog'lanma *IV* sinfga mansubdir.

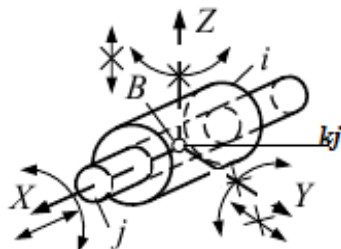
$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$

7-rasm *b)* da *V* sinfga mansub bo'lgan kinematik juft ko'rsatilgan bo'lib, bu juftda nisbiy harakatlar soni birga teng.

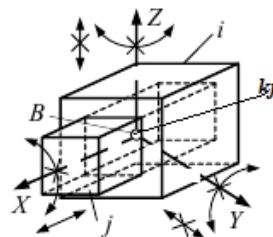
$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$



a)
6 -rasm.

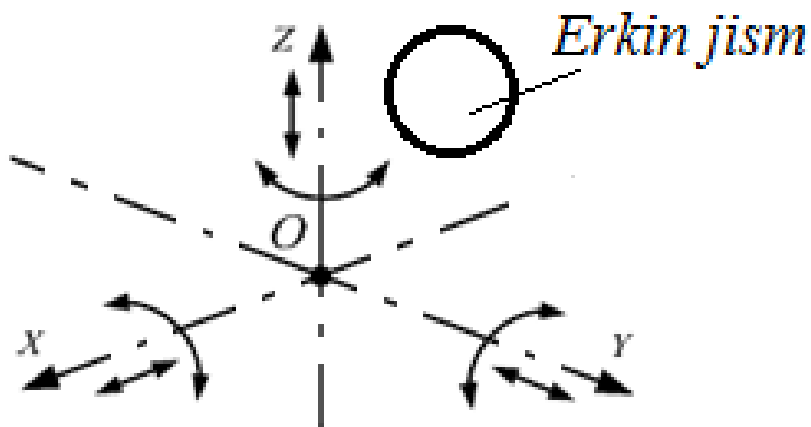


b)
7-rasm.



1-jadvalda kinematik juftlarning nomlari, sinflari, cheklanishlar soni, qo'zg'aluvchanlik soni va shartli tasvirlari keltirilgan.

Kinematik juftlarning shartli belgilari 1-jadvalda klttirilgan




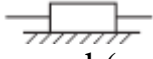

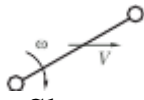

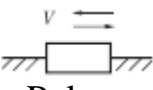


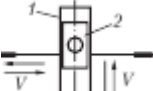

Kinematik juftliklar

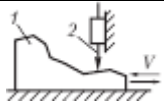


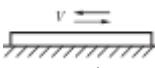
Uch o'lchamli fazoda erkin jismning harakati

Simfi	Boglanishlar soni	Qozgaluv- chanligi	Fazoviy sxemasi	Juftlik tash- kil etilish ko‘rinishi	Shartli belgilani- shi
“Shar-tekiskik” kinematik juftligi					
1	1	5		<i>Nuqta,</i> oliy	
“Silindr-tekislik” kinematik juftligi					
2	2	4		<i>Chziq,</i> oliy	
“Sferik” kinematik juftlik					
3	3	3		<i>Sirt,</i> quyi	
“Tekiskik” kinematik juftligi					
3	3	3		<i>Yuza,</i> quyi	

“Sferik barmoqli” kinematik juftlik					
4	4	2		Sirt, quyi	
	“Silindrik” kinematik juftlik				
4	4	2		Sirt, quyi	
	“Ilgarilanma” kinematik juftlik				
5	5	1		Sirt, quyi	
	“Aylanma ” kinematik juftlik				
5	5	1		Sirt, quyi	
	“Vintli ” kinematik juftlik				
5	5	1		Sirt, quyi	

Mexanizm bo'g'inlarining asosiy turlari

Shartli belgisi	Harakati	Izoh: Hususiyatlari
 Tayanch(asos)	yo'q	
 Tayanch(asos)	yo'q	
 Krivoship	Aylanma	To'liq aylanish
 Shatun	Murakkab	Tayanch bilan bog'langan juftliklar yo'q
 Koromislo	Tebranma	To'liq emas, qaytma-aylanma harakat
 Polzun	Qaytma-ilgarilanma harakat	Yo'naltiruvchisi qo'zg'almas
 Kulisa -1, Kamen (Tosh)-2	Qaytma-tebranma harakat	Yo'naltiruvchisi qo'zg'aluvchan
 Kulisa -1, Kamen (Tosh)-2	Murakkab	Yo'naltiruvchisi qo'zg'aluvchan
 Kulisa -1, Kamen (Tosh)-2	Murakkab	Yo'naltiruvchisi qo'zg'aluvchan
 Kulachok -1, tolkatel (Turtkich)-2	Qaytma-tebranma harakat	Kulachokning profile (shakli) yetaklanuvch bo'g'in (turtkich) ning harakat qonuniyatini belgilaydi

 <p>Kulachok -1, tolkatel (Turtkich)-2</p>	<p>Qaytma- ilgarilanma hara- kat</p>	<p>Kulachokning profile (shakli) yetaklanuvch bo'g'in (turtkich) ning harakat qonuniyatini belgilaydi</p>
 <p>Tishli g'ildirak</p>	<p>Qaytma- te- branma harakat</p>	<p>Tishli kontur</p>
 <p>Friksion (Ilashuvchi) g'ildirak</p>	<p>Qaytma- te- branma harakat</p>	
 <p>Reyka</p>	<p>Qaytma- ilgarilanma hara- kat</p>	<p>Tishli konturga ega bo'lishi mumkin</p>

Mexanizmlarni sinflarga ajratish

Mashinasozlikda qo'llaniladigan mexanizmlar asosan ikki xil bo'ladi, ya'ni fazoviy mexanizmlar va tekis mexanizmlar. Umuman hamma mexanizmlar fazoda harakat qilganligi uchun fazoviy mexanizmlar deb hisoblanadi. Ammo mexanizmlarni tekshirish va loyihalash ishlarini osonlashtirish uchun ba'zilarini tekis mexanizmlarga yoki tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlar sinfiga kiritiladi.

Mexanizm tarkibidagi barcha bo'g'inlar bir tekislikda yoki o'zaro parallel bo'lgan tekisliklarda harakat qilsa bunday mexanizmlar tekislikda harakat qiluvchi yoki tekis mexanizmlar deb ataladi.

Mexanizmlar o'zlarining tuzilishiga qarab ham sinflarga ajratiladi:

- sharnir - richagli mexanizmlar;
- tishli mexanizmlar;
- kulachokli mexanizmlar.

3-MA'RUZA

Tekis va fazoviy mexanizmlar strukturaviy analizi.

Mexanizmlar klassifikatsiyasi

Ma'ruza rejasi:

1. Chebishev formulasi
2. Assur-Artobolevskiy uslubida mexanizmlarni sinflarga ajratish
3. Mexanizmlarning strukturaviy klassifikatsiyasi

Mexanizmlar kinematik juftlardan tashkil topganligi munosabati bilan mexanizmlarning erkinlik darajasini hisoblash maqsadga muvofiqdir.

Fazoda n ta bo'g'inga ega bo'lgan va p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 kinematik juftlardan iborat mexanizm ishlayapti deb faraz qilsak, u holda uning fazodagi erkinlik darajasi quyidagicha bo'ladi:

$$W = 6n - S \quad (1)$$

bu yerda, n – qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni, S – barcha kinematik juftlarning mexanizm harakatiga qilgan cheklanishlari soni.

Modomiki, mexanizm tarkibida p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 kinematik juftlar mavjud ekan, u holda

$$S = p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5 \quad (2)$$

bo'ladi va (1) formula quyidagicha yoziladi.

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

Yuqorida keltirilgan (3) formula fazoviy mexanizmlarning erkinlik darajasini aniqlovchi *Somov – Malishev formulasi deyiladi.*

Agar mexanizm tekislikda harakatlansa, ya'ni tekis mexanizm bo'lsa, u holda tekislikdagi bo'g'inning erkin harakatlari soni uchtaga teng ekanligini e'tiborga olsak, quyidagini hosil qilamiz:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4. \quad (4)$$

Yuqorida keltirilgan (4) formula tekis mexanizmlar uchun Chebishev formulasi deyiladi.

Mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida sinflarga ajratish

Hozirgi texnika fanlarida, jumladan «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida mexanizmlarni sinflarga ajratish Assur-Artobolevskiy uslubida olib boriladi. Bu usulga binoan mexanizm sinfi ularning yetaklanuvchi qismiga bogʻliqdir.

1914 yilda Petrogradlik professor L.V.Assur mexanizmlar tuzilishini yetaklovchi boʻgʻinga (boʻgʻinlarga) oʻziga xos kinematik zanjirlarni ketma-ket va parallel ulash orqali tuzilganligini tushuntirib beradi. Bunday zanjirlarni *Assur guruhlarini deyiladi* va ularning erkinlik darajasi $W = 0$ boʻladi. Demak, Assur guruhlarini uchun

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (5)$$

Assur tarkibida faqat V sinf p_5 mavjud boʻlgan guruhlarini koʻrib chiqadi. U holda (5) quyidagicha yoziladi:

$$3n - 2p_5 = 0$$

yoki

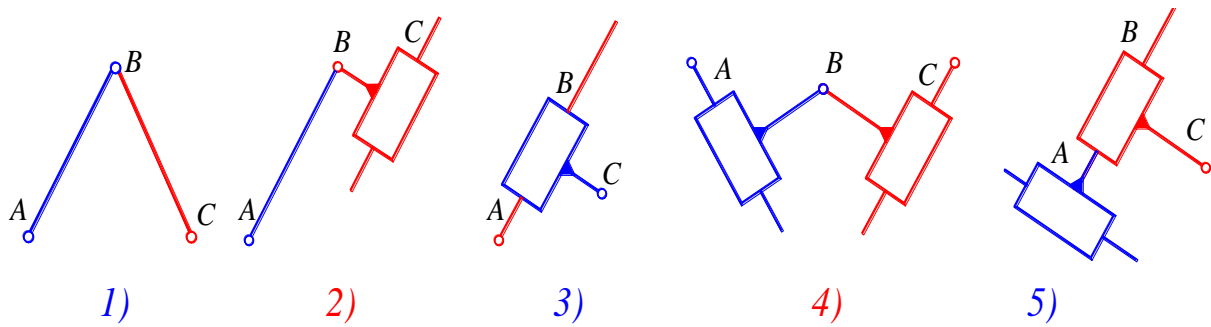
$$n = \frac{2}{3} p_5$$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, Assur guruhlarida boʻgʻinlar soni juft boʻlishi kerak. Ikkita boʻgʻindan va uchta V sinf kinematik juftlardan tashkil topgan, yaʼni $n = 2$, $p_5 = 3$ boʻlgan Assur guruhi *II* sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi deb qabul qilingan.

II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi oʻz navbatida besh koʻrinishga egadir. 8-rasmda *II* sinf ikkinchi tartibli Assur guruhlarining besh xil koʻrinishlari tasvirlangan.

Agar boʻgʻinlar soni $n = 4$ boʻlsa, u holda $p_5 = 6$ boʻladi, bunday guruhlarini *III* sinf uchinchi koʻrinishli Assur guruhi deyiladi. 9-rasmda *III* sinf uchinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.

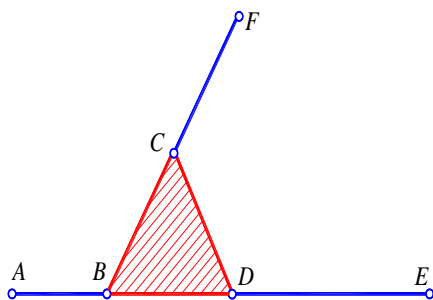
Agar $n = 6$ boʻlsa, u holda $p_5 = 9$ boʻladi, bunday guruh *IV* sinf Assur guruhi boʻladi. 10-rasmada *IV* sinf toʻrtinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.



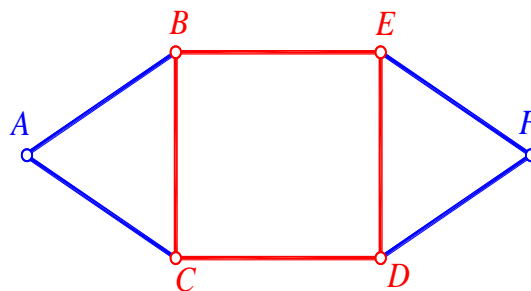
8-rasm.

- 1) II sinf 2-tartibli 1-ko 'rinishli Assur guruhi;
- 2) II sinf 2-tartibli 2-ko 'rinishli Assur guruhi;
- 3) II sinf 2-tartibli 3-ko 'rinishli Assur guruhi;
- 4) II sinf 2-tartibli 4-ko 'rinishli Assur guruhi;
- 5) II sinf 2-tartibli 5-ko 'rinishli Assur guruhi;

Shunday qilib, mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida sinflarga ajratish quyidagicha olib boriladi:



9-rasm.



10-rasm.

– berilgan mexanizmning tasviri chiziladi va unda yetaklovchi bo'g'inlar ko'rsatiladi;

– mexanizmning erkinlik darajasi w aniqlanadi;

– mexanizm tasviridan Assur guruhleri ajratib olinadi, eng avvalo II sinf Assur guruhleri ajratiladi. Mabodo II sinf Assur guruhlarini ajratish imkoniyati bo'lmasa, u holda III sinf yoki IV sinf Assur guruhleri ajratiladi. Bu yerda mexanizm tasviridan Assur guruhlarini ajratganda uning erkinlik darajasi o'zgarmasligi kerak va yetaklovchi bo'g'in (bo'g'inlar) qolguncha ajratishni davom ettirish kerak;

– mexanizmning tuzilish formulasi yoziladi. Tuzilish formulasini yozishda yetaklovchi bo‘g‘inni birinchi sinf mexanizmi deb qaraladi va u bilan ulangan Assur guruhlarining birikish tartibi e‘tiborga olingan holda yoziladi, ya’ni

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow III_{4,5,6}$$

deb yozilgan tuzilish formulasi quyidagicha o‘qiladi:

Bir bo‘g‘indan iborat bo‘lgan I sinf mexanizmiga bo‘g‘inlari 2, 3 bo‘lgan II sinf Assur guruhi va unga bo‘g‘inlari ketma-ket 4, 5, 6 bo‘lgan III sinf Assur guruhlar ulangan.

– mexanizmning sinfi aniqlanadi. Bunda mexanizmning tuzilish formulasidagi Assur guruhlarining eng yuqori sinfi mexanizmning sinfini beradi.

Izoh: agar mexanizm tasvirida oliy kinematik juft mavjud bo‘lsa, u holda ularni quyi kinematik juft bilan almashtirish kerak.

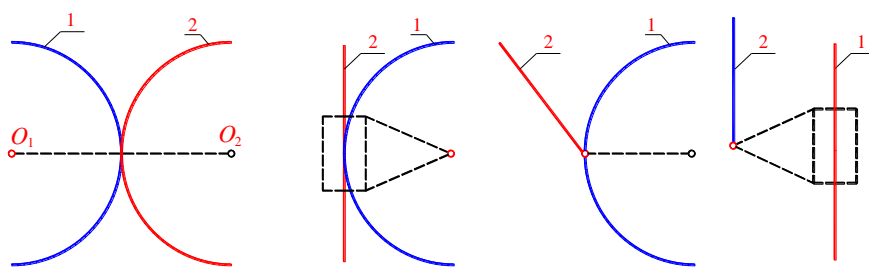
Oliy kinematik juftlarni quyi kinematik juft orqali almashtirilishi 11-chizmada ko‘rsatilgan.

Assur-Artobolevskiy uslubida mexanizmlarni sinflarga ajratish quyidagi shartlar bajarilgan holdagina olib boriladi:

1. Mexanizm tarkibida faqat quyi kinematik juftlarga mavjud bo‘lishi kerak. Agar mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo‘lsa, ularni yuqorida ko‘rsatilgan usul bilan quyi kinematik juftlarga almashtirish kerak.

2. Mexanizmning erkinlik darajasi uning yetaklovchi bo‘g‘inlar soniga teng bo‘lishi kerak. Agarda mexanizmning erkinlik darajasi uning yetaklovchi bo‘g‘ini soniga teng bo‘lmasa, u holda mexanizm tarkibida passiv bo‘g‘inlar mavjud bo‘ladi va bu bo‘g‘inlarni vaqtincha e‘tiborga olmaslik kerak.

3. Mexanizmning yetaklovchi bo‘g‘ini qo‘zg‘almas bo‘g‘in bilan quyi kinematik juftni tashkil etishi kerak. Lekin ba’zan hayotda mexanizmning yetaklovchi bo‘g‘ini qo‘zg‘almas bo‘g‘in bilan kinematik juftga kirmaydigan mexanizmlar ham uchraydi. Bu holda bunday mexanizmlar uchun harakatni aylantirish usulidan foydalanib, almashtirilgan mexanizm hosil qilamiz. Buning uchun mexanizmga qo‘zg‘almas bo‘g‘in bilan kinematik juftga kiruvchi bo‘g‘in harakatiga teng va qarama-qarshi tomonga qarab yo‘nalgan harakat bilan ta’sir etamiz va hosil bo‘lgan almashtirilgan mexanizm uchun shartli ravishda yetaklovchi bo‘g‘ini qo‘zg‘almas bo‘g‘in bilan kinematik juftga kiradi deb faraz qilinadi.



11-rasm.

1-misol. 12-rasm, a) da ko'rsatilgan mexanizmning sinfi aniqlansin.

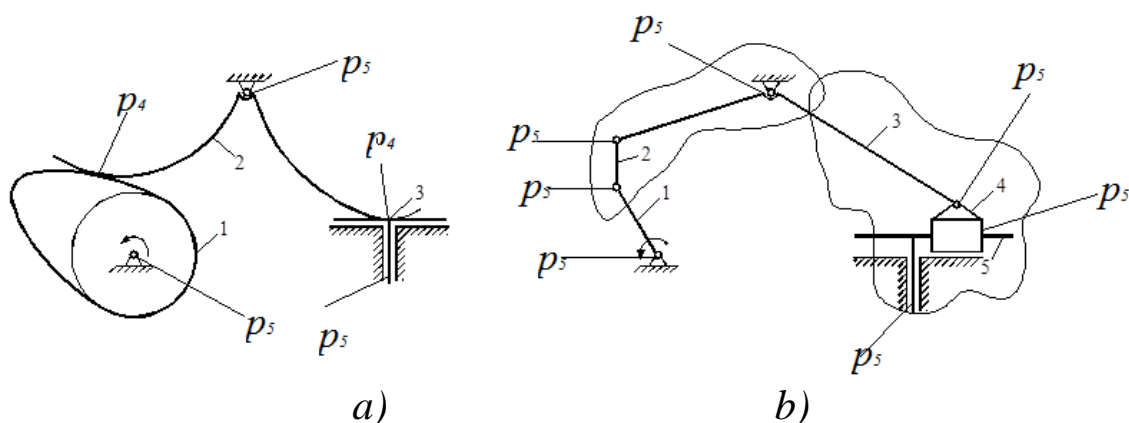
Mexanizmning sinfini aniqlash uchun avvalo uning yetaklanuvchi qismiga e'tibor beramiz. Mexanizm yetaklanuvchi qismini tashkil etuvchi Assur guruhlarining mexanizm yetaklovchi qismidan ajratib olamiz, ularning eng yuqori sinfi berilgan mexanizmning sinfini beradi.

Berilgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Lekin mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo'lganligi uchun ularni 11-rasmga binoan quyi kinematik juftlar bilan almashtiramiz va hosil bo'lgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$



12-rasm.

a) berilgan mexanizm; b) almashtirilgan mexanizm.

Almashtirilgan mexanizm tarkibi (12-rasm, b) dan Assur guruhlarini ajratamiz. Assur guruhlarini ajratishni mexanizmga ulangan eng oxirgisidan boshlaymiz. Eng avvalo, 4 va 5 bo'g'inlardan tashkil topgan

II sinfga taalluqli Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning erkinlik darajasini $W = 1$ ekanligini ko‘rish murakkab emas. So‘ngra 2 va 3 bo‘g‘indan iborat bo‘lgan *II* sinf Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning, ya‘ni yetaklovchi 1 va qo‘zg‘almas bo‘g‘inlaridan iborat bo‘lgan mexanizmning erkinlik darajasi $W = 1$ bo‘ladi. U holda mexanizmning tuzilish formulasi quyidagicha yoziladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow III_{4,5,6}$$

Bundan ko‘rinadiki, mexanizmga ulangan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi ikkiga teng.

Demak, yuqorida ko‘rsatilgan mexanizm *II* sinfga taalluqli ekan.

2-misol. 13-rasmda ko‘rsatilgan *v*-simon ichki yonuv dvigatelida qo‘llaniladigan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi va tuzilish tartibi ko‘rsatilsin.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

$n = 5$ – qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inlar soni; $p_5 = 7$ – *v* sinf quyi kinematik juftlar soni; $p_4 = 0$ – *IV* sinf oliy kinematik juftlar soni.

13-rasmda ko‘rsatilgan mexanizm ikkita *II* sinf Assur guruhlarini o‘zaro qo‘shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo‘ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow II_{4,5}$$

Demak, berilgan mexanizm *II* sinfga taalluqlidir.

3-misol. 14-rasmda ko‘rsatilgan kulisali mexanizmning sinfi aniqlansin.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

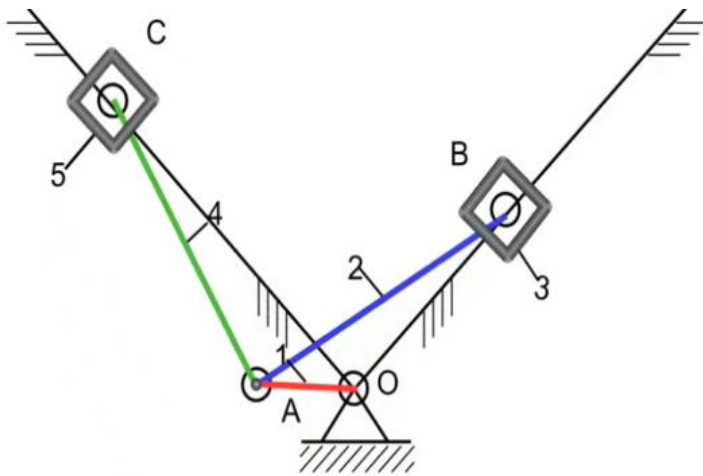
$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

$n = 3$ – qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inlar soni; $p_5 = 4$ – *v* sinf quyi kinematik juftlar soni; $p_4 = 0$ – *IV* sinf oliy kinematik juftlar soni.

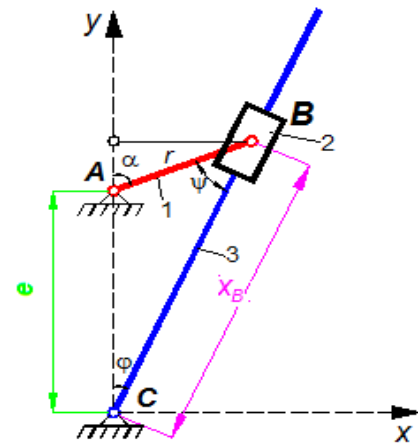
14-rasmda ko‘rsatilgan mexanizm bitta *II* sinf Assur guruhini yetaklovchi bo‘g‘inga qo‘shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo‘ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

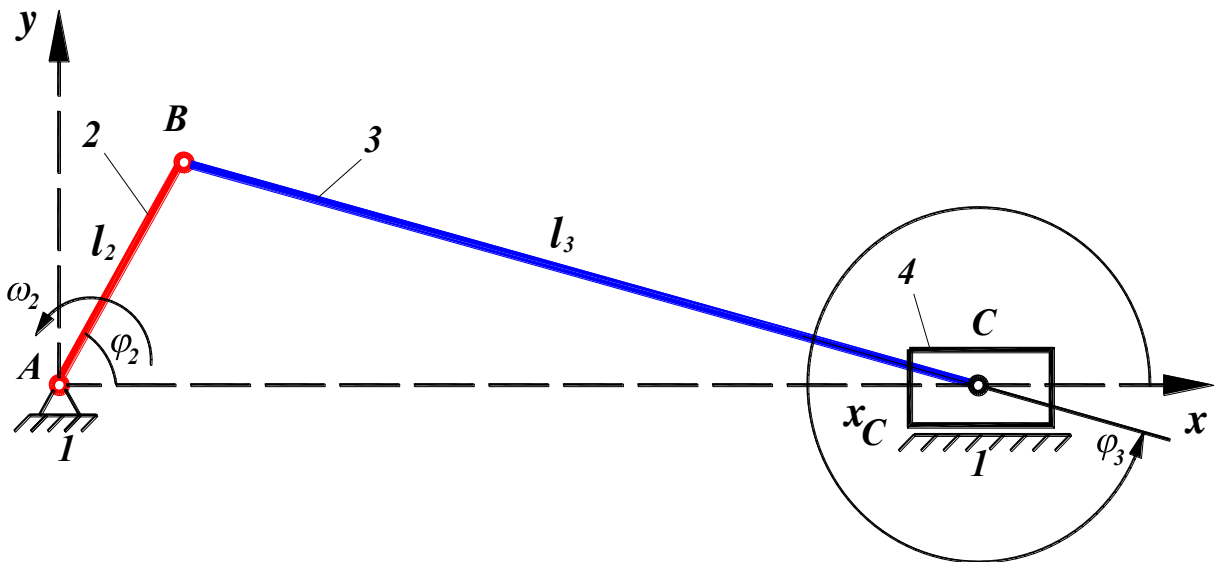


13-rasm.



14-rasm.

4-misol. 15-rasmda ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi aniqlansin.



15-rasm.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

$n = 3$ – qoʻzgʻaluvchi boʻgʻinlar soni; $p_5 = 4$ – V sinf quyi kinematik juftlar soni; $p_4 = 0$ – IV sinf oliy kinematik juftlar soni.

15-rasmda koʻrsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi boʻgʻinga qoʻshish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha boʻladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

Tayanch soʻz va iboralar:

- Mexanizmning erkinlik darajasi -- bu hamma boʻgʻinlar holatini muayyan aniqlaydigan mustaqil koordinatalar sonidir.
- Mexanizmning erkinlik darajasi uning kirish boʻgʻinlari sonlarining yigʻindisiga teng.
- Mexanizmning erkinlik darajasi uning hamma boʻgʻinlarining holatlarini aniqlash uchun zarur boʻlgan mustaqil koordinatalar soniga teng.
- Mahalliy harakatchanlik -- mexanizmning ishlashiga taʼsir koʻrsatmaydigan boʻgʻinning mustaqil harakatchanligidir.
- Qaytariluvchi bogʻlanish yoki ortiqcha boʻgʻin – harakat printsiplarini buzmaganda mexanizmdan olib tashlanishi mumkin boʻlgan boʻgʻindir.

Nazorat savollari

1. Mexanizm qanday boʻgʻinlardan tashkil topgan?
2. MMN kursida qanday mexanizmlar oʻrganiladi?
3. Mexanizmning erkinlik darajasi nima?
4. Malishev va Chebishev struktura formulalari nima bilan farq qiladi?
5. Mexanizmning erkinlik darajasi nimaga mos keladi?
6. Robot mexanizmlarni boshqa mashinaning mexanizmlaridan nima bilan farq qiladi?

4-MA'RUZA

Mexanizmlarning kinematik tahlili. Mexanizm holati. grafik usulda mexanizmlarni kinematik tekshirish

Ma'ruza rejasi:

1. Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasini o'rganish maqsad va vazifalari
2. Mexanizm bo'g'inlari holatlarini va ularga tegishli nuqtalar trayektoriyalarini qurish
3. Sterjenli mexanizmlarda tezlik va tezlanishlarning turlari va ularni aniqlash usullari
4. Krivoship-polzunli mexanizm tezliklar plani
5. Mexanizmdagi uzatish nisbatlarini hisoblash
6. Krivoship-polzunli mexanizm tezlanishlar plani

Mexanizmlarning kinematik tahlili quyidagi masalalarni hal qiladi:

1). Mexanizmning holatlari aniqlanadi. Bu yerda mexanizm yetaklovchi bo'g'inlarining turli holatlariga mos keluvchi yetaklanuvchi bo'g'inning holatlari aniqlanadi. Bunday masalalar asosan ekskavatorlar, yuk ko'targich mashinalar, randalovchi dastgohning ishchi a'zosining holatlari, uchuvchi mashinalar g'ildiragining holatlarini aniqlashda uchraydi. Masalan, yer tekislovchi mashina qirquvchi a'zosining gorizontol holatda harakat qilishi yoki to'siqlar ichida harakat qiladigan ekskavator cho'michining harakat chizig'ini bilish maqsadga muvofiq masalalardir.

2). Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarning tezliklarini aniqlash. Bu masalada mexanizmning yetaklovchi bo'g'inining tezliklariga mos ravishda uning yetaklanuvchi qismining va nuqtalarining tezliklari aniqlanadi. Mexanizm bo'g'inlari tezliklarning nisbatini bilish nihoyatda katta ahamiyatga egadir. Tezliklar nisbatini bilish mexanizmning ishlash tezligini va biror ishni qanday tezlikda bajarish qobiliyatini bilishga yordam beradi. Bu masala yuritmalarda reduktor va dvigatellarni tanlashda yordam beradi.

3). Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash. Bu masala inersiya kuchlarini aniqlash bilan bevosita bog'liqdir. Demak, mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash ularning

ishlash qobiliyatini, chidamliligini, mustahkamligini va dinamik ko'rsatkichlarini bilishga olib keladi.

«Mashina va mexanizmlar nazariyasi» fanida mexanizmlar kinematikasini aniqlashda quyidagi 3 xil uslub ishlatiladi:

– **Hisobiy uslub.** Bu uslub juda ham aniq uslub bo'lib, ilmiy tekshirish ishlarida qo'llaniladi. Bu uslubda EHM dan foydalanish imkoniyati bor.

– **Grafik uslub.** Bu uslub juda katta noaniqliklar bilan bajariladi. Lekin bu usul yaqqol bo'lganligi uchun talabalarga loyihalash ishlarida undan keng foydalanish tavsiya etiladi.

– **Chizig'iy-hisobiy uslub.** Bu uslub, hisoblash va chizig'iy usullarini o'zida mujassamlashtirgan bo'lib, aniqligi va yaqqolligi yetarli bo'lib, talabga javob beradi. Bu usuldan foydalanib, «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida tezliklar va tezlanishlar rejalari quriladi.

Mexanizm kinematikasining bu uslubi o'zining yaqqolligi bilan ajralib turishi yuqorida aytilgan edi. Haqiqatan mexanizmning biror bo'g'inining buralish burchagi, burchak tezligi va tezlanishlari yoki biror nuqtaning siljishi, tezligi va tezlanish grafigi orqali ko'rsatilgan bo'lsa, u holda bu mexanizmning bir sikl ichidagi kinematikasini qanday o'zgarishini oddiy ko'z bilan ko'rish mumkin.

Agar qayd etilgan grafikning birortasi berilib, qolganlari berilmagan bo'lsa, bunday holatda mexanikaning asosiy qonun-qoidalariga asoslanib qolganlarini topish mumkin, ya'ni agar nuqtaning siljishi $s = s(t)$ ma'lum bo'lsa, u holda nuqtaning tezligi

$$v = \frac{ds}{dt}, \text{ tezlanishi esa } a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \text{ bo'ladi.}$$

Demak, siljish grafigi s berilgan bo'lsa, uni bir marotaba differensiallab tezlik v , ikki marotaba differensiallab tezlanish a grafigini olish mumkin.

Agar ilgari harakat qilayotgan bo'g'inning nuqtasi tekshirilyotgan bo'lsa, bu nuqta uchun siljish, chiziqli tezlik va tezlanishlar grafigi chiziladi.

Agar aylanma harakat qilayotgan bo'g'inning nuqtasi tekshirilayotgan bo'lsa, bu nuqta uchun buralish burchagi, burchak tezlik va burchak tezlanishlar grafigi chiziladi.

16-rasmda ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning kinematik grafiglarini chizish masalasini ko'rib chiqamiz.

1. Eng avvalo mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlariga binoan uning kinematik tasviri chiziladi.

1.1. Mexanizmning kinematik tasvirini chizish uchun uning masshtabi tanlab olinadi.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left[\frac{m}{mm} \right]$$

bu yerda, μ_l – kinematik tasvirning masshtabi; l_{OA} – bo'g'inning haqiqiy uzunligi; OA bo'g'inning chizmadagi uzunligi.

1.2. Chizma qog'ozining sathida harakat qiluvchi kinematik juftning markazi O nuqta tanlanadi va bu nuqta orqali $OA = l_{OA}/\mu_l$ radiusi bilan aylana chiziladi. So'ngra bu aylana yoyi 12 ta teng bo'laklarga bo'lib, B nuqtaning 12 ta holatini topamiz.

1.3. Mexanizm tasvirini chetki nuqtalari aniqlanadi.

Buning uchun O nuqtasidan o'ng tomonga qarata $l_{OA} + l_{AB}$ va $l_{AB} - l_{OA}$ radiuslari bilan sirkul yordamida xx o'qi ustida B_0 va B_6 nuqtalarini belgilab olamiz. Bu nuqtalar 1.2. da topilgan nuqtalarga mos kelsa, maqsadga muvofiq bo'ladi.

2. To'g'ri burchakli Dekart koordinata sistemasidagi B nuqtaning yo'l grafigi chiziladi.

2.1. Buning uchun $[s, t]$ koordinata sistemasining absissa o'qi t da krivoship OA ning to'la bir aylanishga ketgan vaqti μ_t masshtabda qo'yib chiqiladi. Bu o'qning masshtabi quyidagicha topiladi:

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 \cdot OD} \left[\frac{s}{mm} \right],$$

bu yerda, n_1 – OA krivoshipning bir minutdagi aylanishlar soni, ayl/daq OD – absissa o'qida olingan ixtiyoriy kesma, mm .

Agar $[s, t]$ koordinata sistemasi o'rnida $[s, \varphi]$ sistemasi olingan bo'lsa, ya'ni absissa o'qi deb vaqt emas, balki krivoship OA ning burilish burchagi φ olingan bo'lsa, u holda bu o'qning masshtabi quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{OD} \left[\frac{rad}{mm} \right].$$

– koordinata sistemasining koordinata boshi 0 dan chap tomonda P_1 nuqtani tanlab olamiz. Bu kesmaning uzunligi ixtiyoriydir, baʼzan uni $O_1P_1 = OD/2\pi$ deb tanlash qulaylik tugʻdiradi.

– $[S, t]$ koordinata sistemasidagi S chizigʻidagi $0'-1', 1'-2', 2'-3', \dots$ $11'-12'$ nuqtalarni vatarlar bilan tutashtiramiz.

– $[v, t]$ koordinata sistemasidagi P_1 nuqtadan $0'-1', 1'-2', 2'-3', \dots$ $11'-12'$ vatarlarga parallel nurlar oʻtkazamiz. Bu nurlarni v ordinata oʻqi bilan kesishgan nuqtalardan vatarlar oʻrtasidan oʻtgan chiziqlar bilan kesishguncha absissa oʻqi t ga parallel chiziqlar oʻtkazamiz. Hosil boʻlgan nuqtalarni birlashtirib v tezlikning chizigʻini hosil qilamiz. Topilgan chiziqning ordinata oʻqi boʻyicha masshtabi quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_v = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot H_1}, \frac{m/s}{mm}$$

Agar absissa oʻqida vaqt t oʻrnida burilish burchagi φ qoʻyilgan boʻlsa, u holda tezlik masshtabi quyidagicha boʻladi:

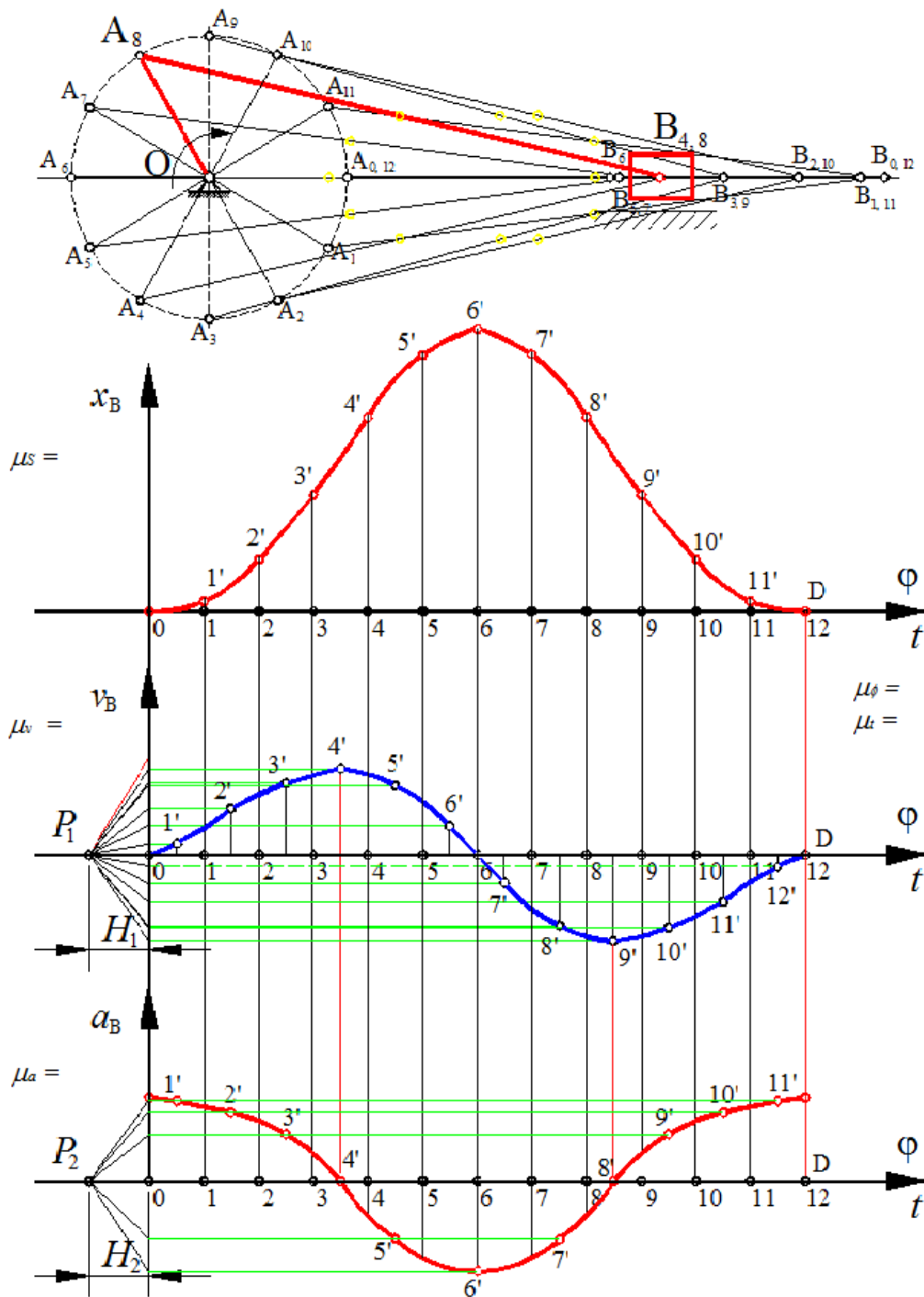
$$\mu_v = \frac{\mu_S \cdot \omega_1}{\mu_\varphi \cdot H_1}, \frac{m/s}{mm}$$

– Yuqorida keltirilgan usulda v chizigʻini differensiallab tezlanish a chizigʻini olamiz. Tezlanish chizigʻini masshtabi quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{\mu_S^2}{H_1 \cdot H_2 \cdot \mu_t^2}, \frac{m/s^2}{mm}$$

yoki absissa oʻqida t oʻrniga φ qoʻyilgan boʻlsa,

$$\mu_a = \frac{\mu_S^2 \cdot \omega_1^2}{H_1 \cdot H_2 \cdot \mu_\varphi^2}, \frac{m/s^2}{mm},$$



16-rasm.

bu yerda, $H_1, H_2 - [v, t], [a, t]$ koordinata sistemalarida tanlangan ixtiyoriy masofalardir.

5-MA'RUZA

Polyar planlar usulida mexanizmlarni tahlili

Ma'ruza rejası:

1. Tezlik planlari
2. Tezlanish planlari
3. Tezliklar rejasining xossalari
4. Tezlanishlar rejasining xossalari

Ba'zan mexanizm bo'g'inlari va ular nuqtalarining tezliklari haqida aniq ma'lumot olish uchun tezliklar rejası quriladi. Tezliklar rejasini qurishni quyidagi misolda ko'rib chiqamiz.

1-misol. 17-rasmda sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizmning M nuqtasining tezliklari topilsin. Yetaklovchi bo'g'in 1, uning holati φ_1 , burchak tezligi ω_1 bo'lsin, bo'g'inlarning o'lchamlari l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , l_{AD} bo'lsin.

Ushbu masala quyidagi tartibda yechiladi:

1. Mexanizm Assur guruhlariga ajratiladi va tuzilish formulasi yoziladi.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

bu yerda, $n = 5$ – qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $p_5 = 7$ – V sinf quyi kinematik juftlar soni; $p_4 = 0$ – IV sinf oliy kinematik juftlar soni.

17-rasmda ko'rsatilgan mexanizm I sinf mexanizmga II sinf Assur guruhini qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, mexanizm II sinfga taalluqlidir.

2. Berilgan o'lchamlar orqali mexanizm tasviri $\mu_l = l_{AB}/AB$ masshtabda chiziladi.

3. Mexanizm tasviridan ko'rinib turibdiki A va D nuqtalarning tezliklari ma'lum, ya'ni $v_A = v_D = 0$, B nuqtaning tezligi esa

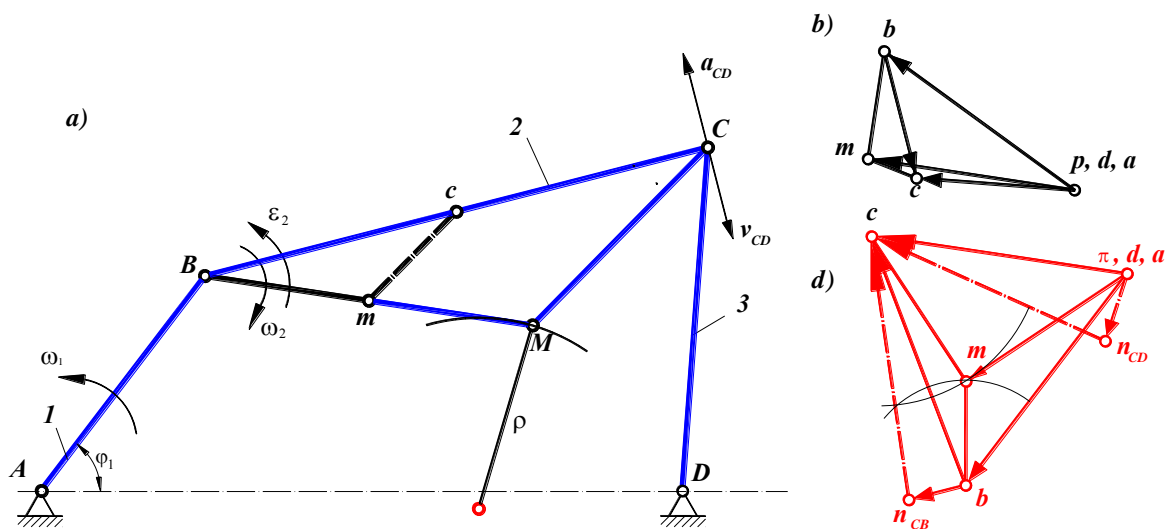
$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot AB \cdot \mu_l, \quad [m/s]$$

C nuqtaning tezligini «Nazariy mexanika» fanining tezliklarni aniqlash uslubiga binoan quyidagi vektor tenglamalar bilan ifodalaymiz.

$$\begin{aligned} \vec{v}_C &= \vec{v}_B + \vec{v}_{CB} \\ \vec{v}_C + \vec{v}_D + \vec{v}_{CD} & \end{aligned} \quad (6)$$

bu yerda, $\vec{v}_C - C$ nuqtaning tezligi; $\vec{v}_B - B$ nuqtaning tezligi; $\vec{v}_{CB} - C$ nuqtaning

B nuqta atrofidagi nisbiy tezligi; $\vec{v}_D - D$ nuqtaning tezligi; $\vec{v}_{CD} - C$ nuqtaning D nuqta atrofidagi nisbiy tezligi.



17-rasm.

a) mexanizm tasviri; b) tezliklar rejasi; d) tezanishlar rejasi.

(6) formulalarni birgalikda ishlab, noma'lum bo'lgan C nuqtaning tezligini topamiz. Chizma qog'oz sathida P nuqtani tanlab, bu nuqtadan B nuqtaning tezligini μ_v masshtabda AB bo'g'inga perpendikulyar ravishda yurgizamiz.

$$\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{\omega_1 \cdot AB \cdot \mu_l}{pb}$$

bu yerda pb –chizmadagi ixtiyoriy kesmadir.

Bu kesmaning o'lchami ixtiyoriy bo'lganligi uchun uni AB kesmagateng deb olsa, maqsadga muvofiq bo'ladi, ya'ni $pb = AB$, u holda

$$\mu_v = \omega_1 \mu_l.$$

Chizmadagi b nuqtadan BC kesmaga perpendikulyar chiziq o'tkazamiz. (6) formulaning ikkinchi tenglamasini ko'ramiz, buning uchun D nuqtaning tezligini p nuqtadan yurgizamiz, so'ngra C nuqtani D nuqta atrofidagi aylanish tezligining yo'nalishini ko'rsatuvchi pd kesmani p nuqtadan o'tkazamiz.

BC va CD chiziqlarga mos ravishda perpendikular bo'lgan chiziqlar o'zaro kesishib, C nuqtaning tezligini beradi. Hosil bo'lgan pbc uchburchak *tezliklar rejas*i deb ataladi.

Tezliklar rejasining uchta xossasi bor:

– nuqtalarning mutlaq tezliklari qutb deb ataluvchi p nuqtadan boshlanadi;

– nuqtalarning nisbiy tezliklari tezlik rejasidagi p qutbdan o'tmaydigan kesmalarni ifodalaydi;

– tezliklar rejasidagi nisbiy tezliklar manzarasi mexanizm bo'g'inining tasviriga o'xshash bo'ladi va unga nisbatan ω_1 yo'nalishga qarama-qarshi tomonga qarab 90° burchakka burilgan bo'ladi.

Tezliklar rejasining bu xossalardan foydalanib, mexanizm tasviridagi istalgan nuqtalarning tezliklarini topish mumkin.

M nuqtaning tezligini aniqlaymiz:

$$\begin{aligned} \vec{V}_M &= \vec{V}_B + \vec{V}_{MB} \\ \vec{V}_M &= \vec{V}_C + \vec{V}_{MC}, \end{aligned} \tag{7}$$

bu yerda, $\vec{v}_{MB} - M$ nuqtaning B nuqta atrofidagi nisbiy tezligi; $\vec{v}_{MC} - M$ nuqtaning C nuqta atrofidagi nisbiy tezligi.

(7) tenglamalarni yechamiz, tezliklar rejasidagi b nuqtadan BM ga perpendikular, C nuqtadan esa CM ga perpendikular o'tkazamiz va ularni o'zaro kesishtirib, M nuqta tezligining plandagi o'rni m ni topamiz. pm kesma esa m nuqtani μ_v masshtabdagi tezlik ifodasidir.

Endi hosil bo'lgan Δbmc ni ΔBMC ga o'xshash ekanligini isbotlash murakkab ish emasligi yaqqol ko'rinib turibdi.

Shunday qilib tezliklar rejasidagi nisbiy tezliklar manzarasi bo'lmish Δbmc mexanizm tasviridagi ΔBMC ga o'xshash va 90° burchakka burilgan ekan.

Tezliklar rejasidan foydalanib, bo'g'inlarning burchak tezliklarini va ularning yo'nalishlarini topish mumkin.

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{bc \cdot \mu_v}{BC \cdot \mu_l} = \frac{bc \cdot AB}{pb \cdot BC} \cdot \omega_1.$$

Agar $pb = AB$ deb tanlab olingan bo'lsa, u holda

$$\omega_2 = \frac{bc}{BC} \cdot \omega_1$$

xuddi shu yo'sinda DC bo'g'in uchun

$$\omega_3 = \frac{dc}{DC} \cdot \omega_1$$

ω_2 va ω_3 larning yo'nalishlarini ko'rsatish uchun v_{CD} va v_{CB} tezliklariga mos keluvchi bc va dc kesmalarni mexanizm tasviriga parallel ravishda ko'chiramiz.

2-misol. 18-chizmada keltirilgan krivoship-shatunli mexanizmning kinematik tahlilini ko'rib chiqamiz. Boshlang'ich ma'lumotlar: krivoship uzunligi l_{AB} , shatun uzunligi l_{BC} , krivoship burchak tezligi $\omega_1 = \text{const}$. Berilgan mexanizm uchun bo'g'inlari va nuqtalarining tezliklari aniqlansin.

Yechish: Eng avvalo mexanizm tasvirini berilgan kattaliklar orqali chizib olamiz. Buning uchun mexanizm tasviri masshtabini tanlab olamiz:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}, \quad \left[\frac{m}{mm} \right].$$

bu yerda, μ_l – mexanizm tasvirining masshtabi; l_{AB} – mexanizmning boshlang‘ich bo‘g‘inining haqiqiy o‘lchami, m ; AB – mexanizmning boshlang‘ich bo‘g‘inining chizmadagi o‘lchami, mm .

So‘ngra mexanizm bo‘g‘inlarining chizmadagi qiymatlarini topamiz.

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, [mm]; \quad \overline{BC} = \frac{l_{BC}}{\mu_l}, [mm].$$

Mexanizm tasvirini chizish uchun qog‘oz sathida biron-bir A nuqtani tanlab olib, radiusi AB ga teng bo‘lgan aylana chizamiz. Ushbu chizilgan aylana yoyi ustida B nuqtani tanlab olib, BC radius bilan yoy chizamiz va bu yoyi A nuqtadan o‘tuvchi gorizontaal chiziq bilan kesishtiramiz. Natijada mexanizm C nuqtasini hosil qilamiz (18-rasm, a).

Hosil bo‘lgan C nuqtaga mexanizm porshenining markazini joylash-tiramiz.

Mexanizm krivoshipi AB ning aylanish yo‘nalishi soat ko‘rsatkichi yo‘nalishi bilan bir xil bo‘lsin. U holda B nuqtaning tezligi quyidagicha bo‘ladi.

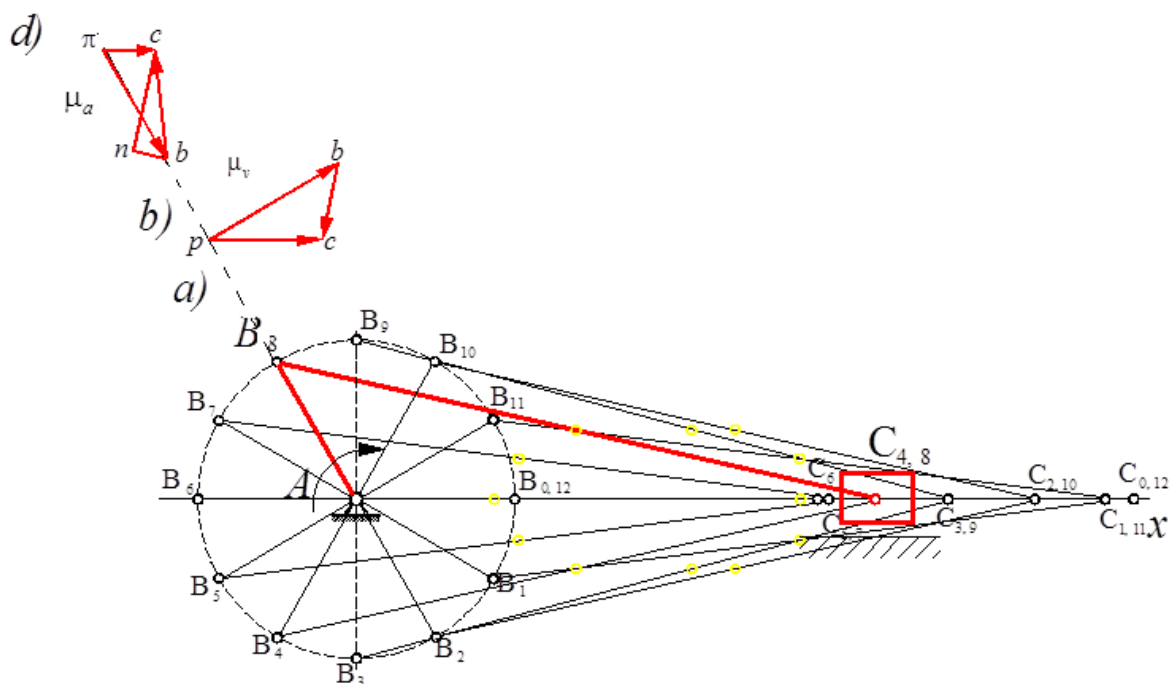
$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot AB \cdot \mu_l, [m/s];$$

bu yerda, v_B – B nuqtaning chiziqli tezligi, m/s ; μ_l – mexanizm tasvirining masshtabi, m/mm . So‘ngra mexanizmning C nuqtasi uchun tezlikning vektorial ifodasini yozamiz:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}. \quad (8)$$

Bu tenglamada ikkita noma’lumlar mavjud bo‘lib, ular C nuqtaning tezligi \vec{v}_C hamda C nuqtaning B nuqtaga nisbatan nisbiy tezligi \vec{v}_{CB} laridir.

Lekin bu tezliklarning yo‘nalishlari ma’lumdir, ya’ni \vec{v}_C Ax o‘qi bo‘ylab, \vec{v}_{CB} esa BC ga perpendikular yo‘nalgandir. Bu masalani yechishni tezliklar rejasini qurish orqali bajaramiz. Buning uchun qog‘oz sathida biror-bir p nuqtani tanlaymiz. Tanlangan p nuqtadan B nuqta v_B tezligining (pb) o‘ziga parallel ravishda μ_v masshtabida yurgizamiz, ya’ni $pb = v_B / \mu_v$ bo‘ladi.



18-rasm.

Bunda

$$\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{v_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu_l}{pb}, \left[\frac{m/s}{mm} \right] - \text{tezliklar masshtabi.}$$

Hisoblashlarni murakkablashtirmaslik uchun $pb = AB$ deb qabul qilamiz, u holda $\mu_v = \omega_1 \mu_l$ bo'ladi (18-rasm, b).

So'ngra b nuqtadan tezlik v_{CB} ning yo'nalishi bo'yicha chiziq chizamiz va p nuqtadan esa tezlik v_C ning yo'nalishi bo'yicha chiziq chizamiz. Bu chiziqlar C nuqtada o'zaro kesishib, Δpbc hosil qiladi. Hosil bo'lgan rasm *tezliklar rejasi* deyiladi.

Mexanizm tasviridagi A nuqta qo'zg'almas bo'lganligi uchun u nuqtaning tezligini ko'rsatuvchi a nuqta p nuqta bilan ustma-ust tushadi.

Shatun BC ning burchak tezligi ω_2 tezliklar rejasi orqali aniqlanadi. Uning kattaligi $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{bc}{BC}$, yo'nalishi esa tezliklar rejasidagi bc kesmaning yo'nalishi mexanizmning C nuqtasiga olib kelish orqali topiladi.

Tezlanishlar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash

Tezlanishlar rejasi xuddi tezliklar rejasiga o'xshab quriladi. Tezlanishlar rejasining xossalari tezliklar rejasi xossalari bilan bir xildir, faqat tezlanishlar rejasida nisbiy tezlanishlar manzarasi bo'g'inining tasviri bilan biron bir burchak ostida joylashgan.

Bu burchak qiymati

$$\delta = \arctg\left(\frac{\varepsilon}{\omega^2}\right)$$

bu yerda, ε – bo'g'inning burchak tezlanishi; ω – bo'g'inning burchak tezligi.

Tezlanishlar rejasini qurishni yuqoridagi 17-rasmda ko'rsatilgan mexanizm uchun ko'rib chiqamiz.

Ma'lumki, bu mexanizm uchun uning kinematik tasviri, tezliklar rejasi qurilgan. B nuqtaning tezlanishi

$$a_B = \frac{v_B^2}{l_{AB}}$$

bo'ladi va u B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi, chunki AB bo'g'inning burchak tezligi $\omega_1 = const$ bo'lgani uchun uning burchak tezlanishi $\varepsilon_1 = 0$ bo'ladi, ya'ni B nuqtaning tezlanishi faqat markazga intilma tezlanishdan iboratdir. Ma'lumki, A va D nuqtalar qo'zg'almas bo'lganligi uchun $a_A = a_D = 0$ bo'ladi. C nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglamasidan foydalanamiz.

$$\begin{aligned}\vec{a}_C &= \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t \\ \vec{a}_C &= \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^t,\end{aligned}\tag{9}$$

bu yerda, \vec{a}_C – C nuqtaning tezlanishi; $\vec{a}_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$ – B nuqtaning markazga intilma tezlanishi; $\vec{a}_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BC}$ – C nuqtaning B nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishi, u BC ga parallel yo'nalgan bo'ladi; \vec{a}_{CB}^t – C nuqtaning B nuqtaga nisbatan aylanma

harakatidagi urinma tezlanishi, uning son qiymati noma'lum, lekin BC ga perpendikular holda yo'nalganligi ma'lum; $\vec{a}_D = 0$ – D nuqtaning tezlanishi; $\vec{a}_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD}$ – C nuqtaning D nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishi, son qiymati ma'lum, yo'nalishi CD ga parallel bo'ladi; \vec{a}_{CD}^t – C nuqtaning D nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi urinma tezlanishi, uning son qiymati noma'lum, lekin BC ga perpendikular yo'nalgan bo'ladi (17-rasm, d).

Yuqorida ko'rsatilgan (9) tenglamalarni chiziqli ravishda birgalikda yechib tezlanishlar rejasini quramiz. Buning uchun chizma qog'oz sathida ixtiyoriy π nuqtani tanlab olib, undagi b kesmani B nuqtadan A nuqtaga qaratib qo'yamiz. Bu kesma tezlanishlar rejasini masshtabi μ_a da B nuqta tezlanishiga mos keladi. Tezlanishlar masshtabi quyidagicha aniqlanadi:

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b} = \frac{\omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l}{\pi b}, \left[\frac{m/s^2}{mm} \right],$$

bu yerda, πb kesma ixtiyoriy kesmadir, uni $\pi b = AB$ deb tanlab olinsa, maqsadga muvofiq bo'ladi, u holda

$$\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l, \left[\frac{m/s^2}{mm} \right],$$

bo'ladi. Tezlanishlar rejasidagi bn_{CB} kesmaning qiymatini topamiz.

$$bn_{CB} = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{(bc)^2}{BC}$$

va bu kesmani b nuqtadan BC ga parallel qilib chizamiz. n_{CB} nuqtaning uchidan \vec{a}_{CB}^t urinma tezlanishning yo'nalishini CB ga perpendikular qilib o'tkazamiz.

Endi (9) tenglamaning ikkinchisini yechamiz, buning uchun π nuqtaga D nuqtaning tezlanishi $a_D = 0$ ni qo'yamiz. Bu nuqta π bilan ustma-ust tushadi. Tezlanishlar rejasidagi d nuqtadan a_{CD}^n tezlanishning rejasidagi qiymatini tezlanishlar masshtabiga bo'lib,

$$dn_{CD} = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{(dc)^2}{DC}$$

DC ga parallel qilib yurgizamiz. So'ngra n_{CD} nuqtadan CD ga perpendikular chiziq chizamiz. Bu chiziq \vec{a}_{cd} ning yo'nalishi bo'ladi. CB va CD larga perpendikular bo'lgan chiziqlarning o'zaro kesishuvidan hosil bo'ladigan C nuqta istalgan nuqta bo'ladi va π_c kesma C nuqtaning tezlanishini ifodalaydi. Hosil bo'lgan rasm *tezlanishlar rejas*i deyiladi (17-rasm, d). Tezlanishlar rejasidagi b va c nuqtalarni birlashtirsak, \vec{a}_{cb} tezlanish hosil bo'ladi.

M nuqtaning tezlanishini aniqlash uchun tezlanishlar rejasidagi bc kesmada $\triangle BCM$ ga o'xshash bo'lgan $\triangle bcm$ ni chizamiz va π_m kesma izlangan tezlanishning qiymatini beradi. $\triangle bcm$ ni qurish quyidagicha olib boriladi: BC tomonga tezlanishlar rejasidagi bc kesmaga teng bo'lgan Bc kesmani qo'yamiz va C nuqtadan CM ga parallel bo'lgan chiziq chizamiz. Bu chiziqning BM bilan kesishgan nuqtasi $\triangle bcm$ ning m nuqtasi bo'ladi. Mexanizm tasviridagi $\triangle BCM$ ga teng bo'lgan $\triangle bcm$ ni qurish sirkul yordamida bajariladi. Natijada $\triangle BCM$ ga o'xshash bo'lgan $\triangle bcm$ yasaladi.

Ikkinchi bo'g'inning burchak tezlanishini aniqlaymiz.

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^n}{l_{CB}} = \frac{(n_{CB} \cdot c) \cdot \mu_a}{CB \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{1}{s^2} \right].$$

Burchak tezlanishi ε_2 ning yo'nalishini ko'rsatish uchun n_{CB} kesmani o'z yo'nalishi bilan mexanizmning C nuqtasiga olib kelamiz. 17-rasmdan ko'rinishicha, ω_2 va ε_2 lar bir-biriga qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgandir.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib, M nuqta trayektoriyasining egrilik radiusini topamiz. Buning uchun tezlanishlar rejasidagi π nuqtadan pm ga, ya'ni M nuqtaning tezligiga perpendikular chiziq yurgizamiz va tezlanishlar rejasidagi m nuqtadan tezliklar rejasidagi pm ga parallel chiziq o'tkazamiz. Bu chiziqlar o'zaro n_3 nuqtada kesishadi. Tezlanishlar rejasidagi πn_3 kesma M nuqtaning markazga intilma tezlanishi, $n_3 m$ kesma esa M nuqtaning urinma tezlanishini beradi.

Agar nuqta biror- bir egri chiziq bo‘ylab harakat qilayotgan bo‘lsa, uning egrilik radiusi quyidagicha bo‘ladi:

$$\rho = \frac{v_M^2}{a_M^n} = \frac{(pm \cdot \mu_v)^2}{\pi n_3 \cdot \mu_a}$$

Agar $\mu_v = \omega_1 \mu_l$ va $\mu_a = \omega_1^2 \mu_l$ ekanligini e‘tiborga olsak, u holda

$$\rho = \frac{(pm)^2}{\pi n_3} \mu_l, [mm].$$

Demak, egrilik radiusining chizmadagi kattaligi $(pm)^2/\pi n_3$ ga tengdir. Uzunligi $(pm)^2/\pi n_3$ ga teng bo‘lgan kesmani M nuqtadan πn_3 ga parallel qilib qo‘yib egrilik markazi O ni topamiz va $(pm)^2/\pi n_3$ radius orqali aylana chizib, M nuqtaning yo‘l chizig‘i egrilik aylanasini topamiz.

18-chizmada keltirilgan krivoship-shatunli mexanizm uchun tezlanishlar rejasini qurishni ko‘rib chiqamiz.

Eng avvalo B nuqtaning tezlanishini aniqlaymiz. Masalaning shartiga binoan $\omega_1 = \text{const}$ bo‘lganligi uchun B nuqtaning tezlanishi quyidagicha bo‘ladi.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_B^\tau + \vec{a}_B^n,$$

bu yerda, $a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l$ – markazga intilma tezlanish bo‘lib, yo‘nalishi B nuqtadan A nuqtaga qarab yo‘nalgan bo‘ladi; $\vec{a}_B^\tau = 0$, chunki $\varepsilon_1 = d\omega_1/dt = 0$.

Mexanizmning C nuqtasining tezlanishini topish uchun quyidagi vektor tenglamalardan foydalanamiz.

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^\tau + \vec{a}_{CB}^n$$

bu yerda, $a_B = a_B^n = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l$ – B nuqtaning A nuqtaga nisbatan markazga intilma tezlanishi; \vec{a}_{CB}^τ – C nuqtaning B nuqtaga nisbatan tangensial tezlanishi bo‘lib, uning son qiymati noma‘lum bo‘lib,

yoʻnalishi esa BC ga perpendikularidir; $\vec{a}_{CB}^n - C$ nuqtaning B nuqtaga nisbatan markazga intilma tezlanishi boʻlib, uning son qiymati $a_{CB}^n = [(bc)^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \mu_l] / BC$ ga teng boʻlib, C nuqtadan B nuqtaga qarab yoʻnalgan boʻladi.

Mexanizm boʻgʻinlari va nuqtalarining tezlanishini topish uchun tezlanishlar rejasini quramiz (18-chizma, d). Buning uchun qogʻoz sathida π nuqtani tanlaymiz. Ushbu nuqtadan B nuqtaning tezlanishi πb ni yurgizamiz. Bu kesma AB ga parallel boʻladi va B nuqtadan A nuqtaga qarab yoʻnalgan boʻladi. Uning uzunligi ixtiyoriy boʻlganligi uchun AB ga teng deb olish maqsadga muvofiqdir. Soʻngra b nuqtadan a_{CB}^n ni ifodalovchi kesma bn ni BC ga parallel qilib C nuqtadan B nuqtaga qaratib yoʻnaltiramiz. Bu kesmaning qiymati quyidagicha boʻladi:

$$bn = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{(bc)^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \mu_l}{BC \cdot \mu_a} = \frac{(bc)^2}{BC},$$

bu yerda, $\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l$ – tezlanishlar rejasining masshtabi.

Soʻngra n nuqtadan a_{CB}^r tezlanishning yoʻnalishini yurgizamiz, uning yoʻnalishi BC ga perpendikular boʻladi. C nuqtaning tezlanishi Ax oʻqi boʻylab yoʻnalgan boʻladi. Shuning uchun π nuqtadan Ax oʻqiga parallel chiziq oʻtkazamiz. Bu chiziqlar oʻzaro kesishib, c nuqtani beradi. Hosil boʻlgan πbc rasm *tezlanishlar rejas*i deyiladi. Tezlanishlar rejasidagi b va c nuqtalarni birlashtirib, C nuqtaning B nuqtaga nisbatan nisbiy tezlanishi a_{CB} ni olamiz.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib, C nuqtaning B nuqtaga nisbatan burchak tezlanishi ε_2 ning yoʻnalishini topish mumkin. Buning uchun

tezlanishlar rejasidagi nc kesmaning yoʻnalishini C nuqtaga olib kelish kifoyadir. Uning son qiymati $\varepsilon_2 = \frac{nc}{BC} \cdot \omega_1^2$ ga teng boʻladi.

Tayanch soʻz va iboralar

1. Kinematika - mexanizmlarda mumkin boʻlgan harakatlarni oʻrganadi.
2. Absolyut tezlik - bu stoykaga nisbatan nuqtaning tezligi.
3. Nisbiy tezlik - bu boʻgʻindagi bir nuqtaning boshqa nuqtasiga nisbatan tezligi (shatun uchun).

4. Relyativ tezlik - bu bir bo'g'indagi nuqtaning boshqa bo'g'indagi mos ravishda tushgan nuqtasiga nisbatan tezligi (kulisali mexanizmlar uchun).

5. Tezlik rejasi - absolyut, nisbiy va relyativ tezlik vektorlaridan qurilgan ko'pburchak; absolyut tezlik vektorlari tezliklar rejasidan qutb «p» dan chiqadi, bu vektorlarning oxirlarini birlashtiruvchi vektorlar nisbiy va relyativ tezlik hisoblanadi.

Nazorat savollari

1. Sterjenli mexanizmlarning kinematik tekshirish masalasi qanday?
2. Mexanizmlarning absolyut, nisbiy va relyativ kinematik parametrlari qanday farqlanadi?
3. Uzatish nisbati nima va sterjenli mexanizmlarda uning xillari?
4. Sterjenli mexanizmlarda tezlik, tezlanish va uzatish nisbatini aniqlash metodi qanday?
5. Tezlik va tezlanish rejasi nima?
6. Tezlik va tezlanish rejasining qandaylari bo'ladi?

6-MA'RUZA

Analitik usulda kinematikani tekshirish

Ma'ruza rejasi:

1. Analitik usulda mexanizmlar bo'g'inlarining ko'chishlarini aniqlash
2. Analitik usulda mexanizmlar bo'g'inlarining tezliklarini aniqlash
3. Analitik usulda mexanizmlar bo'g'inlarining tezlanishlarini aniqlash
4. Analitik usulda mexanizmlar bo'g'inlarining burchak ko'chishlarini, tezliklarini va tezlanishlarini aniqlash

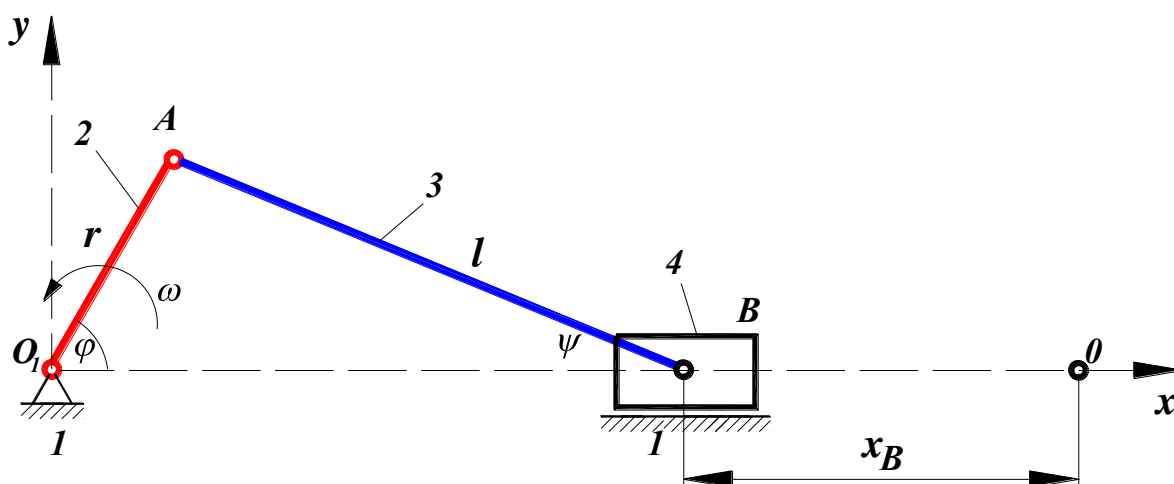
Mexanizmlar kinematikasini analitik usulda hisoblash katta aniqliklarda yechiladi, lekin EHM yordamisiz ushbu masalalarni hal qilib bo'lmaydi. Shuning uchun mexanizmlarni analitik hisoblashni bir necha mexanizmlarni yechish misollarida keltirib o'tamiz.

1-misol. 19-rasmda ko‘rsatilgan mexanizmning porsheni C nuqtasi kinematik parametrlari aniqlansin. Buning uchun EHM yordamida aniqlash uchun «QBASIC» tilida dastur tuzamiz.

Yechish. Porshen B nuqtasining yo‘l harakati tenglamasini keltirib chiqaramiz. 19-rasmga binoan,

$$x_B = r + l - (r \cos \varphi + l \cos \psi),$$

bu yerda, $\lambda = r/l$ deb belgilab, ba’zi bir matematik o‘zgartirishlar kiritib, quyidagini olamiz.



19-rasm.

$$x_B = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot \cos 2\varphi \right) \right], \quad (14)$$

bu yerda, x_B – porshenning ko‘chishi, r – krivoship uzunligi, l – shatun uzunligi, φ – krivoship burilish burchagi.

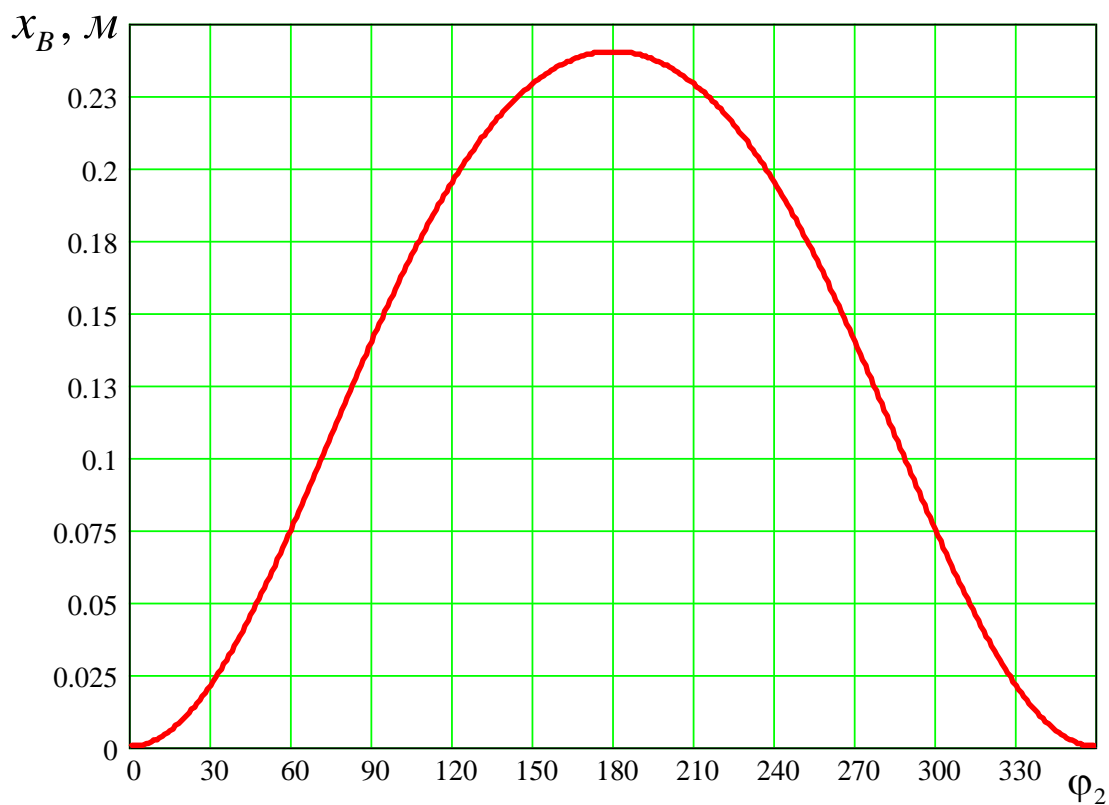
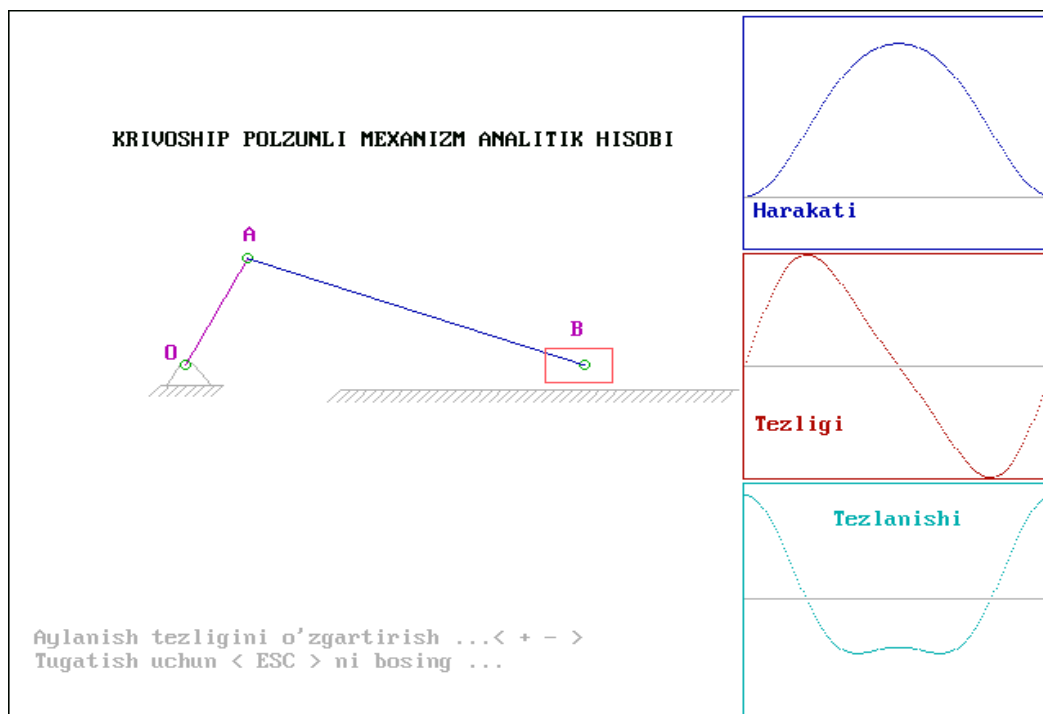
Porshen B nuqtasining tezlik va tezlanish analogi quyidagi tenglamalar orqali hisoblab topiladi.

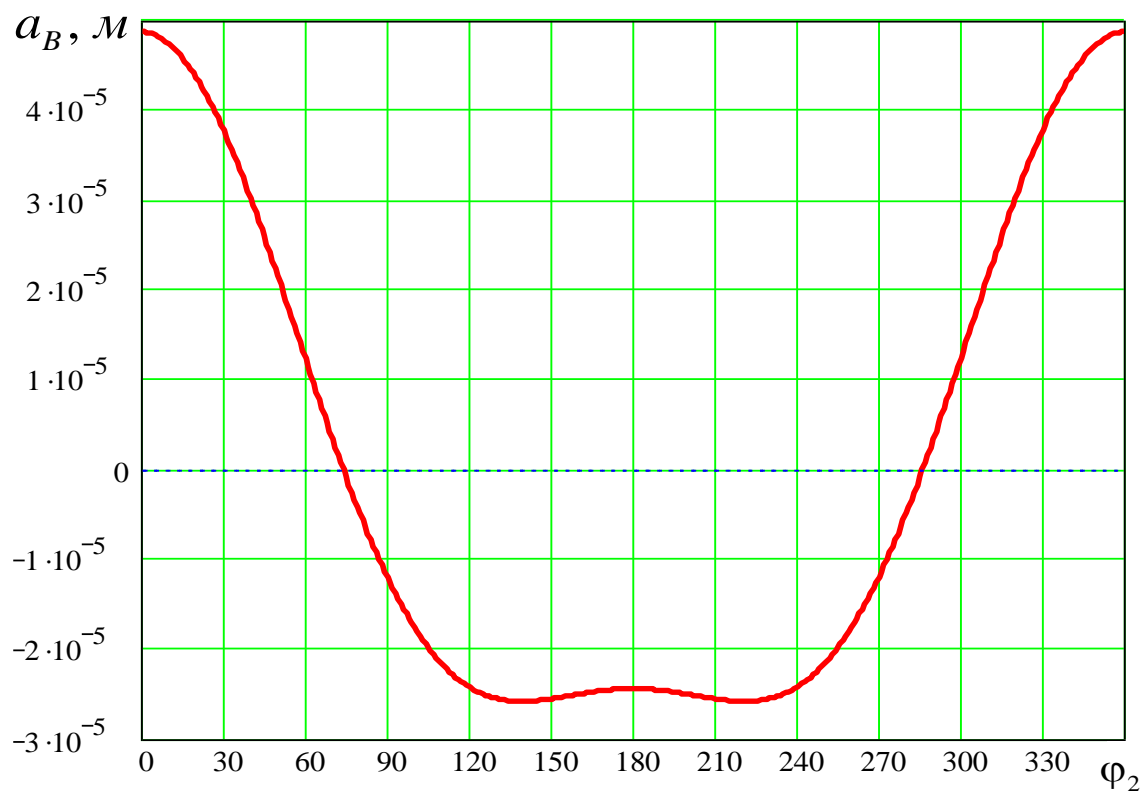
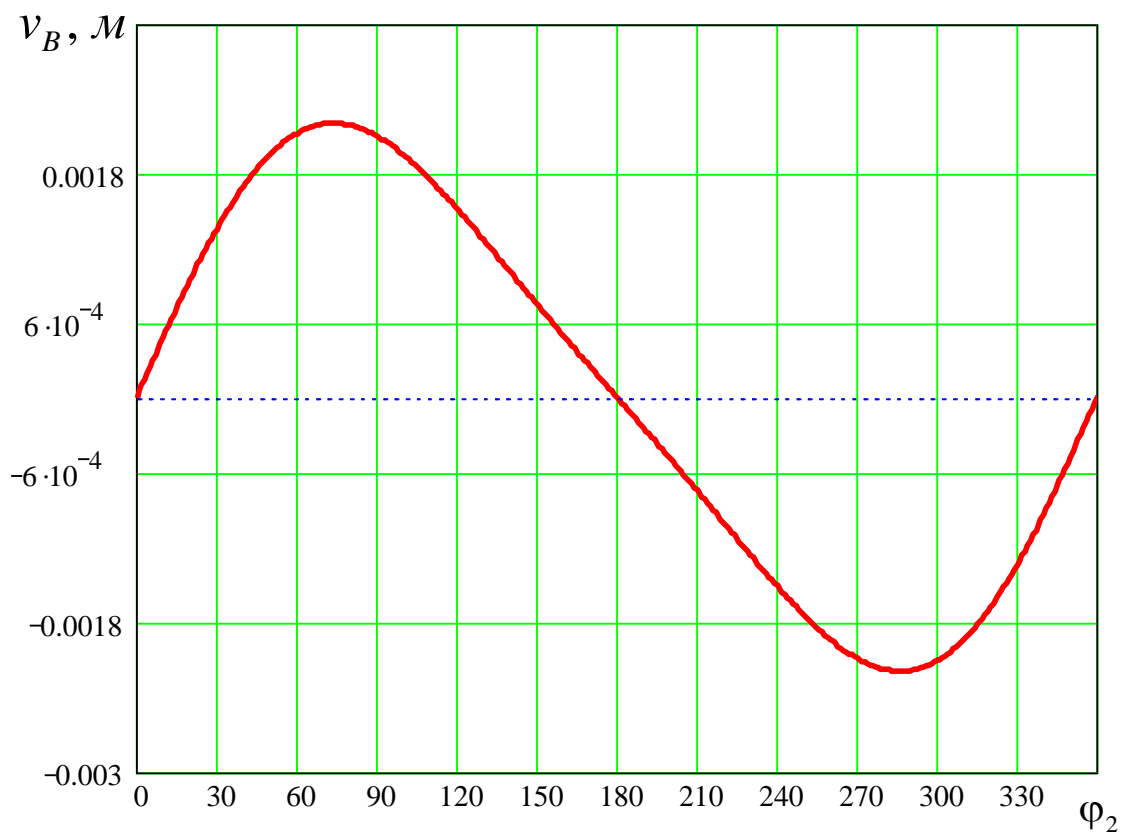
$$v_B = \frac{dx_B}{dt} = r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (15)$$

$$a_B = \frac{d^2 x_B}{dt^2} = r (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (16)$$

Mexanizmning porsheni B nuqtasi kinematik parametrlari (14), (15) va (16) formulalar orqali aniqlanadi va ularni hisoblash uchun «QBASIC» tilida EHM dasturi tuzilgan.

Ushbu dasturni ishlatish orqali quyida ko‘rsatilgan natijalar olinadi





7-MA'RUZA

Mexanizmlarni dinamik tahlili. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlar

Ma'ruza rejasi:

1. Kuch hisobining maqsad va prinsipi
2. Bo'g'inlarning inersiya kuchi va inersiya kuchining momentini aniqlash
3. Krivoship-polzunli mexanizmni kuchga hisoblash

Biz hozirga qadar mexanizmlar harakatini o'rganganimizda bu harakatlarni vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olmasdan, mexanizm bo'g'inlarining harakatini uning yetaklovchi bo'g'ini harakatiga muvofiq ravishda tekshirib chiqdik.

Endi mashina va mexanizmlar nazariyasi fanining asosiy qismi bo'lgan mexanizmlar dinamikasi, ya'ni mexanizmlar harakatini uni vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olgan holda tekshirishga o'tamiz.

Mexanizmlar dinamikasi asosan quyidagi ikki xil masalani hal qiladi:

1) Mexanizmga, uning bo'g'inlariga, kinematik juftlariga tashqi kuchlarning, ishqalanish kuchlarining va inersiya kuchlarining ta'sirini hamda bu ta'sirlarni kamaytirish uslublarini o'rganadi;

2) Berilgan kuchlar ta'siri ostida mexanizmlarning harakat tartibini va uni amalga oshirish uslublarini o'rganadi.

Bu masalalardan birinchisi mexanizmga ta'sir qiluvchi noma'lum tashqi kuchlarni, kinematik juftlarda hosil bo'ladigan ichki ta'sir kuchlarini topishni o'z oldiga maqsad qilib qo'yadi.

Mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlarga gaz yoki suyuqlikning porshenga bergan bosimi (ichki yonish dvigateli, par bilan ishlovchi yuritgich, havo qisgich) elektr yuritgich rotoridagi burovchi moment va hokazolar kiradi. Ba'zi-bir kuchlar mexanizm harakati natijasida paydo bo'ladi, ya'ni inersiya kuchlarining ta'siri ostida paydo bo'ladigan qo'shimcha bosimlar, ishqalanish kuchlari, muhitning qarshilik kuchlari va hokazolardir.

Ba'zan mexanizmga ta'sir qiluvchi tashqi kuch va bo'g'inlarning harakat qonunlari berilgan bo'ladi, bunday hollarda mexanika qonunlariga asoslanib, qolgan kuchlarni topish mumkin. Mexanizmlar

dinamikasining bu muammosi mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlarni hisoblash deb ataladi.

Mexanizm harakati vaqtida hosil bo'ladigan inersiya kuchlari va bu kuchlar ta'sirida kinematik juftlarda paydo bo'ladigan qo'shimcha bosimlarni kamaytirish uslublariga mexanizmlarni *muvozanatlash deyiladi*.

Mexanizmlar dinamikasining ikkinchi masalasi mashina va mexanizmlar harakatini ma'lum tartibda saqlab turish uchun kerak bo'ladigan quvvatni aniqlashni o'z oldiga maqsad qilib qo'yadi. Bu masala mashina va mexanizmlar harakatining haqiqiy mohiyatini va uni ma'lum tartibda boshqarish uslublarini qarab chiqadi.

Mexanizmlar dinamikasining bu masalasi berilgan kuchlar ta'sirida mashina va mexanizmlar harakatining nazariyasi deb yuritiladi.

Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir qiluvchi kuchlar. Inersiya kuchlari va momentlari

Mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar tabiatan ikki xil bo'ladi: tashqi kuchlar va ichki kuchlar.

Tashqi kuchlar – *harakatlantiruvchi kuchlar, qarshilik kuchlari, og'irlik kuchlari va hokazolar*.

Ichki kuchlar – *kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari, ishqalanish kuchlari va hokazolar*.

Mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar o'zlarining ta'sir mohiyatiga qarab quyidagicha bo'ladi:

1) Mexanizm harakatini tezlashtiruvchi kuchlarga *harakatlantiruvchi kuchlar deyiladi*. Bu kuchlarni bajargan ishlari musbat bo'ladi.

2) Mexanizm harakatini kamaytiruvchi kuchlarga *qarshilik kuchlari deyiladi*. Bu kuchlarni bajargan ishlari manfiy bo'ladi. Bu kuchlar o'z navbatida foydali va foydasiz qarshilik kuchlariga bo'linadi.

Bajargan ishi biron bir texnologik jarayonni ta'minlash uchun sarflansa, bunday kuchlarga *foydali qarshilik kuchlari deyiladi*. Bajargan ishi biron bir texnologik jarayonni ta'minlovchi foydali qarshilikka qo'shimcha ravishda sarflansa, bunday kuchlarga *foydasiz qarshilik kuchlari deyiladi*.

Harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish *sarflangan ish deyiladi*, foydali qarshilik kuchlari bajargan ish *foydali ish deyiladi*, foydasiz kuchlar bajargan ish esa *zararli ish deyiladi*.

Yuqorida ko‘rib o‘tilgan kuchlarni hisoblash va ularning kinematik juftlarga ta‘sirini ko‘rsatish mexanizmlar dinamikasining asosiy masalasidan biridir. Mexanizm bo‘g‘inlariga ta‘sir etuvchi kuchlarni hisoblash uchun tashqi kuchlar va bo‘g‘inlarni harakat qonunlari ma‘lum bo‘lishi kerak. Masalani yoritish uchun qattiq jismning muvozanat shartini eslaylik (buni *Dalamber tamoyili deyiladi*).

Bu tamoyilni mexanizmlarga tatbiq etsak, unga quyidagi ta‘rifni berish mumkin: *agar harakatlanayotgan mexanizmga ta‘sir etuvchi kuchlar ichiga inersiya kuchlarini qo‘shib qaralsa, bunday mexanizmni shartli ravishda muvozanat holatda deb qabul qilish mumkin.*

Berilgan kuchlarga inersiya kuchlarini qo‘shib hisoblash *kinetostatik hisoblash deyiladi*.

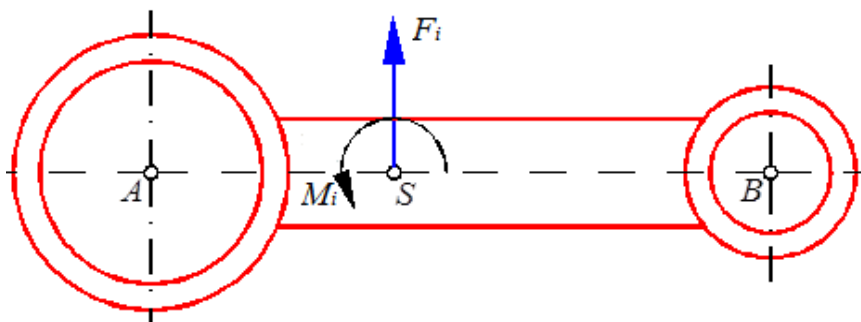
Ma‘lumki, mexanizm bo‘g‘ini murakkab ravishda harakatlanayotgan bo‘lsa, u holda uning og‘irlik markaziga qo‘yilgan inersiya kuchi F_i va inersiya kuchlarining momenti M_i lar mavjud bo‘ladi. F_i kuch quyidagi formula bilan topiladi:

$$\vec{F}_i = -m\vec{a}_s \quad (20)$$

bu yerda, \vec{F}_i – AB bo‘g‘in inersiya kuchlarining vektori, N ; m – bo‘g‘inning massasi, kg ; \vec{a}_s – og‘irlik markazi tezlanishi vektori, $[m/s^2]$.

Mexanizm bo‘g‘inining inersiya kuchini hisoblashni ko‘rsatilgan bo‘g‘in uchun olib boramiz (20-rasm).

AB bo‘g‘inning A va B nuqtalari tezlanishlari mos ravishda a_A va a_B bo‘lsin. Tezlanishlar rejasida ularga mos keluvchi kesmalar πa va πb bo‘lsin. Bo‘g‘inning og‘irlik markazining tezlanishini topish uchun a va b nuqtalarni birlashtiramiz va bu kesmada S nuqtaning holatini aniqlaymiz.



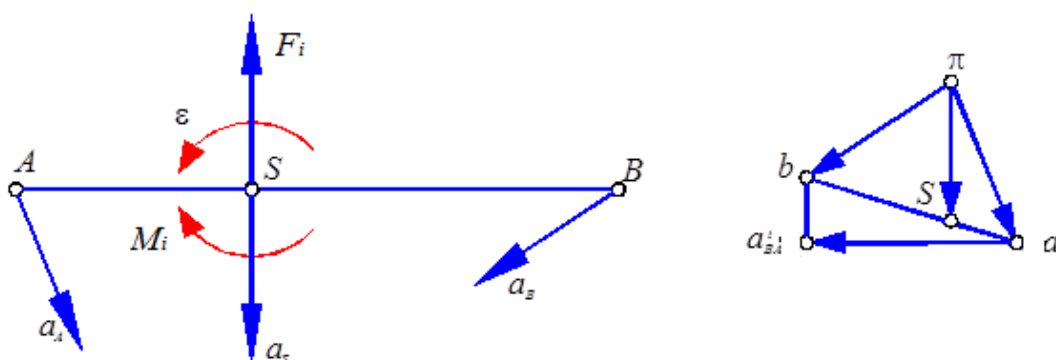
20-rasm

$$a_S = \frac{AS \cdot ab}{AB}$$

Hosil bo'lgan S nuqtani π bilan birlashtirib, S nuqtaning to'la tezlanishini hosil qilamiz (21-rasm).

$$a_S = \pi S \cdot \mu_a.$$

Inersiya kuchi $\vec{F}_i = -m\vec{a}_s$ bo'ladi va S nuqtaning tezlanishi a_S ga parallel hamda qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan bo'ladi.



21-rasm.

Inersiya kuchlaridan hosil bo'lgan moment burchak tezlanishi ε ga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi, ya'ni

$$M_i = -I_S \varepsilon;$$

bu yerda, I_S – bo'g'inning og'irlik markazi orqali o'tuvchi va harakat tekisligiga perpendikular bo'lgan o'qqa nisbatan olingan inersiya momenti; ε – bo'g'inning burchak tezlanishi bo'lib, uning qiymati quyidagi formula bilan aniqlanadi,

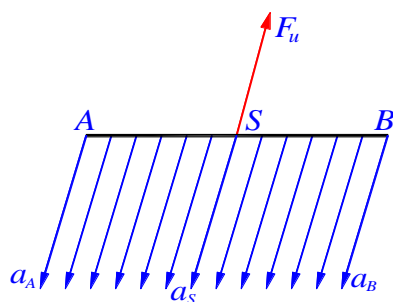
$$|\varepsilon| = \frac{a_{AB}^t}{l_{AB}} = \frac{(n_{AB}b)\mu_a}{AB\mu_l}, [s^{-2}]$$

yo'nalishi esa $n_{AB}b$ kesma orqali aniqlanadi.

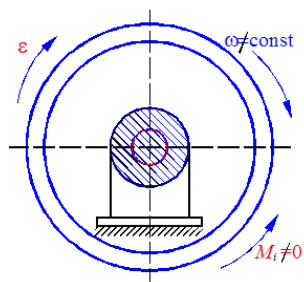
Bo'g'inning harakatidagi ba'zi bir holatlarni ko'rib chiqamiz.

Agar bo'g'in faqat ilgarilanma harakat qilsa, u holda bu bo'g'inning burchak tezlanishi $\varepsilon = 0$ bo'ladi, ya'ni $F_i \neq 0$, $M_i = 0$ bo'ladi (22-rasm).

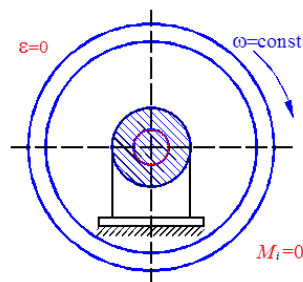
Agar bo'g'in faqat aylanma harakat qilsa (23-rasm), bu bo'g'in-ning og'irlik markazi uning aylanish o'qining ustida yotganligi uchun $a_S = 0$ bo'ladi, ya'ni $F_i = 0$, $M_i \neq 0$ bo'ladi.



22-rasm.



23-rasm.



24-rasm.

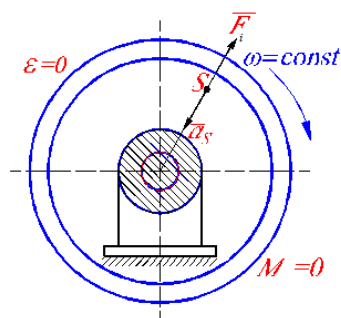
Agar bo'g'in bir tekis aylanma harakat qilsa (24-rasm), ya'ni $\omega = const$ bo'lsa, u holda bo'g'inning og'irlik markazi ustida yotgan holat uchun $F_i = 0$, $M_i = 0$ bo'ladi.

Agar bir tekis aylanma harakat qilayotgan bo'g'inning og'irlik markazi S aylanish o'qida yotmagan bo'lsa, $F_i \neq 0$, $M_i = 0$ bo'ladi (25-rasm).

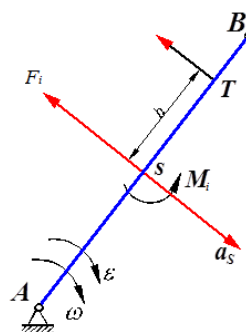
Yuqoridagilardan ko'rinib turibdiki 24-rasmada ko'rsatilgan tasvir eng ideal holatdir. Mashinalarni loyihalashda aylanma harakat qiluvchi bo'g'inlar harakatini shu holatga olib kelish maqsadga muvofiqdir.

Ba'zi bir ilmiy-tekshirish ishlarida inersiya kuchlari momenti M_i ni inersiya kuchi F_i bilan almashtirish maqsadga muvofiq bo'ladi. Bu muammoni hal qilishda bir necha uslublar mavjud bo'lib, ulardan eng yaqqol va aniq uslub bo'lgan qo'shimcha momentlar uslubidan foydalanamiz.

26-rasm da ko'rsatilgan bo'g'inning markazga qo'yilgan inersiya kuchini o'ziga parallel ravishda biror T nuqtaga ko'chiramiz.



25-rasm



26-rasm.

Mexanika qoidalariga muvofiq T nuqtaga ko‘chirilgan F_i kuchi biron-bir moment ($F_i \cdot h$) bilan birga ko‘chadi. Agar bu moment qiymatini $F_i \cdot h \cdot \mu_2 = M_i$ deb qabul qilsak,

$$h = \frac{M_i}{F_i \cdot \mu_1} \quad (21)$$

ekanligi kelib chiqadi. Bu yerda,

M_i --bo‘g‘in inersiya kuchlarining momenti, ($N \cdot m$;))

F_i --bo‘g‘inning inersiya kuchi, (N)

h – F kuchini ko‘chirish kerak bo‘lgan yelka, (mm;)

μ_l – mexanizm tasvirining masshtabi.

1-misol: 27-rasmda ko‘rsatilgan krivoship-shatunli mexanizm bo‘g‘inlarining inersiya kuchlarini topamiz.

Mexanizm bo‘g‘inlarining o‘lchamlari va bosh bo‘g‘inning burchak tezligi $\omega = const$ berilgan bo‘lsin. Tezlik va tezlanishlar rejasini quramiz.

1-bo‘g‘inni og‘irlik markazi aylanish o‘qi O bilan ustma-ust tushgan bo‘lsin. U holda,

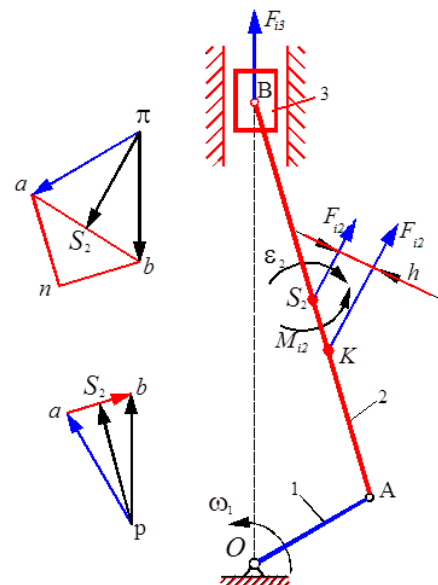
1-bo‘g‘in uchun:

$$F_i = 0, \quad M_i = 0.$$

2-bo‘g‘in uchun:

$$|F_{i2}| = m_2 a_{S_2} = m_2 \cdot \pi S_2 \cdot \mu_a,$$

$$|M_{u2}| = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = \frac{nb \cdot \mu_a}{AB \cdot \mu_l} \cdot I_{S_2}$$



27-rasm.

3-bo‘g‘in uchun:

$$|F_{i3}| = m_3 a_B = m_3 \cdot \pi b \cdot \mu_a,$$

$$M_i = 0.$$

Inersiya kuchlari F_i va inersiya momentlari M_i larning yo‘nalishlarini yuqoridagi mulohazalarga asosan ko‘rib chiqamiz. Bo‘g‘in 2 da nuqtadan h masofada A nuqta tomonga qarab biror-bir K

nuqtani tanlaymiz va bu nuqtaga F_{i2} kuchini o‘z-o‘ziga parallel holatda ko‘chiramiz. (21) formulaga asosan

$$h = \frac{M_i}{F_i \cdot \mu_i}, \quad [mm]; \quad (22)$$

Bunday usul bilan topilgan nuqta zarba markazi deyiladi.

Tayanch so‘z va iboralar

1. Massa - ilgariylanma harakatlanuvchi jism inertsiyasi o‘lchovi.
2. Inersiya momenti - aylanma yoki tebranma harakatlanuvchi jism inertsiyasining o‘lchovi.
3. Dalamber printsiipi: agar harakatlanuvchi mexanik sistemaga tashqi kuchlar bilan birgalikda bo‘g‘inlarning inertsiya kuchlari qo‘yilsa, unda bu sistema muvozanatda deb qarash mumkin va statika metodlari yordamida hisoblash mumkin.
4. Reaksiya - kinematik juftlardagi bo‘g‘inlarning o‘zaro ta’sir kuchlari.
5. Muvozanatlovchi kuch - dvigatel kuchi, shartli krivoshipga qo‘yilib, tashqi va inersiya kuchini muvozanatlaydi.

Nazorat savollari

1. Sterjenli mexanizmlarni kuchga hisoblash maqsadi qanday?
2. Mexanizmning kuch hisobi metodlari qanday?
3. Ilgarilanma, aylanma va murakkab harakatlanuvchi bo‘g‘inlarda inertsiya kuchi qanday aniqlanadi?
4. Bo‘g‘in harakatida tezlikning yo‘qligini va tezlanishning bo‘lishini qanday tushuntirish mumkin?
5. Kuchga hisoblashda mexanizm qanday gruppalariga bo‘linadi?
6. Mexanizmni kuchga hisoblashda statika shartlaridan qaysilaridan foydalanilgan?
7. Kinematik juftlarda reaksiya qanday aniqlanadi?

8-MA'RUZA

Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Jukovskiy richagi

Ma'ruza rejasi:

1. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlar
2. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi inersiya kuchlari va momentlari
3. Kinematik juftlarda reaksiya kuchlarini aniqlash

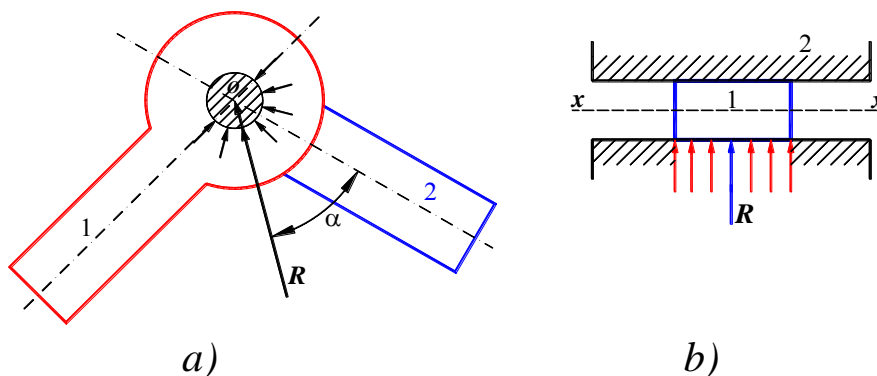
Mexanizmni kinetostatik hisoblashni kinematik juftlarda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlarini aniqlashdan boshlaymiz. Reaksiya kuchlari mexanizmning harakati jarayonida hosil bo'ladigan kuchlarni e'tiborga olgan holda hisoblanadi. Ma'lumki mexanizm harakati jarayonida uning bo'g'inlarida inersiya kuchlari hosil bo'ladi.

Agar mexanizmga berilgan tashqi kuchlarga (harakatlantiruvchi, qarshilik, og'irlik va muhitning qarshiligi va h.k.) inersiya kuchlarini qo'shib hisoblasak, bunday hisob *kinetostatik hisob deyiladi*.

Ma'lumki, tekis mexanizmlarda p_4 va p_5 , ya'ni V va IV sinf kinematik juftlar mavjuddir. 28-rasmda V sinf kinematik juft va unda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlari ko'rsatilgan.

28-rasm, *a*) dagi aylanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchi R ning va uning o'qiga nisbatan burchagi α ning qiymatlari noma'lumdir.

28-rasm, *b*) dagi ilgarilanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchining qiymati R va u qo'yilgan nuqtaning koordinatasi noma'lumdir.



28-rasm.

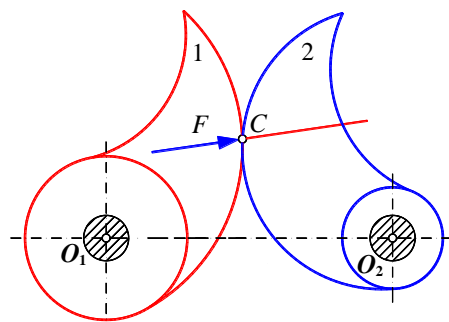
a) aylanma harakat qiluvchi kinematik juft; b) ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft.

29-rasmda *IV* sinf oliy kinematik jufti ko'rsatilgan. Oliy kinematik juftda reaksiya kuchi bo'g'inlarning bog'lanish nuqtasi C ga qo'yiladi va ular umumiy normal $n-n$ bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Demak, oliy kinematik juftlarda hosil bo'lgan reaksiya kuchlarining qiymati noma'lumdir.

Shunday qilib, reaksiya kuchlarini hisoblash uchun *V* sinf quyi kinematik juftlarida ikkita noma'lum, *IV* sinf oliy kinematik juftlarida esa bitta noma'lumni topish kerak.

Agar *V* sinf kinematik juftlar soni p_5 , *IV* sinf kinematik juftlar soni p_4 bo'lsa n ta bo'g'in uchun uchta muvozanat tenglamalarni yozish mumkin.

Mexanik sistemaning statik aniqligi shartiga ko'ra yozilgan tenglamalar soni noma'lumlar soniga teng bo'lishi kerak.



29-rasm.

$$3n = 2p_5 + p_4 \quad (23)$$

yoki

$$3n - 2p_5 - p_4 = 0.$$

Lekin, oldingi paragrafdan bizga ma'lumki, har bir *IV* sinf oliy kinematik juftni *V* sinf quyi kinematik juft bilan almashtirish mumkin. Shunday qilib,

$$3n - 2p_5 = 0$$

bundan

$$p_5 = \frac{3}{2}n \quad (24)$$

Demak, mexanizm tarkibiga kiruvchi Assur guruhlar (23) va (24) larga binoan statik aniq sistema ekanligi ko'rinib turibdi.

30-rasmda ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmni kinetostatik hisoblash kerak bo'lsin. Berilganlar: mexanizmning bo'g'inlari o'lchamlari, og'irliklari, yetaklovchi bo'g'in burchak tezligi ω_1 , uning holati φ_1 , qarshilik kuchi P_q .

Eng avvalo mexanizm bo'g'inlarining inersiya kuchlari F_i va bu kuchlarning momentlari M_i larni aniqlaymiz. Bu masala yuqorida ko'rib

chiqilgani uchun ular ustida to'xtalmasdan tayyor formuladan foydalanamiz. Eng avvalo tezlik va tezlanish rejalarini quramiz. So'ngra inersiya kuchlarini topamiz:

$$|F_{i2}| = m_2 \cdot \pi S_2 \cdot \mu_a, \quad |F_{i3}| = m_3 \cdot \pi c \cdot \mu_a, \quad |M_{i2}| = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2$$

Bularni o'z yo'nalishlari bilan mexanizm tasviriga ko'chiramiz. Assur guruhini ajratib olib, unga aniqlangan va aniqlanishi kerak bo'lgan kuchlar qiymatlarini qo'yamiz. 30-rasm, e) da ko'rsatilgan Assur guruhidagi A nuqtasiga ta'sir etuvchi kuchni qulaylik uchun ikkita tashkil etuvchiga ajratib olamiz R_{12}^n , R_{12}^τ .

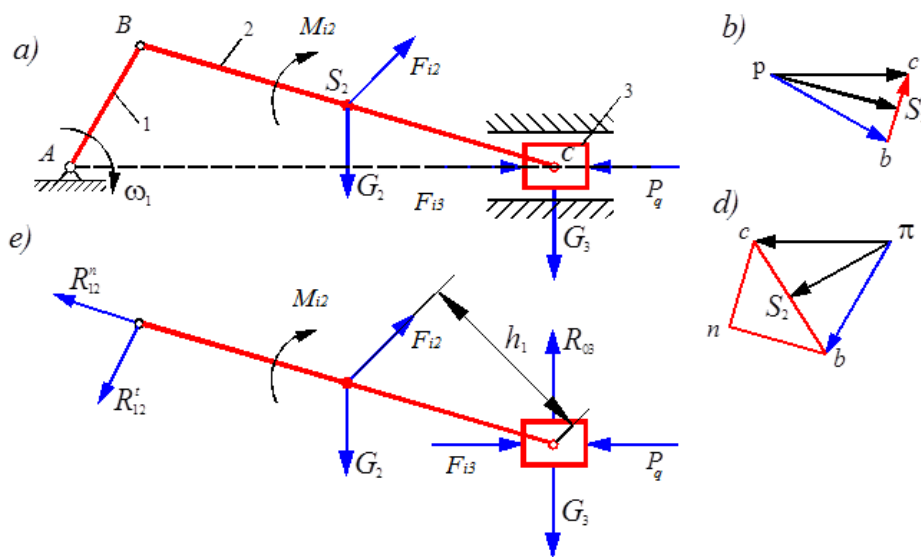
Agar C nuqtaga nisbatan berilgan va noma'lum kuchlardan moment olib muvozanatlik shartini yozsak, quyidagini olamiz

$$\sum M_C = R_{12}^n l_{BC} - M_{i2} - F_{i2} h \mu_1 + Q_2 h_2 \mu_1 = 0 \quad (25)$$

bu yerdan

$$R_{12}^n = \frac{M_{i2} + F_{i2} h \mu_1 - Q_2 h_2 \mu_1}{l_{BC}} \quad (26)$$

Agar (26) dan topilgan R_{12}^n ning qiymati manfiy bo'lsa, u holda 36-chizmadagi R_{12}^τ ning ko'rsatkichini teskari tomonga qarab yo'naltirish kerak.



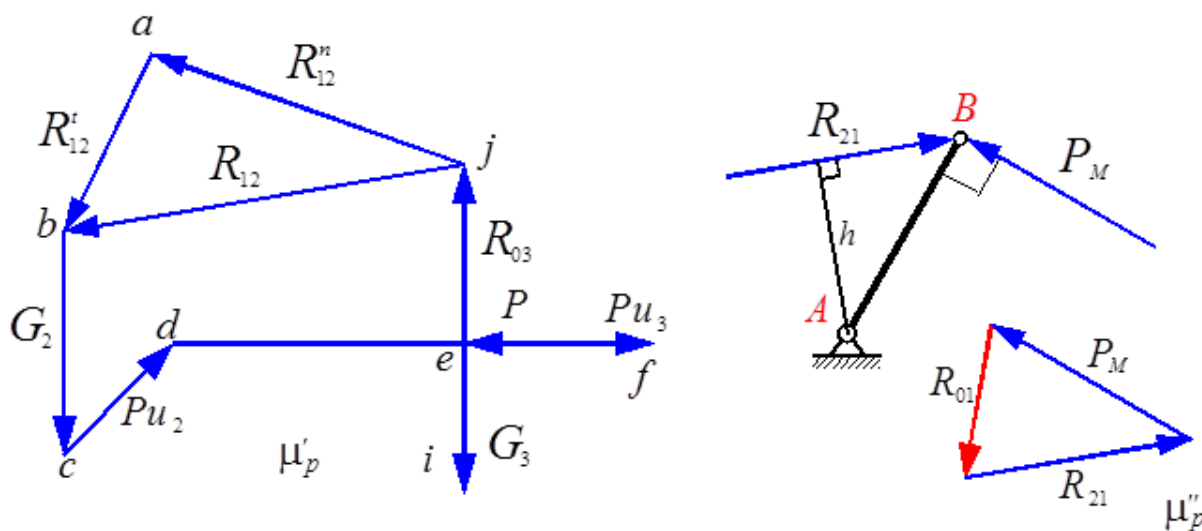
30-rasm.

a) mexanizm tasviri; b) tezlik rejasi; d) tezlanish rejasi; e) Assur guruhi.

Assur guruhi uchun Dalamber tamoyiliga binoan quyidagini yozamiz:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{F}_{i2} + \vec{Q}_2 + \vec{F}_{i3} + \vec{P}_q + \vec{Q}_3 + \vec{R}_{03} = 0 \quad (27)$$

(27) ifoda kuchlar vektorlaridan tashkil topgan kuch ko'pburchagini yopiq kontur ekanligini ko'rsatadi. Kuchlar ko'pburchagini qurish uchun kuchlar masshtabi μ_P ni tanlab olamiz. Bu masshtab qiymati ixtiyoriydir. Chizma qog'oz sathidan ixtiyoriy bir nuqtani tanlab olamiz va bu nuqtadan barcha kattaligi ma'lum bo'lgan kuchlarni μ_P masshtabda o'z yo'nalishlariga binoan qo'yib chiqamiz (31-rasm). So'ngra kattaligi noma'lum bo'lgan R_{12}^n , R_{03} kuchlarni (ularni yo'nalishlari ma'lum) yo'nalishlari o'zaro kesishguncha davom ettirib, yopiq kontur hosil qilamiz. Noma'lum kuchlar yo'nalishlari konturning yopiqlik shartidan kelib chiqadi. Ularning kattaligi mos kesmalarini μ_P ga ko'paytirish orqali topiladi. Shatun 2 ning porshen 3 ga ta'sirini porshen 3 ga ta'sir etuvchi kuchlar vektorlarining konturini yopib topish mumkin. Katetlari R_{12}^n , R_{12}^t kuchlardan tashkil topgan uchburchakning gipotenuzasi R_{12} ni beradi.



31-rasm 32-rasm.

Yetaklovchi bo'g'in 1 ni hisoblaymiz. Buning uchun unga ta'sir etuvchi hamma kuchlarni, R_{12} reaksiya kuchini ham olib kelamiz (32-rasm). Bu kuchni o'ziga parallel lekin qarama-qarshi tomonga yo'naltiramiz. A nuqtada reaksiya kuchi R_{01} paydo bo'ladi. Demak, bu yerda noma'lumlar soni ikkitadir. Shuning uchun bu sistemani muvozanat holatiga keltirish uchun B nuqtasiga kattaligi noma'lum bo'lgan P_M kuchni 90° burchak ostida qo'yamiz. Uning kattaligi (28) tenglamadan topiladi.

$$P_M \cdot AB = R_{21} \cdot h \quad (28)$$

So'ngra AB bo'g'in uchun kuchlar ko'pburchagini quramiz.

$$\vec{P}_M + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0 \quad (29)$$

Yuqoridagi vektor tenglamaga asosan yopiq kuchlar ko'pburchagini qursak (32-rasm), noma'lum bo'lgan reaksiya kuchi R_{01} ni topamiz.

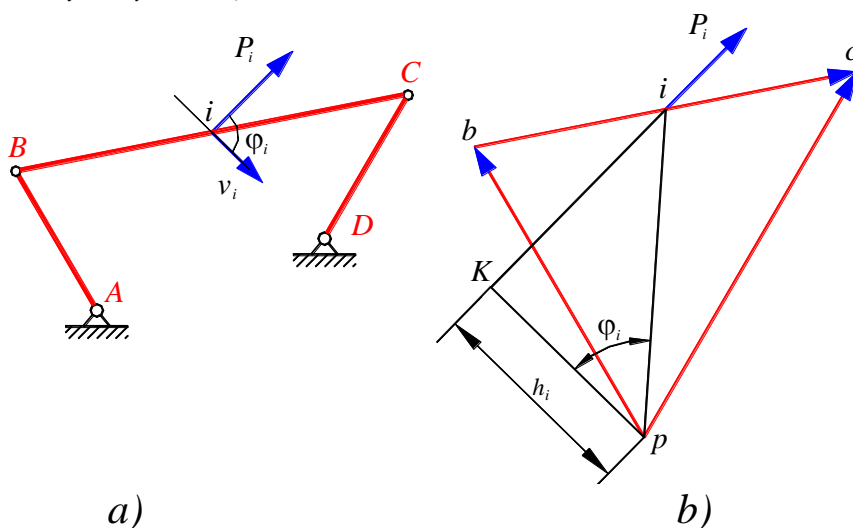
Jukovskiy teoremasi

Yuqorida keltirilgan masalalarning ichida eng murakkab muammo bu berilgan kuchlarning quvvatini hisoblashdir. Bu muammoni Jukovskiyning «richagi» yordamida hisoblash ancha qulaylik tug'diradi. Berilgan mexanizm BC bo'g'inining i nuqtasiga P_i kuchi qo'yilgan bo'lsin (33-rasm).

Bu kuchning quvvati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_i = P_i \cdot v_i \cos \varphi_i \quad (30)$$

bu yerda, $\varphi_i - P_i$ va v_i lar orasidagi burchakdir.



33-rasm.

a) sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizm; b) burilgan tezliklar rejasi.

Quvvat ifodasi (30) ni quyidagicha yozamiz:

$$N_i = P_i \cdot (pi) \cdot \mu_v \cdot \cos \varphi_i$$

P_i kuchini buralgan tezliklar rejasining i nuqtasiga ko'chiramiz. P_i kuchining yo'nalishiga p nuqtadan pK perpendikular tushiramiz.

ΔpKi dan

$$pK = h_i = (pi) \cos \varphi_i$$

$$N_i = P_i \cdot h_i \cdot \mu_v = M(P_i) \quad (31)$$

Yuqoridagi formula (31) dan shuni ko'rish mumkinki, berilgan kuchning quvvatini topish uchun eng avvalo buralgan tezliklar rejasini qurish lozim. So'ngra bu rejaning mos nuqtalariga kuchlarni o'z-o'ziga parallel holatda ko'chirib, tezliklar rejasining qutbi p ga nisbatan moment olish kerak. Bu momentning qiymati mexanzimga ta'sir etayotgan kuchning quvvatini beradi.

9-MA'RUZA.

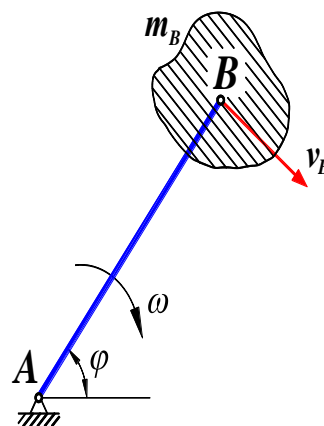
Keltirilgan kuchlar va massalar

Ma'ruza rejas:

1. Mashinalar dinamikasining vazifalari
2. Mashinalarning dinamik parametrlari
3. Mashinaning dinamik turlari
4. Mashinalarning mexanik tavsiflari
5. Mashinalar xarakatining rejimlari

Dinamika masalalarini hal qilishda ba'zan butun sistemani emas, balki biron bir bo'g'inni tekshirish qulaylik tug'diradi. Buning uchun mazkur bo'g'inni mexanizm tarkibidan ajratib olib unga mexanizm harakati holatidagi dinamik «*sharoit*» ni yaratish kerak bo'ladi.

Ko'pincha bunday bo'g'in uchun aylanma harakat qiluvchi yetaklovchi bo'g'inni tanlash maqsadga muvofiq bo'ladi. Yuqorida qayd etilgan uslub kuchlarni (momentlarni) va massalarni (inersiya momentlarini) *keltirish uslubi deyiladi*.



34-rasm.

Mexanizmga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuchlarni va momentlarni mos ravishda P_h va M_h deb, qarshilik kuchlari va momentlarini esa P_q va M_q deb belgilaymiz. Keltirilgan kuch (moment) qo'yilgan bo'g'in *keltirish bo'g'ini*, nuqta esa *keltirish nuqtasi deyiladi*.

Keltirish bo'g'iniga keltirilgan kuchning bajargan ishi yoki quvvati qolgan hamma kuchlarning bajargan ishi yoki quvvatlari yig'indisiga tengdir, ya'ni

$$A_{kel} = \sum A_i \text{ yoki } N_{kel} = \sum N_i \quad (32)$$

Keltirish bo'g'inining tasviri 34-rasmda keltirilgan.

Agar mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlar B nuqtaga, momentlar esa A nuqtaga keltirilgan bo'lsa, u holda keltirilgan kuch va momentlar ta'rifiga ko'ra

$$N_{kel} = P_{kel} \cdot v_B = M_{kel} \cdot \omega \quad (33)$$

bu yerda, P_{kel} –keltirilgan kuch; M_{kel} –keltirilgan moment; v_B –keltirish nuqta tezligi; ω –keltirish bo'g'inining burchak tezligi.

Yuqoridagi (33) dan

$$P_{kel} = \frac{N_{kel}}{v_B} = \frac{\sum N_i}{v_B} \quad (34)$$

Berilgan kuchlar va momentlar quvvatlarining yig'indisi quyidagicha bo'ladi:

$$\sum N_i = \sum P_i \cdot v_i \cdot \cos \alpha_i + \sum M_i \omega_i \quad (35)$$

bu yerda, P_i , M_i – i bo'g'inga qo'yilgan kuch va moment;

v_i , ω_i – i bo'g'inining chizikli va burchak tezliklari;

α_i – P_i va v_i orasidagi burchak.

(35) ning qiymatini (33) va (34) larga qo'ysak

$$P_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{v_B} + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{v_B} \quad (36)$$

$$M_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{\omega} + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{\omega} \quad (37)$$

Yuqorida keltirilgan (36) va (37) lardan ko‘rinadiki, keltirilgan kuch P_{kel} va keltirilgan moment M_{kel} lar mexanizmning holatlariga va mexanizm bo‘g‘inlarining uzatish nisbatlariga bog‘liqdir.

Keltirilgan massa va inersiya momenti

Keltirilgan massa va keltirilgan inersiya momentlarining kinetik energiyasi mexanizm bo‘g‘inlari kinetik energiyalarining yig‘indisiga teng.

Buning uchun eng avvalo mexanizmning kinetik energiyasini topamiz. Ixtiyoriy i -bo‘g‘inning kinetik energiyasi quyidagicha bo‘ladi:

$$T_i = \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \frac{1}{2} I_i \omega_i^2 \quad (38)$$

bu yerda T – i -bo‘g‘inning kinetik energiyasi;
 m_i , I_i – i -bo‘g‘inning massa va inersiya momentlari;
 v_i , ω_i – i -bo‘g‘inning chiziqli va burchak tezligidir.

(38) ifodaning yig‘indisi mexanizmning to‘la kinetik energiyasini beradi.

$$T = \sum T_i = \frac{1}{2} (\sum m_i v_i^2 + \sum I_i \omega_i^2)$$

Demak, keltirish bo‘g‘ini va keltirish nuqtasi uchun kinetik energiya ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$T_{kel} = \frac{1}{2} m_{kel} \cdot v^2, T_{kel} = \frac{1}{2} I_{kel} \cdot \omega^2$$

bu yerda, m_{kel} , I_{kel} – mos ravishda keltirilgan massa va inersiya momentlari; v , ω – keltirish nuqtasi va keltirish bo‘g‘inining chiziqli va burchak tezliklari.

U holda

$$m_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{v} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{v} \right)^2 \quad (39)$$

$$I_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (40)$$

Yuqoridagi (52) va (53) ifodalar keltirilgan massa va inersiya momentlarining ifodasidir, bular tezliklar nisbatining yoki uzatishlar nisbatining kvadratlariga bog‘liqdir.

Keltirilgan massa va inersiya momentlari orasida quyidagi bog‘lanish mavjud:

$$I_{kel} = m_{kel} \cdot l_{AB}^2 \quad (41)$$

bu yerda l_{AB} – keltirish bo‘g‘ini uzunligi.

Tayanch so‘z va iboralar

1. Mashina dinamikasi - bu tashqi kuchlar ta‘sirida mashina harakatini o‘rganishdir.

2. Tashqi kuchlar - bu dvigatelning yurituvchi, foydali qarshilik va og‘irlik kuchlaridir.

3. Ichki kuchlar - bu reaksiya kuchi va kinematik juftlardagi ishqalanish kuchlaridir.

4. Mexanik xarakteristika - bu kuch bilan siljish yoki bu kuch qo‘yilgan nuqta tezligi orasidagi bog‘lanishdir.

5. Mashina harakatining rejimi - bu bosh val tezligi yoki ishchi organining vaqtga bog‘liqligidir.

Nazorat savollari

1. Mashinaning inertsion va kuch parametrlarini sanab bering?

2. Dvigatel, foydali qarshilik va og‘irlik kuchlari qanday ish bajaradi?

3. Reaksiya va ishqalanish kuchlari qanday ish bajaradi?

4. Dinamik mashina turlarini ayting, ularga ta‘rif bering va misollar keltiring?

5. Mashinaning mexanik xarakteristikasi nima?

6. Uzluksiz, davriy va davriy bo‘lmagan mashina ishlashida harakat rejimlari qanday o‘rin egallaydi?

10-MA'RUZA

Mexanizmlarning kinetik energiya formasida tenglamasi. Aylanuvchi massalarni muvozanatlash

Ma'ruza rejasi:

1. Mashina dinamik modelining ta'rif
2. Dinamik modelning parametrlari
3. Dinamik modelning harakat tenglamasi
4. Aylanuvchi massalarni muvozanatlash

Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi uning yetaklovchi bo'g'ini harakat tenglamasi bilan ekvivalentdir.

Faraz qilaylik mexanizmni yetaklovchi bo'g'iniga harakatlantiruvchi kuchlar M_{kel}^h va qarshilik kuchlari M_{kel}^q alohida keltirilgan bo'lsin (35-rasm).

Shu bo'g'inga massalar m_{kel} va inersiya momentlari I_{kel} ham keltirilgan bo'lsin. Eng avvalo, mexanizmning i bo'g'inining kinetik energiyasini yozib olaylik.

$$T_i = \frac{1}{2} (m_i \cdot v_i^2 + I_i \cdot \omega_i^2)$$

agar t vaqt bo'yicha differensiallasak quyidagini olamiz

$$\frac{dT}{dt} = \frac{m_i}{2} 2v_i \frac{dv}{dt} + \frac{I_i}{2} 2\omega_i \frac{d\omega_i}{dt}$$

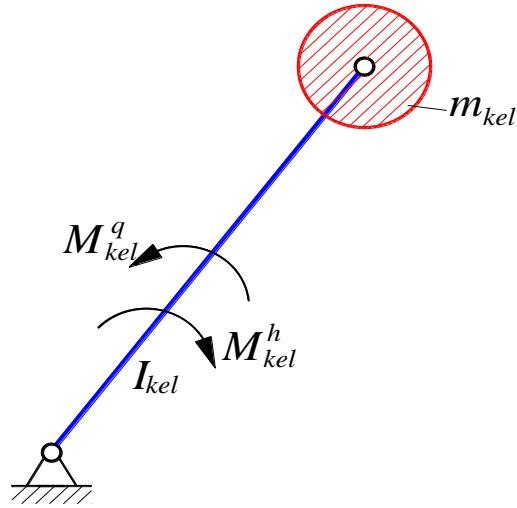
$$dT = m_i \cdot a_i \cdot v_i dt + I_i \cdot \varepsilon_i \cdot \omega_i dt$$

Bundan $v_i dt = ds_i$, $\omega_i dt = d\varphi_i$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda,

$$dT_i = F_i ds_i + M_i d\varphi_i \quad (42)$$

Yuqoridagi (42) tenglikning o'ng tomoni bajarilgan ish A_i ni beradi, u holda

$$dT_i = dA_i \quad (43)$$



35-rasm

Bundan ko‘rinadiki, mexanizm i bo‘g‘inning bajargan elementar ishi mexanizmning kinetik energiyasining o‘zgarishiga tengdir.

Agar (43) ifodani keltirish bo‘g‘ini uchun yozsak

$$dT_{kel} = dA_{kel} \quad (44)$$

Yuqorida ko‘rsatilgan (44) formulani ilgarilanma harakat qiluvchi bo‘g‘in uchun quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$A_{kel}^{Fh} - A_{kel}^{Fq} = \sum \frac{m_{k_1} \cdot v_{k_1}^2}{2} - \sum \frac{m_{k_0} \cdot v_{k_0}^2}{2} \quad (45)$$

bu yerda A_{kel}^{Fh} –keltirish bo‘g‘iniga keltirilgan harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi; A_{kel}^{Fq} –keltirish bo‘g‘iniga keltirilgan qarshilik kuchlarining bajargan ishi; m_{k_1} , m_{k_0} –harakat qaralayotgan oraliqning boshlang‘ich va oxirgi nuqtalaridagi keltirilgan massalar qiymatidir; v_{k_1} , v_{k_0} –harakat qaralayotgan oraliqning boshlang‘ich va oxirgi nuqtalaridagi tezliklar qiymatidir.

Yuqoridagi (58) tenglama mashinalarning kinetik energiya ko‘rinishidagi harakat tenglamasi deyiladi. Ba‘zan (58) tenglamada keltirilgan kuch F_{kel}^q va F_{kel}^h lar o‘rniga keltirilgan moment M_{kel}^q va

M_{kel}^h lar, keltirilgan massa m_{k_1} va m_{k_0} lar o‘rniga keltirilgan inersiya moment I_{k_1} va I_{k_0} lar, tezlik v_{k_1} va v_{k_0} lar o‘rniga burchak tezlik ω_{k_1} va ω_{k_0} larni qo‘ysak, u holda (58) quyidagicha yoziladi.

$$A_{kel}^{Mh} - A_{kel}^{Mq} = \sum \frac{I_{k_1} \cdot \omega_{k_1}^2}{2} - \sum \frac{I_{k_0} \cdot \omega_{k_0}^2}{2} \quad (46)$$

Natijada biz aylanma harakat qiluvchi mashinalar uchun *kinetik energiya ko‘rinishidagi harakat tenglamasi* (46) ni olamiz.

Mashinalarning harakat tenglamalari differensial tenglamalar ko‘rinishiga ham egadir. Bu tenglamani keltirib chiqarish uchun quyidagi belgilanishlarni kiritamiz. Keltirilgan harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining farqini $F_{kel}^h - F_{kel}^q = F_{kel}$ deb belgilasak, (42) tenglamani bunday yozish mumkin $dT = dA = F_{kel} \cdot ds$ bundan

$$F_{kel} = \frac{dA}{ds} = \frac{dT}{ds} \quad (47)$$

bu yerda, dA – keltirilgan kuchlarning bajargan elementar ishi; ds – keltirilgan nuqtaning elementar siljishi, dT – kinetik energiyaning elementar o‘zgarishi.

Kinetik energiyaning qiymatini o‘rniga qo‘yib quyidagini olamiz:

$$F_{kel} = \frac{d}{ds} \left(\frac{m_{kel} \cdot v^2}{2} \right) \quad (48)$$

bu yerda, m_{kel} – keltirilgan massa, u o‘zgaruvchan bo‘lib o‘zgarishi « S » ga bog‘liqdir.

$$\frac{d}{ds} \left(m_{kel} \frac{v^2}{2} \right) = m_{kel} \frac{d}{ds} \left(\frac{v^2}{2} \right) + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{dt}$$

Lekin

$$\frac{d}{ds} \left(\frac{v^2}{2} \right) = \frac{d}{dv} \left(\frac{v^2}{2} \right) \frac{dv}{ds} = v \frac{dv}{ds} = v \frac{dv \cdot dt}{dt \cdot ds} = \frac{dv}{dt};$$

u holda (48) quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$F_{kel} = m_{kel} \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{ds} \quad (49)$$

Agar keltirilgan kuch F_{kel} o‘rniga keltirilgan moment M_{kel} , keltirilgan massa m_{kel} o‘rniga keltirilgan inersiya moment I_{kel} , chiziqli tezlik v o‘rniga burchak tezlik ω larni qo‘ysak, quyidagini olamiz:

$$M_{kel} = I_{kel} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{kel}}{d\varphi} \quad (50)$$

bu yerda, φ – keltirilgan bo‘g‘inning buralish burchagi.

(49) va (50) larda keltirilgan tenglamalar *differensial tenglama ko‘rinishidagi mashina harakatining tenglamasidir*.

Shuni ham ta’kidlab o‘tish kerakki, mashinalarning harakat qonunini aniqlash uchun yuqoridagi (49) va (50) tenglamalardan keltirish bo‘g‘inning haqiqiy harakat qonunini bilish yetarlidir, yoki boshqacha qilib aytganda, keltirish bo‘g‘inning boshlang‘ich koordinatasini t vaqtning o‘zgarishiga qarab o‘zgaradigan funksiya ekanligini ifodalash mashinaning harakat qonunini aniqlashga olib keladi.

Yuqoridagi (49) va (50) tenglamalar *ikkinchi tartibli Lagranj rasmidagi mexanizmning harakat tenglamasi deyiladi*.

Ma’lumki mexanizm tekis harakat qilishi uchun keltirilgan harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining bajargan ishlari o‘zaro teng bo‘lishi kerak. Buning uchun (49) va (50) tenglamalardagi keltirilgan massa m_{kel} va keltirilgan inersiya moment I_{kel} larning o‘zgarmas qiymatlarga ega bo‘lishligi zarurdir, ya’ni $m_{kel}(S) = const$, $I_{kel}(\varphi) = const$ bo‘lishlari kerak.

Bu mexanizmlar dinamikasining moddiy nuqta dinamikasidan farqli ekanligini bildiradi.

Aylanuvchi massalarni muvozanatlash

Mexanizmlarni muvozanatlash ikki bosqichdan iboratdir:

1. Mexanizm bo‘g‘inlarini alohida muvozanatlash;
2. Mexanizm poydevoriga bergan ta’sirini muvozanatlash.

Birinchi bosqichda mexanizm harakati natijasida hosil bo‘ladigan inersiya kuchlarini, ularning kinematik juftlarga bergan qo‘shimcha bosimlarni va ular natijasida paydo bo‘ladigan qo‘shimcha ishqalanish kuchlarining ta‘sirini kamaytirish kabi muammolar ko‘rib chiqiladi.

Ikkinchi bosqichda esa mexanizm harakati natijasida paydo bo‘lgan kuchlar va momentlarni mexanizm poydevoriga ko‘rsatgan ta‘sirini kamaytirish usullari ko‘riladi.

Aylanma harakat qiluvchi bo‘g‘inni muvozanatlash masalasini ko‘rib chiqamiz. Buning uchun 36-rasmda ko‘rsatilgan aylanma harakat qiluvchi bo‘g‘in ustida biror- bir m_i massaga ega bo‘lgan va aylanish o‘qidan ρ_i masofada birorta nuqta joylashgan bo‘lsin, deb faraz qilaylik.

Aylanma harakat qiluvchi bo‘g‘inning burchak tezligi ω_i bo‘lsa, bu bo‘g‘in harakati jarayonida mazkur nuqta

$$|F_i| = m_i a_i = m_i \omega_i^2 \rho_i \quad (51)$$

inersiya kuchiga ega bo‘ladi. Bu yerda, ω_i^2 – aylanma harakat qiluvchi bo‘g‘inning burchak tezligi, $[1/s]$; ρ_i – berilgan nuqtaning aylanish o‘qigacha bo‘lgan masofasi, mm ; $m_i \rho_i$ – nuqtaning statik momenti bo‘lib, *nuqta muvozanatsizligi yoki disbalansi deyiladi*.

36-rasm a) da ko‘rsatilgan bo‘g‘inni muvozanatlash uchun ikkita $I - I$ va $II - II$ tekisliklarni o‘tkazamiz. *Bu tekisliklar tuzatish tekisliklari deyiladi*. Ularning aylanish o‘qi bilan kesishgan nuqtalari O_1 va O_2 bo‘lsin. F_i kuchini ikkita F_{iI} va F_{iII} kuchlarga ajratamiz va ularni mos ravishda O_1 va O_2 nuqtalarga qo‘yamiz. Bu kuchlar quyidagicha shartni qanoatlantirishi kerak:

$$\begin{aligned} F_{iI} + F_{iII} &= F_i \\ F_{iI} \cdot l_I &= F_{iII} \cdot l_{II} \end{aligned} \quad (52)$$

Yuqoridagi (52) formula shuni ko‘rsatadiki F_i kuchini muvozanatlash uchun ikkita maxsus $I - I$ va $II - II$ tekisliklardagi F_{iI} va F_{iII} kuchlarni muvozanatlash yetarlidir.

Shunday qilib, F_i kuchini muvozanatlash uchun $I - I$ va $II - II$ tekisliklarda joylashgan F_{iI} va F_{iII} kuchlarining ta‘sir yo‘nalishlarida massalari m_{nI} , m_{nII} bo‘lgan va aylanish o‘qidan l_{nI} va l_{nII} masofalarda

joylashgan ikkita posangi o'rnatish kerak. Bu posangilarni bergan inersiya kuchlari maxsus $I - I$ va $II - II$ tekisliklarda joylashgan F_{iI} va F_{iII} kuchlarga teng va qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi, ya'ni (36-rasm, b)

$$F_{iI} = m_{nI} \cdot l_{nI} \cdot \omega_i^2$$

$$F_{iII} = m_{nII} \cdot l_{nII} \cdot \omega_i^2$$

Biz yuqorida mexanizm bo'g'inlarini alohida muvozanatlash yo'llarini ko'rib chiqdik. Lekin mexanizmlarni to'la muvozanatlash uchun uning harakati jarayonida poydevorga ko'rsatgan ta'sirini yo'qotish kerak. Bu muammoni 37-rasmada ko'rsatilgan mexanizm uchun ko'rib chiqamiz.

Amaliyotda aylanma harakat qiluvchi bo'g'inning konstruksiyasi l_{nI} va l_{nII} larning konkret qiymatlarini taqozo etadi, shuning uchun posangi massalar m_{nI} va m_{nII} larning qiymatlarini tanlash masalani hal qilishga olib keladi.

Bu mexanizmning harakati natijasida hosil bo'lgan F_u kuchni muvozanatlashni ko'rib chiqamiz, bunda inersiya kuchlari momenti M_u ni muvozanatlash masalasini hozircha e'tiborga olmaymiz.

Ma'lumki,

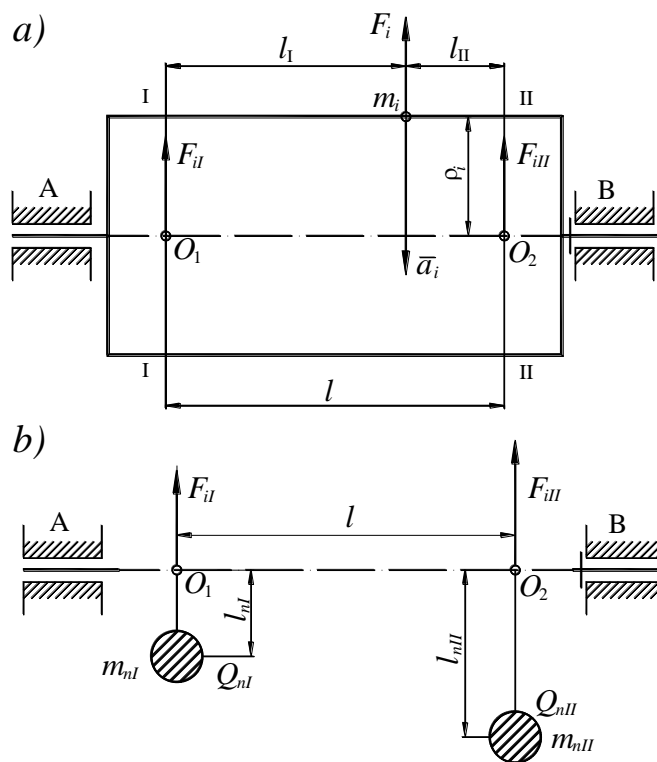
$$\vec{F}_u = -m_s \vec{a}_s$$

bu yerda, $m_s = \sum_i^n m_i$ –hamma qo'zg'aluvchan bo'g'inlar massasi;

a_s –mexanizm umumiy og'irlik markazining tezlanishi; F_i umumiy og'irlik markazining inersiya kuchidir.

Inersiya kuchi F_i ning yo'nalishi tezlanish a_s ga parallel va qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi.

Demak, mexanizmni to'la muvozanatlash uchun, avvalo uning umumiy og'irlik markazi S ning tezlanishi $a_s = 0$ bo'lishi kerak. Yuqorida ko'rsatilgan mexanizm uchun umumiy og'irlik markazi S ning koordinatasini aniqlaymiz. Bu yerda Fisher uslubidan foydalanamiz.



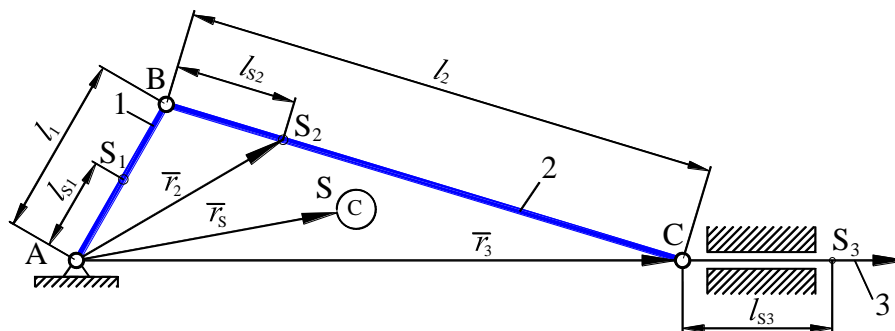
36-rasm.

Umumiy og'irlik markazining statik momenti vektori quyidagicha bo'ladi.

$$m_s \vec{r}_s = m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3$$

bundan

$$\vec{r}_s = \frac{m_1}{m_s} \vec{r}_1 + \frac{m_2}{m_s} \vec{r}_2 + \frac{m_3}{m_s} \vec{r}_3 \quad (34)$$



37-rasm.

37-rasmdan quyidagilarni olamiz:

$$\vec{r}_1 = \vec{l}_s, \vec{r}_2 = \vec{l}_1 + \vec{l}_{s_2}, \vec{r}_3 = \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3$$

bularni (34) ga qo‘yib quyidagilarni olamiz:

$$\bar{r}_S = \frac{m_1 \bar{l}_{S_1} (m_2 + m_3)}{m_S} + \frac{m_1 \bar{l}_{S_1} + m_3 \bar{l}_1}{m_S} + \frac{m_1 \bar{l}_{S_3}}{m_S} \quad (35)$$

quyidagicha belgilashni kiritamiz:

$$\bar{h}_1 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_1} + \bar{l}_1 (m_2 + m_3)}{m_S} \quad (36)$$

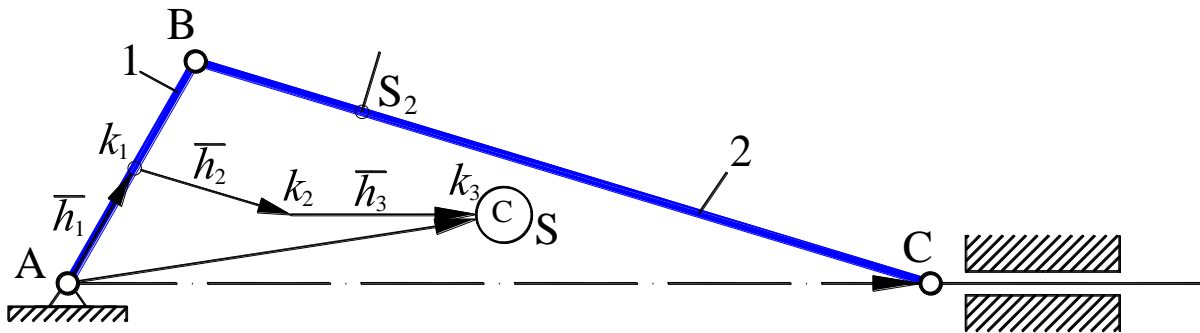
$$\bar{h}_2 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_2} + m_3 \bar{l}_1}{m_S} \quad (37)$$

$$\bar{h}_3 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_3}}{m_S} \quad (38)$$

natijada quyidagilarni olamiz:

$$\bar{r}_S = \bar{h}_1 + \bar{h}_2 + \bar{h}_3$$

vektorlar h_1 , h_2 , h_3 mos ravishda AB , BC va CS_3 bo‘g‘inlarga paralleldir. 38-rasmda h_1 , h_2 va h_3 vektorlardan tuzilgan yig‘indi vektorning holati ko‘rsatilgan.



38-rasm

Mexanizm to‘la muvozanatda bo‘lishi uchun S nuqta A nuqta ustida yotishi kerak, lekin bu amalda mumkin emas. Shuning uchun h_1 va h_2 lar qiymatini nolga tenglashtirib, umumiy og‘irlik markazi S nuqtani to‘g‘ri chiziqli harakat qiladi deb qarash mumkin.

Agar 3-bo'g'in porshendan iborat bo'lsa, u holda

$$l_{S_3} = 0, \quad l_3 = 0$$

bo'ladi.

(36), (37) va (38) tenglamalar quyidagicha yoziladi.

$$\bar{h}_1 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_1} \bar{l}_1 (m_2 + m_3)}{m_S} \quad (39)$$

$$\bar{h}_2 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_2} + m_3 \bar{l}_1}{m_S} \quad (40)$$

$\bar{h}_3 = 0$ (36), (37) va (38) tenglamalardan mexanizmni to'la muvozanatlash uchun $\bar{h}_1 = 0$, $\bar{h}_2 = 0$ bo'lishi kerak, u holda $\bar{h}_3 = 0$

$$m_1 \bar{l}_{S_1} + m_2 \bar{l}_1 + m_3 \bar{l}_1 = 0; \quad (41)$$

$$m_2 \bar{l}_{S_2} + m_3 \bar{l}_1 = 0 \quad (42)$$

(41) va (42) larni ikkala tomonini m_3 ga bo'lib yuborsak, quyidagilar hosil bo'ladi:

$$\frac{m_1}{m_3} \bar{l}_{S_1} + \frac{m_2}{m_3} \bar{l}_1 = \bar{l}_1 \quad (43)$$

$$\frac{m_2}{m_3} \bar{l}_{S_2} = \bar{l}_2; \quad \left| \frac{m_1}{m_3} \right| = \left| \frac{\bar{l}_2}{\bar{l}_{S_1}} \right| \quad (44)$$

Agar $l_1 = 2l_{S_1}$ va $l_2 = 2l_{S_2}$ bo'lsa, u holda $m_2 = 2m_3$ va $m_1 = 6m_3$ ekanligini ko'ramiz.

Agar ma'lum bir sababga ko'ra mexanizm bo'g'inlarining massalari ma'lum bo'lsa, u holda (43) va (44) tenglamalardan foydalanib bo'g'inlarning o'lchamlarini aniqlash mumkin.

Yuqoridagi tavsiyalar krivoship-shatunli mexanizmlarning bir tekisda ishlashini ta'minlaydi.

Tayanch soʻz va iboralar

1. Mashinaning dinamik modeli -- bu mashinaning hamma dinamik parametrlarini oʻz ichiga olgan bitta boʻgʻindir.
2. Keltirilgan inersiya momenti mashina va modelning kinetik energiya tenglamasidan aniqlanadi.
3. Keltirilgan kuch momenti -- bu mashina va model quvvatlarining tengligidan aniqlanuvchi kuch momentidir.

Nazorat savollari

1. Davriy va davriy boʻlmagan dinamik mashina modellari koʻpincha qanday boʻgʻin bilan kinematik bogʻlanadi?
2. Dinamik modelning keltirilgan kuch momenti qanday shartdan topiladi?
3. Energetik rasmda dinamik modelning harakat tenglamasini keltirib chiqazing.
4. Differentsial rasmda dinamik modelning harakat tenglamasini keltirib chiqazing.

11-MAʼRUZA

Kulachokli mexanizmlar, ularning turlari

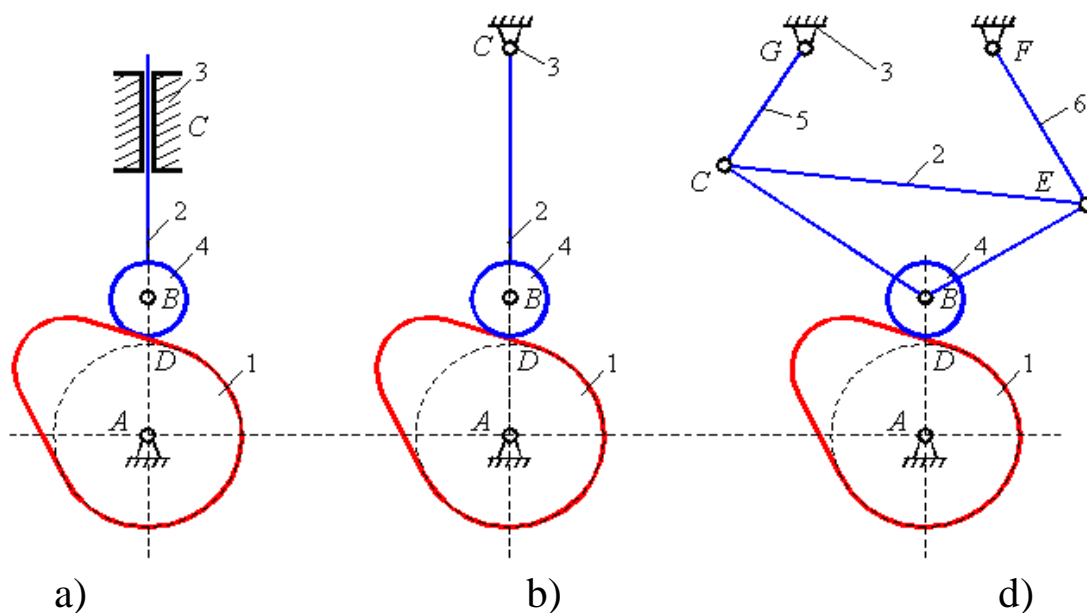
Kulachokli mexanizmlarni quyidagi turlari mavjud:

A. Yetaklanuvchi boʻgʻini ilgariylanma harakat qiluvchi mexanizmlar (39-rasm a). Bu mexanizmlarda yetaklanuvchi boʻgʻin 2 qoʻzgʻalmas boʻgʻin 3 bilan ilgariylanma harakat qiluvchi V -sinf kinematik juft tashkil etadi.

Kulachok 1 va yetaklanuvchi boʻgʻin 2 orasida yordamchi boʻgʻin «gʻildirakcha» joylashgan boʻlib, bu mexanizmning ishlash muhlatini oshirishga moʻljallangandir. Yordamchi boʻgʻin «gʻildirakcha» mexanizmning erkinlik darajasini sunʼiy ravishda orttiradi, shuning uchun ham ularyordamchi (passiv) boʻgʻinlar deyiladi.

B. Yetaklanuvchi boʻgʻini tebranma harakat qiladigan mexanizmlar (39-rasm b). Bunday mexanizmlarda yetaklanuvchi boʻgʻin 2 qoʻzgʻalmas boʻgʻin 3 bilan aylanma harakat qiluvchi V -sinf kinematik juftga kiradi.

D. Yetaklanuvchi boʻgʻini murakkab harakat qiladigan mexanizmlar (39-rasm, d). Bunday mexanizmlarda yetaklanuvchi boʻgʻin murakkab mexanizmdan iborat boʻlib, u qoʻzgʻalmas boʻgʻin bilan bir nechta kinematik bogʻlanishga kirishi mumkin.



39- rasm.

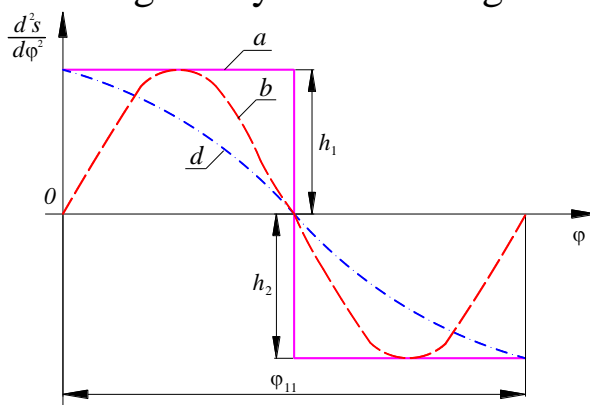
Kulachokli mexanizmlardagi 1 va 2 bo'g'inlar o'zaro kinematik bog'lanishga qarab quyidagi sinflarga bo'linadi:

a) kulachok 1 bilan yetaklanuvchi bo'g'in 2 o'zaro biror- bir egri profil orqali kinematik bog'lanadi;

b) kulachok 1 bilan yetaklanuvchi bo'g'in 2 yassi tekislik orqali kinematik bog'lanadi.

Kulachokli mexanizmlarni loyihalash uchun etaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni berilgan bo'ladi. Bu harakat qonunini amalga oshiruvchi mexanizm yaratiladi. Yetaklanuvchi bo'g'inlarning

harakat qonunlari ixtiyoriy bo'lishi mumkin, 40-rasmda amalda uchraydigan qonunlarning asosiylari ko'rsatilgan.



39-rasm.

- a) to'g'ri chiziqli harakat qonuni; b) sinusoidal harakat qonuni;
d) kosinusoidal harakat qonuni.

Harakat qonunlari asosan yetaklanuvchi bo‘g‘inning harakati kulachokning burilish burchagiga nisbatan II-tartibli hosila ko‘rinishida berilishi mumkin, ya’ni

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \right)$$

40-rasmda keltirilgan harakat qonunlaridagi ordinatalari h_1 va h_2 lar turlicha qiymatlarga ega bo‘lishi mumkin. Ular o‘zaro teng yoki aksincha bo‘lishi ham mumkin. Ularning qiymatlariga qarab etaklanuvchi bo‘g‘inning harakat qonuni har xil bo‘ladi. Yetaklanuvchi bo‘g‘inning harakat qonuni d^2S/dt^2 va $d^2\psi/dt^2$ ko‘rinishida ham berilishi mumkin.

Yetaklanuvchi bo‘g‘inning harakat qonuni ma’lum bo‘lsa, u holda etaklanuvchi bo‘g‘in harakati mobaynida paydo bo‘ladigan inersiya kuchlarni topish mumkin, ya’ni

$$\bar{P}_u = -ma, \bar{M}_u = -I\varepsilon$$

bu yerda a – yetaklanuvchi bo‘g‘inning chiziqli tezlanishi;

ε – yetaklanuvchi bo‘g‘inning burchak tezlanishi.

Bu kuchlar yetaklanuvchi bo‘g‘inning kulachokka bergan qo‘shimcha bosimi bo‘ladi va mazkur mexanizmning ishlash muhlatini kamaytiradi.

12-MA’RUZA

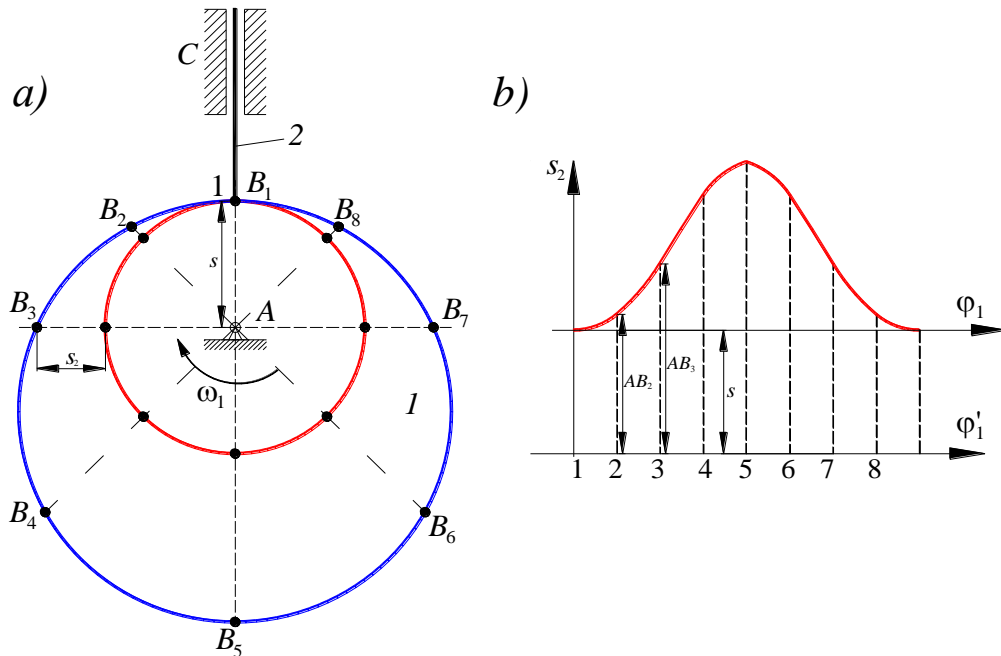
Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili. Rolikli va tekis turtkichli kulachokning profilini loyihalash

Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili ularning yetaklanuvchi bo‘g‘inlarining holatlarini aniqlashdan boshlanadi.

Agarda kulachokli mexanizmlarda yetaklanuvchi bo‘g‘inlarning holatlari ma’lum bo‘lsa, ularning tezlik va tezlanishlarini aniqlash mumkin. Shuning uchun kulachokli mexanizmni yetaklanuvchi bo‘g‘inining turli holatlarini aniqlashni ko‘rib chiqamiz (40-rasm a).

Buning uchun harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz, ya'ni kulachok 1 ga ω_1 burchak tezlik bilan ta'sir qilamiz, kulachok 1 to'xtab qoladi

$$(\omega_1 - \omega_1 = 0)$$



40-rasm

a) kulachokli mexanizm; b) etaklanuvchi bo'g'inning yo'l chizig'i

Etaklanuvchi bo'g'in 2 kulachok 1 atrofida ω_1 tezlik bilan harakatlanadi. Etaklanuvchi bo'g'in 2 ning ($B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, B_7, B_8$) holatlarini 40-rasm, b) da ko'rsatilgan koordinata sistemasini ordinata o'qi S_2 da μ_s masshtabda ko'rsatamiz. Absissa o'qida 2π ga teng l kesma tanlaymiz va bu kesmani teng ravishda 8 ta bo'laklarga bo'lib chiqamiz. Bu o'qning masshtabi $\mu_l = \frac{2\pi}{l}$, (rad/mm) bo'ladi. Ordinata va absissa o'qlaridagi mos kesmalardan chiqarilgan chiziqlarni o'zaro kesishtirib $S_2(\varphi)$ chizig'ini hosil qilamiz. Bu chiziq μ_s masshtabida olingan etaklanuvchi bo'g'in 2 ning yo'l chizig'i bo'ladi.

Etaklanuvchi bo'g'in 2 ning tezlik va tezlanish chiziqlarini topish yo'l chizig'ini ketma-ket chiziqli differensiallab hosil qilinadi.

13-MA'RUZA

Kulachokli mexanizmda bosim va uzatish burchaklari

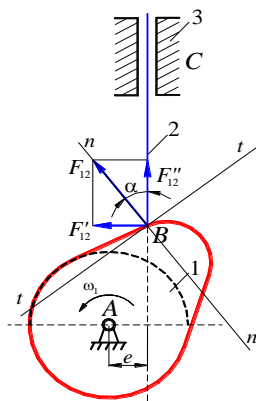
Kulachokli mexanizmlarning o'lchamlari kinematika, dinamika va mexanizmlar tuzilishi talablariga javob berishi kerak.

Kulachokli mexanizmning berilgan qonun ostida harakatlanishi kinematika shartini bildiradi.

Kulachokli mexanizmning yuqori foydali ish koeffisienti bilan ishlashi va uning bo'g'inlari o'zaro qadalmasdan ishlashini ta'minlash dinamika shartini bildiradi.

Kulachokli mexanizmning alohida olingan detallarining mustahkamligini ta'minlash uning tuzilish shartini bildiradi. Umuman olganda, bu shartlarning hammasi birgalikda kulachokli mexanizm o'lchamlarga ma'lum cheklanishlarni taqozo etadi.

41-rasmda yetaklanuvchi bo'g'ini ilgarilama harakat qilayotgan kulachokli mexanizm ko'rsatilgan. Kulachok 1 dan yetaklanuvchi bo'g'in 2 ga ta'sir etuvchi kuch F_{12} normal chiziq "n-n" bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.



41-rasm

Bu kuchning yetaklovchi bo'g'inining harakat yo'nalish bilan ustma-ust tushadigan qismi F_{12}'' foydali ish bajaradi. Yetaklanuvchi bo'g'in harakatiga perpendikulyar bo'lgan qismi F_{12}' ish bajarishga halaqit beradi. Yuqoridagi mulohazadan quyidagi kelib chiqadi.

Yetaklanuvchi bo'g'in harakatini yo'nalishi bilan normal (n-n) ning orasidagi burchak α bosim burchagi deyiladi. Bu burchakni 90° ga to'ldiruvchi burchakka $\gamma_{12} = 90^\circ - \alpha$ uzatish burchagi deyiladi.

41-rasmdan ko‘rinadiki

$$F''_{12} = F_{12} \cos \alpha$$

$$F'_{12} = F_{12} \sin \alpha$$

Bundan

$$\alpha = 0^\circ \text{ bo'lsa } F''_{12} = F_{12}, F'_{12} = 0;$$

$$\alpha = 90^\circ \text{ bo'lsa } F''_{12} = 0, F'_{12} = F_{12}$$

ekanligini ko‘rish mumkin.

Demak, burchak α ning qiymati qancha katta bo‘lsa yetaklovchi bo‘g‘inning harakati shuncha yomonlashadi.

Bosim burchak α ning qiymati ma’lum bir miqdordan oshmasligi kerak, burchakning bunday miqdorini bosim burchagini ruxsat etilgan qiymati deyiladi.

Amaliyotda kulachokli mexanizmlarni loyihalayotgandagi bosim burchagini ruxsat etilgan qiymatidan chetga chiqishi mexanizm harakati jarayonida qadalish hodisasini keltiradi va sinib ketish xavfi tug‘iladi.

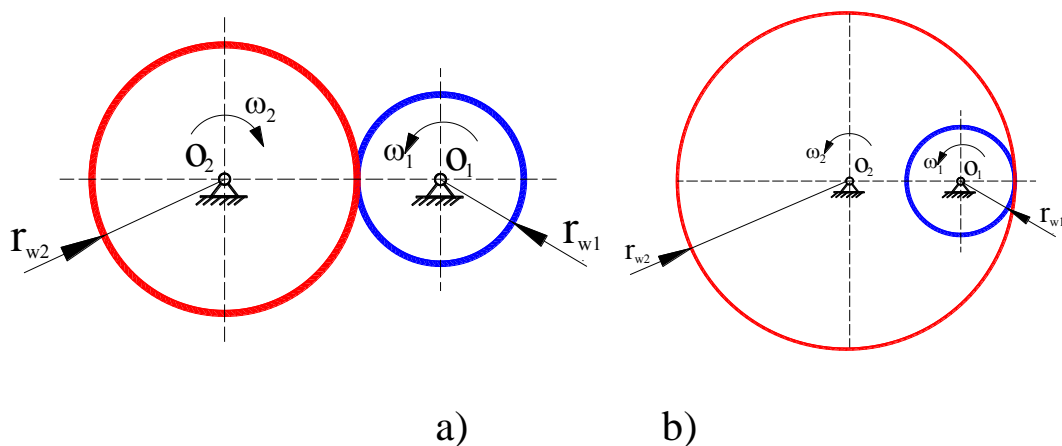
14-MA’RUZA

Tishli mexanizmlarning turlari

Mashinasozlikda va asbobsozlikda tishli mexanizmlardan keng ko‘lamda foydalaniladi. 42-rasmda oddiy tishli g‘ildiraklardan tashkil topgan tashqi va ichki ilashmada bo‘lgan tishli uzatma ko‘rsatilgan. Har bir tishli g‘ildirak doiraviy silindrdan iborat bo‘lgan va tashqi sirti tishlar bilan jihozlangan bo‘g‘inlardan iborat. Bu g‘ildiraklarning tishlari o‘zaro ilashib tishli uzatmani tashkil etadi. Tashqi ilashmada bo‘lgan uzatmada g‘ildirakning burchak tezliklari ω_1 va ω_2 lar ikki xil ishoraga ega bo‘ladi (42-rasm a)).

Ichki ilashmada bo‘lgan uzatmada burchak tezliklar ω_1 va ω_2 bir xil ishoraga ega bo‘ladi (42-rasm b)).

42-rasmlarda ko‘rsatilgan tishli uzatmalarda tishli g‘ildiraklar radiuslar r_{w1} va r_{w2} bo‘lgan boshlang‘ich aylana deb ataluvchi aylanalar orqali harakatni o‘tkazadilar. Shunday qilib tishli uzatmalarning uzatish nisbati quyidagicha bo‘ladi:



42-rasm.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Ba'zan tishli g'ildiraklar radiuslari nisbatini tishlar sonlari nisbati bilan almashtiriladi:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

Yuqorida ko'rsatilgan tishli uzatmalar tekis tishli uzatmalar deyiladi. Bundan tashqari fazoviy tishli uzatmalar ham mavjuddir. 43-rasmda konussimon tishli uzatma ko'rsatilgan. Konussimo tishli uzatmada uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.

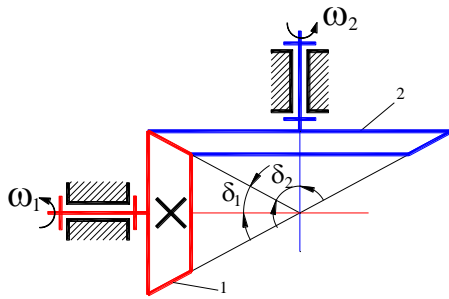
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

bu yerda δ_1, δ_2 – 1 va 2 g'ildiraklar konus burchaklaridir

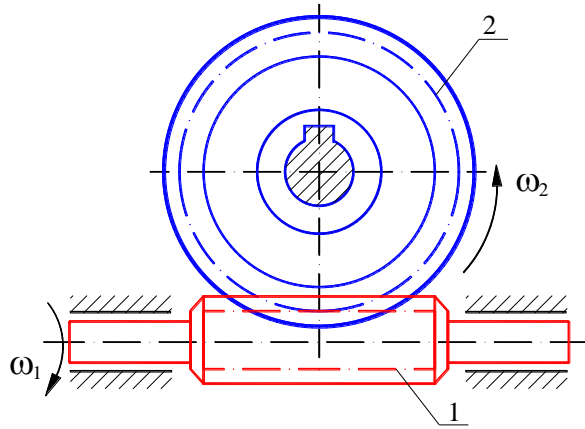
44-rasmda chervyakli uzatma ko'rsatilgan bo'lib, uning uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_{g'il}}{z_K}$$

bu yerda $z_{g'il}$ – g'ildirakning tishlar soni; z_K – chervyakning tishlar o'rami (kirimi) soni.



43-rasm



44-rasm

Tishli ilashmaning asosiy qonuni

Mazkur darslikning oldingi boblarida tishli mexanizmlar oliy kinematik juft tashkil etadi va bunday mexanizmlarning imkoniyati katta ekanligini aytgan edik.

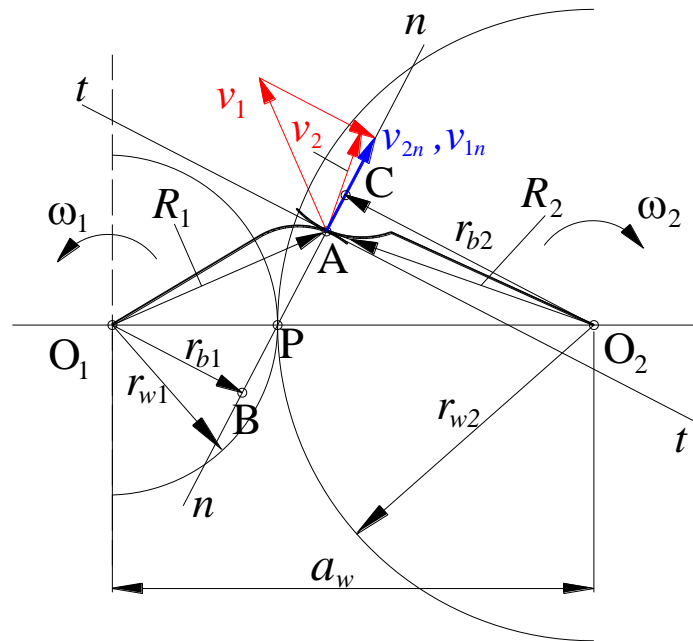
Tishli ilashmalarda o‘zaro ilashishda bo‘lgan bitta sirtning nisbiy harakatiga qarab ikkinchi sirtni topish ularni loyihalashda o‘ta muhim masaladir. Bu masala tishli ilashishning asosiy teoremasi orqali olib boriladi.

45-rasmda o‘zaro ilashmada bo‘lgan ikkita tishli uzatma ko‘rsatilgan.

Ikki tishli g‘ildirak tishlarning umumiy nuqtasi A bo‘lsin. A nuqtaning tezligi mos ravishda v_1 va v_2 bo‘lsin. Bu tezliklarning “ $n-n$ ” normal chizig‘iga bo‘lgan soyalari v_{1n} va v_{2n} bo‘lsin, “ $t-t$ ” urinma chizig‘iga bo‘lgan soyalari v_{1t} va v_{2t} bo‘lsin. Harakat birinchi g‘ildirakdan ikkinchi g‘ildirakka uzluksiz o‘tishi uchun $v_{1n} = v_{2n}$ bo‘lishi kerak.

ΔO_1BA va $\Delta Av_{2n}v_1$ lar o‘zaro o‘xshash bo‘ladi, ΔO_2CA va $\Delta Av_{2n}v_2$ lar ham o‘zaro o‘xshash bo‘ladi. Bu uchburchaklarning o‘xshashligidan foydalanib quyidagilarni yozamiz:

$$v_1 \frac{r_{b1}}{R_1} = v_2 \frac{r_{b2}}{R_2}$$



45-rasm

lekin,

$$v_1 = R_1\omega_1 \text{ va } v_2 = R_2\omega_2$$

bo‘lganligi uchun quyidagilarni olamiz:

$$r_{b1}\omega_1 = r_{b2}\omega_2$$

$$\text{Bundan } \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Buni quyidagicha yozishimiz mumkin:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

bu yerda u_{12} –uzatish nisbati deyiladi.

Yuqorida keltirilgan ifoda ilashmaning asosiy teoremasi bo‘lib, quyidagicha ta’riflanadi:

O‘zaro ilashishda bo‘lgan ikkita tishli g‘ildirak tish profillariga o‘tkazilgan umumiy normal o‘qlar orasidagi masofa O_1O_2 ni burchak tezliklar ω_1 va ω_2 larga teskari proporsional bo‘lgan holatlarda bo‘ladi.

Bu teoremaga Villis teoremasi ham deb yuritiladi.

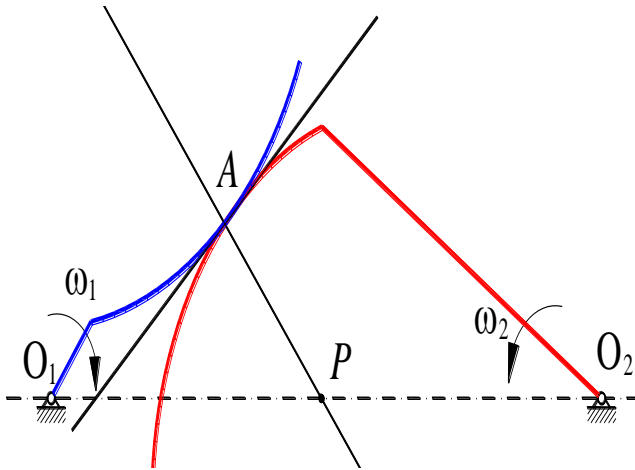
Umumiy normal “ $n-n$ ” ning o‘qlar orasidagi masofa O_1O_2 bilan kesishgan P nuqtasi etaklovchi va etaklanuvchi bo‘g‘inlarning nisbiy harakatdagi qutbi deyiladi.

Qutb P ni holatiga qarab ilashishlar har xil bo‘ladi:

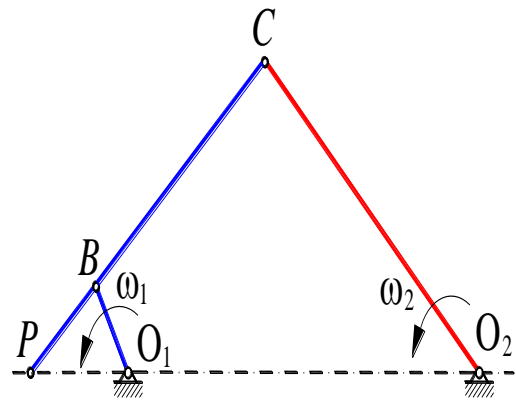
a) agarda P nuqta O_1 va O_2 aylanishlar markazining o‘rtasida bo‘lsa, bunday ilashmaga tashqi ilashma deyiladi va uzatishlar nisbati

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P}$$

manfiy qiymatga ega bo‘ladi (46-rasm).



46-rasm.



47-rasm..

b) agarda P nuqta O_1 va O_2 aylanishlar markazidan chetda bo‘lsa, bunday ilashmaga ichki ilashma deyiladi va uzatishlar nisbati

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

musbat qiymatga ega bo‘ladi (47-rasm).

$$\overset{\cup}{AM}_0 = \overline{AM} \quad (a)$$

Evolventaning M nuqtasidagi radius vektori OM , shu nuqtaga o'tkazilgan urinma " $t - t$ " orasidagi burchak α bo'lsin.

Evolventali ilashma nazariyasida bu burchak profil burchagi deyiladi. Boshlang'ich radius vektor OM bilan uning ixtiyoriy nuqtasidagi radius-vektor orasidagi burchak evolventa burchagi deyiladi. Evolventa hosil qiluvchi va radiusi $r_b = OM_0$ bo'lgan aylana asosiy aylana deyiladi.

(a) ifodaga asosan

$$r_b(\alpha + \theta) = r_b \operatorname{tg} \alpha$$

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

Bu trigonometrik funksiya evolventa funksiyasi deyiladi va quyidagicha yoziladi:

$$\theta = \operatorname{inv} \alpha. \quad (b)$$

M nuqtaning radius vektori R quyidagicha topiladi:

$$R = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (d)$$

Yuqorida keltirilgan (b), (d) formulalar qutb koordinatalaridagievolventa tenglamalari deyiladi.

Evolventani quyidagi xossalari bor:

- evolventaning ixtiyoriy nuqtasi asosiy aylana radiusi r_b va burchak α orqali to'la aniqlanadi;
- evolventa asosiy aylana ichida yotuvchi nuqtaga ega emas;
- evolventaning ixtiyoriy nuqtasiga o'tkazilgan normal asosiy aylanaga urinma bo'ladi;
- evolventa nuqtalarining egrilik markazi asosiy aylana bilan evolventaga o'tkazilgan normalning urinish nuqtalarida yotadi.

ustida yotadi. Qutb nuqtasi P ning holati o'zgarmas bo'ladi va bu nuqtadan o'tuvchi aylanalar radiusi r_{w1} va r_{w2} mos ravishda boshlang'ich aylana radiuslari deyiladi.

Evolventa xossasiga asosan bu aylana yoylari o'zaro ilashib bir-biri ustida sirpanishsiz yumalanadi.

Ilashishning asosiy teoremasiga asosan:

$$u_{12} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}}.$$

Ilashish chizig'i va o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 ga perpendikulyar bo'lgan chiziq orasidagi burchak α_w ilashish burchagi deyiladi.

$$\Delta O_1AP \sim \Delta O_2BP$$

dan quyidagilar kelib chiqadi

$$r_{b1} = r_{w1} \cdot \cos \alpha_w, \quad r_{b2} = r_{w2} \cdot \cos \alpha_w.$$

Demak, uzatish nisbatining qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$u_{12} = \pm \frac{r_{b2}}{r_{b1}}.$$

Bu formuladan ilashmaning uzatish nisbati o'qlararo masofaning o'zgarishiga bog'liq emasligi kelib chiqadi, chunki o'qlararo masofa o'zgarganda faqat r_{w1} va r_{w2} largina o'zgarib r_{b1} va r_{b2} lar o'zgarmaydi.

Tishli g'ildiraklarning asosiy o'lchamlari

Ma'lumki evolventali tishli g'ildirakli mexanizmlar loyihasining asosiy sharti talab qilingan o'zgarmas uzatish nisbatini olishdir. Bu shartni bajarish tishli g'ildirakni o'lchamlariga bog'liq. Tishli g'ildirak sathida ixtiyoriy aylana yoyining uzunligini quyidagicha yozamiz:

$$\pi d = pz$$

bu yerda p – ixtiyoriy aylana yoyi ustida o'lchangan ikkita qo'shni tishning mos nuqtalari orasidagi yoy uzunligidir, ya'ni tish qadamidir, z – tishlar soni (50-rasm).

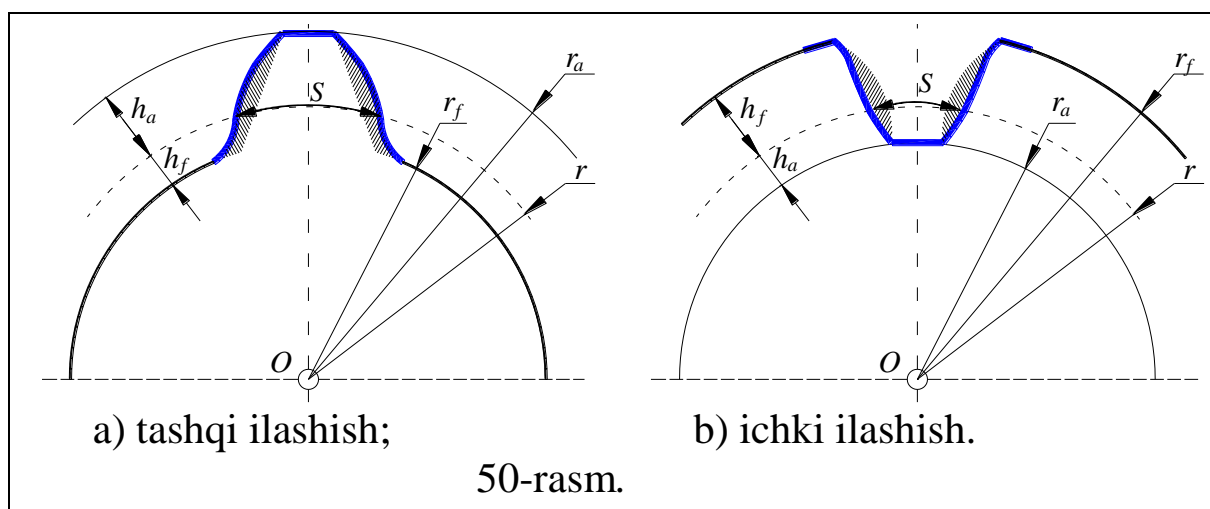
Yuqoridagi formuladan quyidagilarni topamiz:

$$d = \frac{pz}{\pi} = \frac{p}{\pi} \cdot z$$

yoki

$$d = mz$$

bu yerda m – tish moduli (tish qadamini π soniga bo‘lgan nisbati), mm . Tish moduli qaysi aylana yoyida o‘lchanishiga qarab har xil qiymatga egadir. Aylanalar ichida shunday bir aylana mavjudki, bu aylana yoyi bo‘yicha o‘lchangan tish moduli standart qiymatga egadir (ГОСТ 9563-60). Bu aylana bo‘luvchi aylana deb ataladi. Bo‘luvchi aylana bitta tishli g‘ildirakning asosiy parametri bo‘lsa, boshlang‘ich aylana esa o‘zaro ilashishda bo‘lgan ikkita tishli g‘ildirakdan tashkil topgan uzatmaning asosiy parametridir va uning kattaligi o‘qlararo masofaning o‘zgarishiga bog‘liqdir. Bo‘luvchi aylana tish balandligini ikki bo‘lakka bo‘ladi: tish cho‘qqisi va tish balandliklaridagi botiqligi. Tish cho‘qqisi aylanasi radiusi r_a va tish botiqligi aylanasi radiusi r_f lar mavjuddir. Masofa h_a tish cho‘qqisi balandligi deyiladi, bo‘luvchi aylana bilan tish botiqligi orasidagi masofa h_f tish botiqligi deyiladi.



Tishning umumiy balandligi $h = h_a + h_f$ bo‘ladi. Har bir tish yon tomonidan simmetrik ravishda egri chiziqlar bilan o‘ralgan. Biron bir aylana yoyi bilan o‘lchangan bu simmetrik egri chiziqlar orasidagi masofa "S" tish qalinligi deyiladi. Yuqorida tahlil qilingan S , h_a va h_f kattaliklarni o‘zgartirib, «tuzatilgan» tishli g‘ildiraklarni olamiz. Tuzatish tishli g‘ildirak xomashyosiga tish hosil qiluvchi asbobning

o‘zaro joylashuvini o‘zgartirish orqali olib boriladi. *Bu masofani* siljish deyiladi.

Agarda siljishi nol bo‘lgan tishli g‘ildirak ishlab chiqarilgan bo‘lsa, bunday tishli g‘ildirakni nolinchi tishli g‘ildirak deyiladi. Nolinchi tishli g‘ildirak uchun

$$h_a = m, \quad h_f = 1.25m, \quad S = 0.5\pi m$$

bo‘ladi.

O‘zaro ilashishda bo‘lgan ikkita tishli g‘ildirakning ilashishi manzarasini ko‘rib chiqamiz (51-rasm).

Quyidagilar berilgan bo‘lsin: g‘ildiraklarning tishlar soni z_1 va z_2 ; tish moduli m ; ilashish burchagi α_w .

Tishli g‘ildiraklar siljishi nolga teng bo‘lgan g‘ildiraklar bo‘lsin. Bu holda bo‘luvchi aylana radiusi r va boshlang‘ich aylana radiusi r_w lar o‘zaro bir-biriga teng bo‘ladi.

$$r_1 = 0,5 \cdot m \cdot z_1$$

$$r_2 = 0,5 \cdot m \cdot z_2.$$

O‘qlararo masofa $a_w = 0,5m(z_1 + z_2)$ bo‘ladi. O_1 va O_2 markazlardan boshlang‘ich aylanalarni yurgizamiz. Bu aylanalar o‘zaro urinib qutb nuqtasi P ni hosil qiladi. Ushbu P nuqtadan o‘qlararo masofa O_1O_2 ga perpendikulyar bo‘lgan chiziqqa nisbatan α_w burchak ostida chiziq o‘tkazamiz. Evolventaning xossasiga binoan bu chiziq asosiy aylanalarga urinma bo‘ladi. Bu urinmaga markazlar O_1 va O_2 dan perpendikulyar chiziqlar o‘tkazib, asosiy aylana radiuslarini topamiz:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_w$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha_w$$

So‘ngra urinma chiziq NN ni asosiy aylanalar ustida yumalatib tishlarning evolventalarini hosil qilamiz. Evolventalar tashqaridan radiuslari

$$r_{a1} = r_1 + ha_1 = 0,5m(z_1 + 2)$$

$$r_{a2} = r_2 + ha_2 = 0,5m(z_2 + 2)$$

bo‘lgan tish cho‘qqisi aylanalari bilan, ichkaridan esa radiuslari

$$r_{f1}=r_1 - h_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5)$$

$$r_{f2}=r_2 - h_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5)$$

bo‘lgan tish botiqligi aylanalari bilan chegaralangandir. Birinchi tish cho‘qqisi aylanasi bilan ikkinchi tish botiqligi aylanasi o‘rtasida bo‘shliq hosil bo‘ladi, bu bo‘shliqni radial bo‘shliq deyiladi. Radial bo‘shliqning kattaligi $0.25m$ ga teng bo‘lib, u tishlarning o‘zaro ilashishda qadalmaslik shartini va o‘zaro moylanish shartini bajaradi (51-rasm). Tish cho‘qqisi aylanalari bilan ilashish chizig‘i « AB » ning kesishgan nuqtalari " a " va " b " lar ilashish chizig‘ining aktiv qismi deyiladi. Tish yon tomonining tish cho‘qqisi aylanasiidan O_1 nuqtadan O_1a va O_2b radiuslar orqali o‘tkazilgan aylanalar bilan kesishgan nuqtalari orasidagi masofa tish profilining ishchi qismi deyiladi. O‘zaro ilashishda bo‘lgan ikkita tishli g‘ildirakning tishlari " a " nuqtada ilashishga kirishadi va " b " nuqtada ilashishdan chiqadi va aksincha.

Tishlarning ilashishiga kirishi va ilashishdan chiqishi uchun ketgan vaqt ichida buralgan burchagi qoplanish burchagi deyiladi. Qoplanish burchagini burilish qadamiga nisbati qoplanish koeffitsiyenti deyiladi.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_\alpha}{\tau},$$

bu yerda ε_α –qoplanish koeffitsiyenti; φ_α –qoplanish burchagi; τ –burilish qadami.

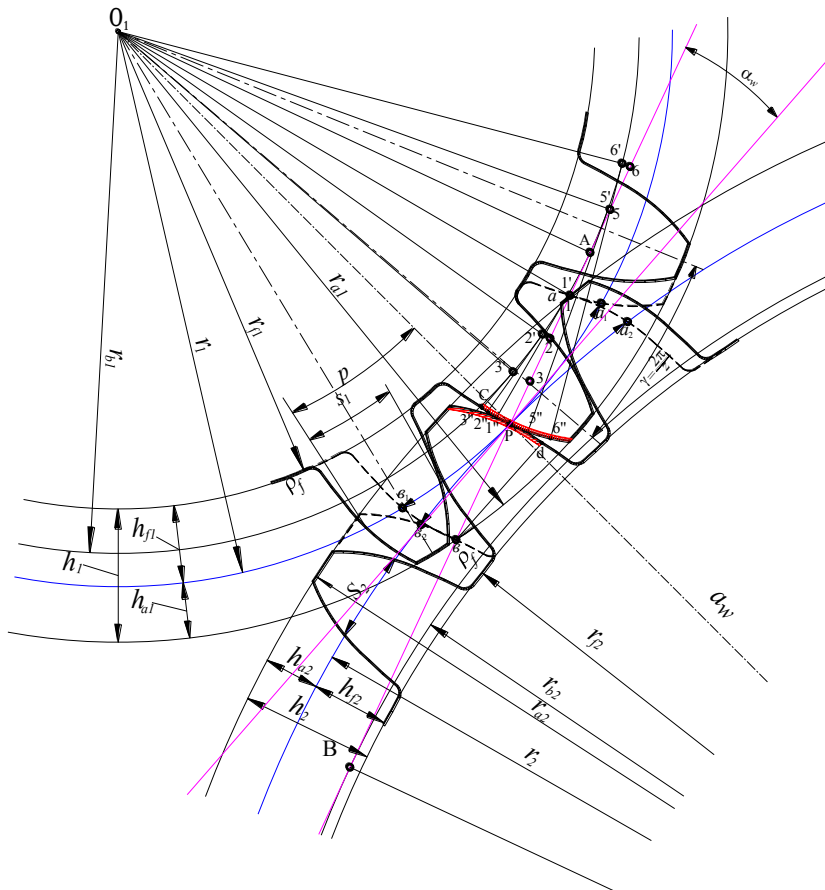
Ilashmaning uzluksizlik sharti $\varepsilon_\alpha > 1$ bo‘ladi. Evolventa chizig‘ining ta’rifiga binoan, qoplanish burchagi quyidagicha bo‘ladi:

$$\varphi_\alpha = \frac{ab}{r_b}$$

Agarda $\tau = \frac{2\pi}{z}$, $r_{b1}=0,5mz \cos\alpha$ ekanligini e’tiborga olsak, 51-rasmga asosan

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{(ab)}{P_b}$$

bu yerda $P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$ – asosiy aylana bo‘yicha olingan tish qadami.



51-rasm.

51-rasmga binoan

$$(ab) = (Ab) - (AP) + (Ba) - (BP)$$

Quyidagi ΔO_1Ab , ΔO_1AP , ΔO_2Ba , ΔO_2BP uchburchaklardan foydalanib,

$$(ab) = r_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + r_{b2} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)$$

bu yerda α_{a1} va α_{a2} – tish cho‘qqisiga mos keluvchi burchaklar bo‘lib, ularning qiymatlari

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}, \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}}$$

u holda qoplanish koeffitsiyenti

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{\tau_1} \right] + \left[\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{\tau_2} \right]$$

17-MA'RUZA

Tishli g'ildiraklarni tayyorlash usullari

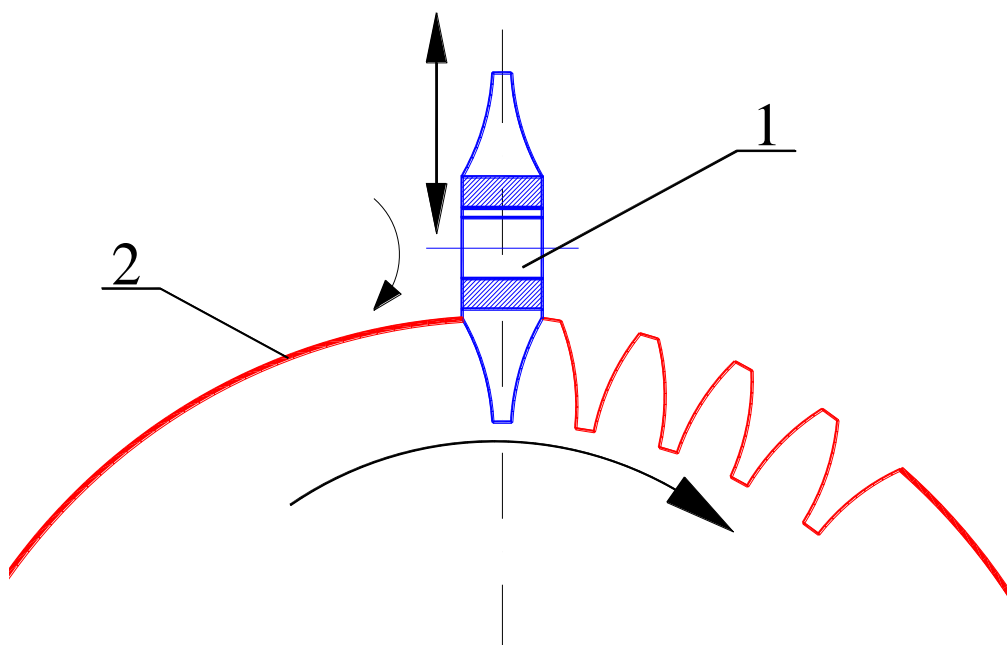
Tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarish ikki usul bilan, ya'ni nusxalash va tig'izlash usulida olib boriladi.

Nusxalash usulida tish kesuvchi asboblardan foydalaniladi. Bunda tish kesuvchi asbobning tishlarining rasmiga o'xshash tishlar xomashyoda hosil bo'ladi (52-rasm). Shuning uchun ham bu usul nusxalash usuli deyiladi.

Tish qirquvchi asbob 1 o'z o'qi atrofida to'la bir aylanganda xomashyo 2 da bitta tishning botiqligi hosil bo'ladi, so'ngra tish hosil qiluvchi asbob orqaga qaytadi, xomashyo 2 esa bitta qadamga buriladi. Shunday qilib yana ikkinchi tishning botiqligi hosil bo'ladi va hokazo.

Tig'izlash usulida tishli g'ildirak hosil qilish uchun xomashyo atrofida qirquvchi asbob o'zaro ilashayotgan ikki tishli g'ildirakdek harakatlanishi kerak.

Bu usulda kesuvchi asbob tishlarining yon tomonlari o'tkir qilib tayyorlanadi. Bu tishli g'ildirak tish hosil qiluvchi xomashyo bilan o'zaro ilashib, uning sathida tishlar hosil qiladi.

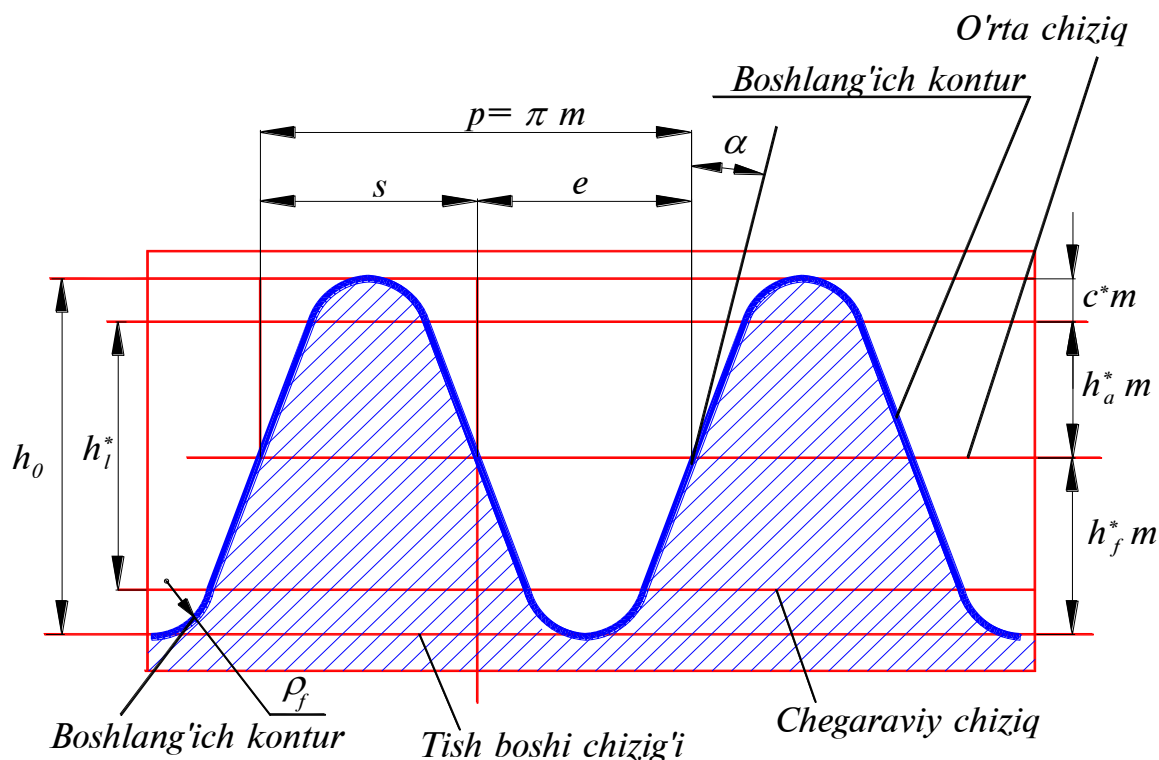


52-rasm

1-tish qirquvchi asbob; 2-tishli g'ildirakning xomashyosi.

Ko'p hollarda xom-ashyoda tish hosil qilish uchun tishlari o'tkir qilib tayyorlangan asbob-reyka ishlatiladi.

53-rasmدا shu asbobning konturi tasvirlangan (ГОСТ 9587-86). Bu konturni tish hosil qiluvchi yoki asosiy kontur deyiladi.

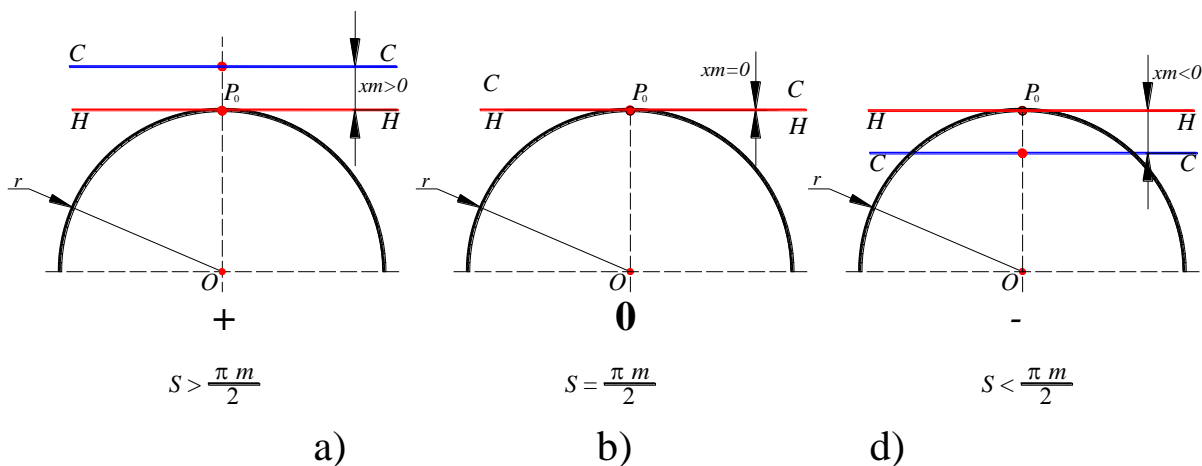


53-rasm

Balandligining o'rtasidan o'tuvchi CC chiziq asbobning o'rta chizig'i deyiladi. Modul m tishli g'ildiraklar uchun ko'rsatilgan standartlar jadvalidan tanlanadi. Tish hosil qilish jarayonida bu kontur xomashyoga nisbatan har xil joylashishi mumkin.

54-rasmда tish hosil qiluvchi konturning xomashyoga nisbatan joylashishlari ko'rsatilgan. 54-rasm, b) da konturning o'rta chizig'i CC xomashyoni bo'luvchi diametriga urinma bo'lgan holatlari tasvirlangan.

Asbob va xomashyolarni o'zaro harakatlari natijasida asbobning o'rta chizig'i CC bo'luvchi aylana yoyi ustida sirpanishsiz yumalaydi. Natijada xom-ashyo ustida tish hosil bo'ladi. Bunday usulda hosil bo'lgan tishning bo'luvchi aylana ustidagi tish qalinligi $S_0 = \pi m/2$ bo'ladi va nolinci tishli g'ildirak deb yuritiladi.



54-rasm.

54-rasm, a) da boshlang'ich konturning CC chizig'i xomashyo bo'luvchi aylanasi yoyidan xm masofaga siljigan holati tasvirlangan, bu yerda x siljish koeffitsiyenti deyiladi. Bu yerda xomashyoning bo'luvchi aylanasi yoyi ustida tish qirquvchi asbob CC o'rta chizig'idan xm masofada joylashgan to'g'ri chizig'i sirpanishsiz yumalaydi. Bu usulda hosil qilingan tishli g'ildirakning bo'luvchi aylana yoyi bo'yicha o'lchangan tish qalinligi quyidagicha o'lchanadi:

$$S = \frac{1}{2} \pi m + xm \operatorname{tg} 20^\circ$$

Bu holatda siljish koeffitsiyenti x musbat bo'ladi va hosil bo'lgan tishli g'ildirak musbat g'ildirak deyiladi.

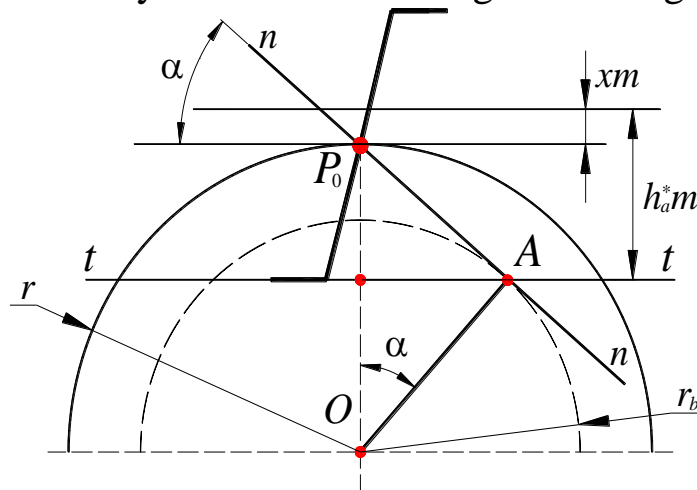
54-rasm, d) da boshlang'ich kontur CC ni xomashyoning bo'luvchi aylana yoyidan uning markazga qarab xm masofaga siljirilgan holati tasvirlangan. Bu usulda hosil bo'lgan tishli g'ildirak manfiy g'ildirak deyiladi va uni bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan tish qalinligi quyidagicha bo'ladi:

$$S = \frac{1}{2} \pi m - xm \operatorname{tg} 20^\circ$$

Xomashyoda hosil bo'lgan tishlar soni z nihoyat kichik bo'lgan holatda tish hosil qiluvchi asbob tishining bosh qismi hosil bo'ladigan tishlar botiqligini qirqib (interferensiya) ularni mustahkamligiga putur yetkazishi mumkin. Bunday holatda tish hosil qiluvchi asbobni xomashyo markazidan uzoqlashtiriladi. 55-rasmda boshlang'ich

konturni tish oyoqlari qirqilmasligi uchun qancha masofaga siljitish kerak ekanligi ko'rsatilgan.

Aytaylik, tishning botiqlik qismi qirqilmasdan z tishga ega bo'lgan tishli g'ildirak hosil qilish uchun tish hosil qiluvchi asbobning uchidan o'tuvchi " $t-t$ " chiziq asosiy aylanaga urinma bo'lgan " $n-n$ " chiziqning A nuqtasidan o'tishi kerak. Biz oldingi ma'ruzalarda ilashma faqat ab kesma ichida yotishi kerak ekanligini isbotlagan edik.



55-rasm.

Shuning uchun a va A nuqtalarning ustma-ust tushishi eng chetki holat hisoblanadi, aks holda interferensiya hodisasi muqarrardir. Shunday qilib,

$$\frac{1}{2}mz + xm - h_a^*m = \frac{1}{2}mz \cos^2 20^\circ$$

bu yerdan $x = \frac{17-z}{17}$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, xomashyoda tishli g'ildirakning tishlar soni $z < 17$ bo'lsa, u holda tish hosil qiluvchi asbob xomashyo markazidan $x = \frac{17-z}{17}$ masofaga siljitish muqarrar ekan, aks holda tishli g'ildirak tishlarining botiqlik qismi qirqilib uning mustahkamligi pasayadi.

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakdan tashkil topgan tishli uzatmalar ularni tashkil etgan tishli g'ildiraklarga qarab quyidagicha bo'ladi:

Nolinchi uzatma.

Bunday uzatmada bo'luvchi va boshlang'ich aylanalar ustma-ust yotadi, ilashish burchagi 20° bo'ladi, o'qlararo masofa

$$a_w = a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$$

ga teng bo'ladi (56-rasm, b). Bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan birinchi tishli g'ildirak tishning qalinligi ikkinchi tishli g'ildirak tishining botiqligi kengligiga teng bo'ladi.

Musbat uzatma.

Bunday uzatma bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan birinchi tishli g'ildirak tishining qalinligi ikkinchi tishli g'ildirak tishining botiqligi kengligidan katta bo'ladi. Bu ikkita kattalikni o'zaro tenglashtirish uchun bunday uzatmalarning boshlang'ich aylanalari siljirilgan bo'ladi va o'qlararo masofa a_w hamda ilashish burchagi α_w nolinch uzatmaga nisbatan katta bo'ladi (56-rasm a), ya'ni,

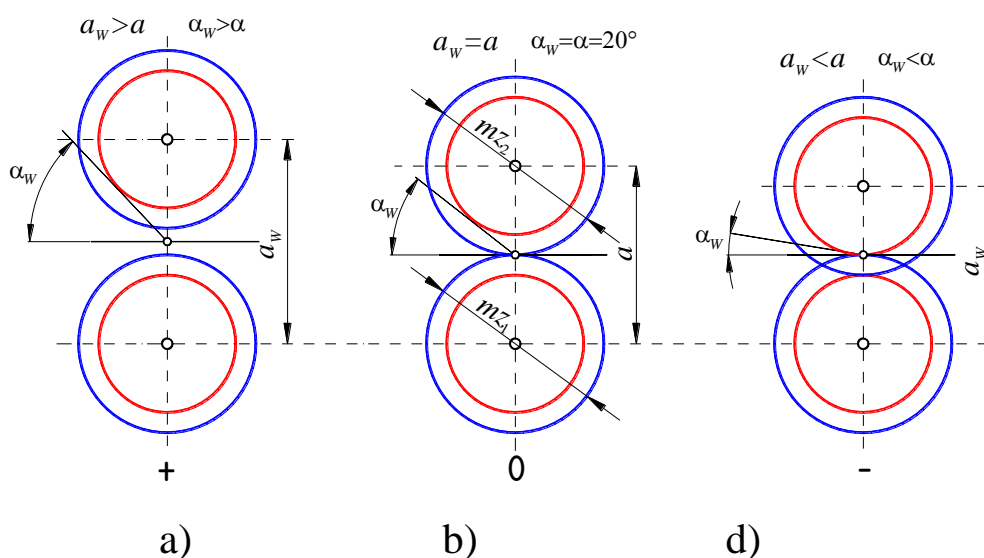
$$a_w > a; \alpha_w > \alpha = 20^\circ$$

Musbat uzatma hosil qilish uchun ikkala tishli g'ildirak o'zaro musbat yoki bittasi nolinch, ikkinchisi musbat; bittasi manfiy, ikkinchisi musbat, lekin musbat siljish absolyut qiymati jihatidan manfiy siljishdan katta bo'lishi kerak.

Manfiy uzatma.

Manfiy uzatmada bo'luvchi aylana yoyida o'lchangan birinchi tishli g'ildirakning tish qalinligi ikkinchi tishli g'ildirakning tish botiqligi kengligidan kichik bo'ladi (56-rasm, d).

Bu holatda mo'tadil ilashma hosil qilish o'qlararo masofani va ilashish burchagini kichraytirish hisobiga olib boriladi.



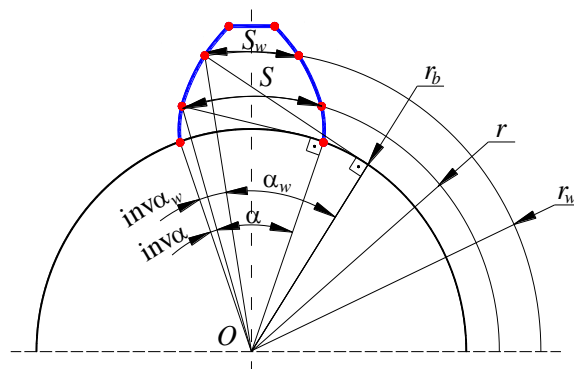
56-rasm.

Bunday uzatmani hosil qilish uchun ikkala tishli g'ildirakni manfiy, bittasi nolunchi, ikkinchisi manfiy yoki bittasini manfiy, ikkinchisini musbat, lekin absolyut qiymatlari jihatidan manfiy siljishdan kichik qilib tayyorlash kerak.

Demak, o'zaro siljishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklardan tashkil topgan tishli uzatmalarda asosan a_w va α_w lar o'zgaruvchan qiymatlarga egadir. Bu qiymatlarni topish uchun 56.6-rasmda ko'rsatilgan tishli g'ildirakning ixtiyoriy aylanasi bo'ylab o'lchangan yoy uzunligini topamiz.

Yuqorida keltirilgan evolventa va uning xossasiga asoslanib quyidagini yozamiz:

$$\frac{S_w}{r_w} = \left(\frac{S}{r} + 2\text{inv}\alpha - 2\text{inv}\alpha_w \right)$$



57-rasm

bu yerda S – bo'luvchi aylana bo'yicha o'lchangan tish qalinligi, mm ; S_w – boshlang'ich aylana bo'yicha o'lchangan tish qalinligi, mm ; $r = 0,5mz$ – bo'luvchi aylana radiusi, mm ; $r_w = 0,5m_w z$ – boshlang'ich aylana radiusi, mm ; m_w – boshlang'ich aylana bo'yicha o'lchangan tish moduli, mm .

U holda

$$S_{w1} + S_{w2} = \pi m_w$$

ekanligini e'tiborga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha \quad (a)$$

bu yerda $\alpha = 20^\circ$ – tish hosil qiluvchi asbob parametri; α_w – ilashish burchagi.

(a) formuladan $\text{inv } \alpha_w$ qiymati topilgandan so‘ng maxsus jadval orqali α_w topiladi.

So‘ngra

$$r_{w1} = \frac{0,5mz_1 \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w} \quad r_{w2} = \frac{0,5mz_2 \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}$$

topilib, o‘qlararo masofa quyidagicha topiladi:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{0,5m(z_1 + z_2) \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}.$$

Tishli g‘ildirak tish botiqligi aylanasi radiuslari quyidagicha topiladi.

$$r_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5 + 2x_1)$$

$$r_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5 + 2x_2)$$

Tish cho‘qqisi aylanasi quyidagicha aniqlanadi.

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - 0,25m$$

$$r_{a2} = a_w - r_{f1} - 0,25m$$

18-MA’RUZA

Planetar mexanizmlar

Tarkibida qo‘zg‘aluvchan o‘qli tishli g‘ildiraklar mavjud bo‘lgan uzatmalar planetar mexanizmlar yoki planetar uzatmalar deyiladi.

O‘qi qo‘zg‘aluvchan bo‘lgan tishli g‘ildirak o‘rnatilgan bo‘g‘in dastak (vodilo) deyiladi. O‘qi qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘in esa yo‘ldosh (satellit) deyiladi. O‘qi qo‘zg‘almas bo‘g‘inlar esa markaziy yoki quyoshsimon g‘ildiraklar deyiladi.

58-rasm, a) da ko‘rsatilgan planetar mexanizmni ko‘rib chiqamiz. Uning kinematikasini analitik usulda tahlil qilish uchun harakatni to‘xtatish usulidan foydalanamiz. Buning uchun mexanizmning hamma bo‘g‘inlariga H bo‘g‘inning tezligiga teng lekin unga qarama-qarshi yo‘nalgan tezlik beramiz. U holda, vodilo H (dastak) to‘xtab qoladi,

ya'ni planetar mexanizm oddiy mexanizmga aylanadi. *Bu mexanizmnı aylantirilgan mexanizm deyiladi.*

U holda bunday oddiy mexanizm uchun

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$$

58-rasm, a) da ko'rsatilgan mexanizm uchun $\omega_3 = 0$ bo'lganligi munosabati bilan quyidagini yozamiz:

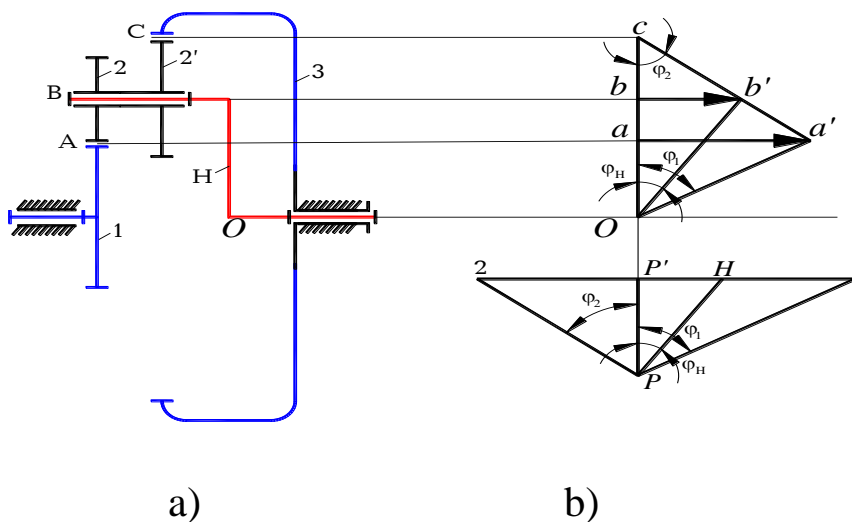
$$u_{13}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1H}^{(3)}$$

ya'ni

$$u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)} \quad (1)$$

Yoki tishli g'ildirak tishlarining sonlari z_1, z_2, z_2' va z_3 larni e'tiborga olsak, u holda quyidagini olamiz.

$$u_{1H}^{(3)} = \frac{z_1 z_2' + z_2 z_3}{z_1 z_2'} \quad (2)$$



58-rasm

Planetar mexanizmlarning uzatish nisbatini grafik usullar bilan ham aniqlash mumkin. 58-rasm, b) da uzatish nisbatini Kutsbax Smirnov usulida aniqlash ko'rsatilgan.

Bu masalani yechish chiziqli tezliklar manzarasini qurishdan boshlanadi. Buning uchun OC o'q chizig'ini yurgizamiz va unda A nuqta bilan bir sathda yotgan a nuqtadan aa' kesmani yurgizamiz. Bu chiziq A nuqtaning μ_v masshtabdagi tezligining ifodasidir. So'ngra a nuqtani O nuqta bilan birlashtirsak 1-bo'g'inning chiziqli tezliklar manzarasini chizamiz. Mexanizmdagi 3-bo'g'in qo'zg'almas bo'lganligi uchun undagi C nuqtaning tezligi nolga teng bo'ladi va OC o'q chizig'i ustida yotadi. OC o'q chizig'idagi « a' » va « c » nuqtalarni birlashtirib $2-2'$ tishli g'ildiraklardan tashkil topgan murakkab bo'g'in uchun tezliklar manzarasini chizamiz. Demak, $\Delta aa'c$ $2-2'$ bo'g'inning tezliklar manzarasini beradi.

Mexanizm sxemasidagi B nuqtada gorizontal to'g'ri chiziq o'tkazib $a'c$ kesma bilan kesishtiramiz va natijada bb' kesmani olamiz. Bu kesmaning b' nuqtasini markaz O bilan birlashtirib H bo'g'in uchun tezliklar manzarasi $\Delta bb'O$ ni hosil qilamiz. $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_H$ burchaklarni tangenslari mos ravishda burchak tezliklar $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ ga proporsionaldir.

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \omega_1 \frac{\mu_l}{\mu_v}; \quad \operatorname{tg}\varphi_2 = \omega_2 \frac{\mu_l}{\mu_v}; \quad \operatorname{tg}\varphi_H = \omega_H \frac{\mu_l}{\mu_v}.$$

Uzatish nisbatini topish uchun burchak tezliklar manzarasini quramiz. Buning uchun PP' ixtiyoriy kesma olamiz va P nuqtadan $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_H$ burchaklarga parallel nurlar yurgizamiz. Bu nurlar 1, 2, va H nuqtalarda PP' ga perpendikulyar bo'lgan chiziqni kesib o'tadi. U holda uzatish nisbati quyidagicha topiladi:

$$u_{1H} = \frac{P'1}{P'H}; \quad u_{2H} = -\frac{P'2}{P'H}; \quad u_{12} = -\frac{P'1}{P'2}. \quad (3)$$

Bu yerda manfiy belgi kesmalarni har xil tomonga qarab yo'nalishlarini bildiradi.

Differensial mexanizmlar kinematikasi

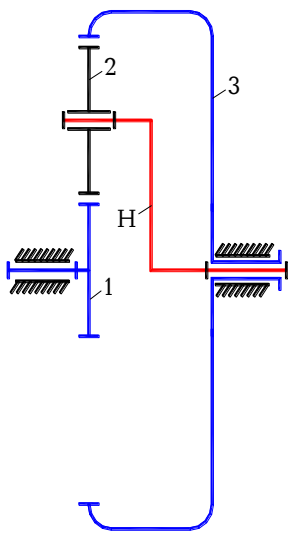
Erkinlik darajasi ikkiga teng bo'lgan planetar mexanizmlar *differensial mexanizmlar* deyiladi. Differensial mexanizmlarda uchta

bo'sh bo'g'in bo'lib, ulardan ikkitasi yetaklovchi bittasi yetaklanuvchi yoki bittasi yetaklovchi ikkitasi esa yetaklanuvchi bo'lishi mumkin. 59-rasmda differensial mexanizm ko'rsatilgan. Harakatni to'xtatish usulini qo'llasak

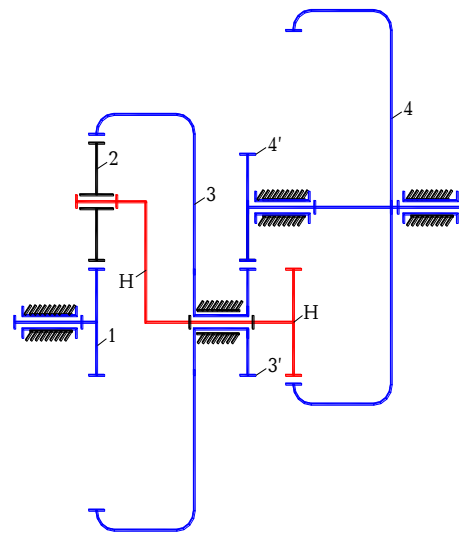
$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} \quad (41)$$

Bu tenglamani ω_3 ga nisbatan yechsak, u holda quyidagini yozish mumkin.

$$\omega_3 = u_{31}^{(H)}\omega_1 + u_{3H}^{(1)}\omega_H \quad (5)$$



59-rasm



60-rasm

Yuqorida ko'rsatilgan (5) formula har qanday differensial mexanizm uchun umumiydir, ya'ni uni quyidagicha yozish mumkin, agar differensial mexanizmning bosh bo'g'inlari A, B, C lar bo'lsa, u holda

$$\omega_A = u_{AB}^{(C)}\omega_B + u_{AC}^{(B)}\omega_C \quad (6)$$

Tutashtirilgan differensial mexanizmlar

Ma'lumki differensial mexanizmlarda uchta mustaqil harakat qiluvchi bo'g'in mavjuddir. Agarda ulardan hojlagan ikkitasini o'zaro tutashtirsak, bunday mexanizmga tutashtirilgan differensial mexanizm deyiladi.

60-rasmda oddiy tutashtirilgan differensial mexanizm ko'rsatilgan. Bu mexanizmning uzatish nisbatini aniqlashda (5) formuladan foydalanamiz:

$$\omega_3 = u_{31}^{(H)}\omega_1 + u_{3H}^{(1)}\omega_H$$

hadlarni ω_4 ga bo'lib yuborsak, u holda

$$u_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{31}^{(H)} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_4} + u_{3H}^{(1)} \cdot \frac{\omega_H}{\omega_4}$$

yoki

$$u_{34} = u_{31}^{(H)}u_{14} + u_{3H}^{(1)}u_{H4}$$

bu yerdan

$$u_{14} = u_{13}^{(H)}(u_{34} - u_{3H}^{(1)}u_{H4}) \quad (6)$$

Yuqoridagi (6) formulaga o'zgartirish kiritamiz, buning uchun bu formulani quyidagicha yozamiz.

$$u_{14} = u_{13}^{(H)}u_{34} - u_{13}^{(H)}u_{3H}^{(1)} \cdot u_{H4} \quad (7)$$

Ikkinchi hadini quyidagicha yozamiz.

$$u_{13}^{(H)}u_{3H}^{(1)}u_{H4} = u_{13}^{(H)}\left(1 - \frac{1}{u_{13}^{(H)}}\right)u_{H4} = -(1 - u_{13}^{(H)})u_{H4} = -u_{1H}^{(3)}u_{H4} \quad (8)$$

yoki yuqoridagini e'tiborga olib quyidagini yozamiz.

$$u_{14} = u_{13}^{(H)}u_{34} + u_{1H}^{(3)}u_{H4}$$

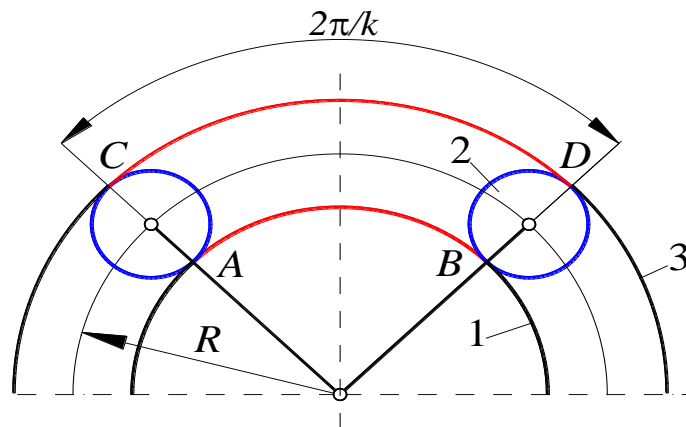
yoki

$$u_{14} = u_{14}^{(H)} + u_{1H}^{(3)} \quad (9)$$

Bu ifoda tutashtirilgan differensial mexanizmlar uchun Soliev formulasi deyiladi.

Planetar mexanizmlar sintezi

Planetar mexanizmlarni loyihalash uchun ularning satellitlari har doim bir-biriga nisbatan bir xil masofada joylashgan bo‘lishi hamda ularning ishlashi jarayonida hosil bo‘ladigan markazdan qochuvchi kuchlari o‘zaro muvozanatlashgan bo‘lishi kerak. Satellitlar soni ortishi bilan ularning tishlar soni va ularda bo‘ladigan zo‘riqishlar kamayib boradi hamda markaziy o‘qqa o‘rnatilgan podshipniklar ham o‘zaro muvozanatlashib ularning ishlash muhlati ortadi. Bu holat mexanizmlarning og‘irliklarini kam va o‘zlarini ixcham qilib ishlab chiqarish imkoniyatini beradi. Biroq satellitlar sonini haddan tashqari ko‘paytirib yuborish ham mumkin emas, chunki ularning ishlash jarayonida tishlari bir-biriga tegib sinib ketishi mumkin. Shuning uchun planetar mexanizmlarni loyihalashda bir necha shartlar mavjud bo‘lib, ularni loyihalashda alohida-alohida ko‘rib chiqamiz.



61-rasm

1. Qo‘shnilik sharti. Bu shart ikkita qo‘shni bo‘lib joylashgan satellitlarni bir-biriga tegmasdan ishlashini talab etadi. Buning uchun satellitlar tishlari cho‘qqisi aylanalarining radiuslari yig‘indisi ular orasidagi masofadan kichik bo‘lishi kerak, ya’ni

$$2r_a < 2R \sin \frac{\pi}{K}$$

Agarda tishli g‘ildiraklarni geometrik o‘lchamlarini e‘tiborga olsak,

$$2[0,5m(z_2 + 2)] < 2 \cdot 0,5m(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K}$$

61-rasmda ko'rsatilgan tasvirni e'tiborga olib tenglamani quyidagicha yozamiz.

$$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (10)$$

2. *O'qdoshlik sharti.* Bu shart markaziy g'ildiraklarni bitta geometrik o'q atrofida joylashishini talab qiladi (61-rasm).

$$r_1 + 2r_2 = r_3$$

yoki

$$z_1 + 2z_2 = z_3$$

3. *Yig'ilish sharti.* Bu shart satellit 2 ni tishlari bir vaqtning o'zida 3 va 1 bo'g'inlarning tishlari bilan ilashishga kirishini talab qiladi. Satellitlar soni ko'p bo'lgan taqdirda birinchi satellit 1 va 3 bo'g'inlarning tishlari bilan ilashishga kirishadi, lekin ikkinchi va qolgan satellitlar 1 va 3 g'ildiraklar tishlari bilan ilashishga kirisha olmaydi, chunki birinchi bo'lib o'rnatilgan satellit 1 va 3 g'ildiraklar erkinligini yo'qotib ularni o'zaro bog'lab qo'yadi (61.1-rasm). Bu muammoni hal qilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz: satellitlar o'zaro simmetrik ravishda joylashgan deb faraz qilamiz, u holda

$$\overset{\cup}{AB} = \frac{pz_1}{k}, \quad \overset{\cup}{CD} = \frac{pz_3}{k}$$

bu yerda p – tishlar qadami; k – satellitlar soni.

AB va CD yo'ylar uzunligida tish qadami p butun son bo'ylab joylashsin. Butinini « l » qoldig'ini esa « S » bilan belgilaylik, u holda quyidagilarni yozish mumkin:

$$\overset{\cup}{AB} = pl_1 + S_1 \quad \overset{\cup}{CD} = pl_3 + S_3$$

yoki

$$pz_1 = k(pl_1 + S_1) \quad pz_3 = k(pl_3 + S_3)$$

bu tenglamalarni hadma-had qo'shamiz,

$$z_1 + z_3 = \frac{k}{p}(pl_1 + S_1 + pl_3 + S_3)$$

yoki

$$z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3) + \frac{k}{p}(S_1 + S_3) \quad (11)$$

Yuqorida ko'rsatilgan tenglama (61.2) ni quyidagicha mulohaza qilish mumkin: tenglamada $z_1 + z_3$ butun sonidir, demak, tenglamaning o'ng tomoni ham butun son bo'lishi kerak. Shu shartga ko'ra l_1 , l_3 va k lar butun sonlardir, demak, $k(l_1 + l_3)$ butun son bo'ladi. Agar $k(S_1 + S_3)/p$ butun son bo'lishi uchun $(S_1 + S_3) = p$ bo'lishi kerak. (61.2) dan quyidagilarni yozish mumkin:

$$z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3 + 1) = kE, \quad (12)$$

bu yerda $E = (l_1 + l_3 + 1)$.

Planetar mexanizmlar yig'ilish sharti (61.3) tenglamadan kelib chiqadi, ya'ni tanlangan z_1 , z_2 va z_3 lardan hosil bo'lgan planetar mexanizm yig'ilish imkoniyatiga ega bo'lishi uchun $(z_1 + z_3)/k$ butun son bo'lishi kerak.

Shunday qilib, planetar mexanizmlarni loyihalashda uchta shartning bir vaqtda bajarilishi zarurdir. Aks holda bunday planetar mexanizm ishlash qobiliyatiga ega emas.

Foydalanilgan adabiyotlar

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988.
2. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1998. – 496 с.
3. Usmonxodjayev X.X. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi». – Т.: О‘qituvchi, 1981. - 520 b.
4. Zokirov G. Sh. Mashina va mexanizmlar nazariyasi. Texnika oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun darslik. O‘zR OO‘MTB tomonidan tavsiya qilingan. – Т.: О‘qituvchi, 2002.
5. Djurayev A. va b. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi». – Т.: О‘qituvchi, 2004 у.
6. Каримов Р.И, Тураев Ф.Т. Кинематический анализ плоских механизмов с использованием ЭВМ: Учеб.пособие. –Т.: ТашГТУ, 2004 г.

MUNDARIJA

	MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI	4
1-Ma'ruza	Kirish. MMN fanining qisqacha tarixi. Asosiy tushunchalar va belgilar.....	4
2-Ma'ruza	Kinematik juftlar, zanjirlar. Assur guruhlari.....	9
3-Ma'ruza	Tekis va fazoviy mexanizmlar strukturaviy analizi. Mexanizmlar klassifikatsiyasi.....	17
4-Ma'ruza	Mexanizmlarning kinematik tahlili. Mexanizm holati. grafik usulda mexanizmlarni kinematik tekshirish.....	25
5-Ma'ruza	Polyar planlar usulida mexanizmlarni tahlili.....	30
6-Ma'ruza	Analitik usulda kinematikani tekshirish.....	41
7-Ma'ruza	Mexanizmlarni dinamik tahlili. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlar.....	45
8-Ma'ruza	Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Jukovskiy richagi...	52
9-Ma'ruza	Keltirilgan kuchlar va massalar.....	57
10-Ma'ruza	Mexanizmlarning kinetik energiya formasida tenglamasi. Aylanuvchi massalarni muvozanatlash.....	61
11-Ma'ruza	Kulachokli mexanizmlar, ularning turlari.....	70
12-Ma'ruza	Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili. Rolikli va tekis turtkichli kulachokning profilini loyihalash.....	72
13-Ma'ruza	Kulachokli mexanizmدا bosim va uzatish burchaklari.....	74
14-Ma'ruza	Tishli mexanizmlarning turlari.....	75
15-Ma'ruza	Evolventa va uning xossasi.....	80
16-Ma'ruza	Evolventali ilashma va uning xossalari.....	82
17-Ma'ruza	Tishli g'ildiraklarni tayyorlash usullari.....	88
18-Ma'ruza	Planetar mexanizmlar.....	94
	Foydalanilgan adabiyotlar.....	102

Muharrir

K. Sidikova