ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ОЛИЙ ВА ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ

А.Жўраев, М.Мавлявиев, Т.Абдукаримов, Д.Мираҳмедов

МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ

(Дарслик)

Ғафур Ғулом номидаги нашриёт-матбаа ижодий уйи

Тошкент — 2004

34.41
М45

Профессор **А.Жўраев** таҳрири остида

Тақризчи: профессор **Н.З. Зайнитдинов**

Механизм ва машиналар назарияси: Олий техника ўқув юртлари талабалари учун дарслик /Муаллифлар: А.Жўраев, М.Мавлявиев, Т.Абдукаримов ва бошқ./ А.Жўраев таҳрири остида. – Т.: Ғ.Ғулом номидаги нашриёт-матбаа ижодий уйи, 2004. 592 б.

Сарлавҳада: ЎзР Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги.

ББК 34.41 я 73

1603020000–3
Т М352(04)–2004 **қатъий буюртма 2004**

ISBN-5-635-02208-1

© «ЎАЖБНТ» Маркази,
Ғафур Ғулом номидаги
нашриёт-матбаа ижодий уйи, 2004 й.

СЎЗ БОШИ

Тақдим қилинаётган китоб Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги томонидан тасдиқланган «Механизм ва машиналар назарияси» фани намунавий дастури асосида ёзилиб, олий техника ўқув юртлари талабалари учун дарслик сифатида тавсия этилади.

Дарсликни ёзишда муаллифларнинг Й. Охунбобоев номидаги Тошкент Тўқимачилик ва енгил саноат институти, Тошкент Давлат техника университетидаги кўп йиллик педагогик фаолиятлари тажрибаларидан фойдаланилди.

Муаллифлар машиналар механикаси соҳасида эришилган янги илмий ва амалий ютуқлардан кенг фойдаланиб дарслик материалларини қисқа ва аниқ баён қилишга интилдилар. Шунингдек, китобни ёзишда Тошкент Тўқимачилик ва енгил саноат институти механизмлар назарияси ва машина деталлари кафедраси ҳамда муаллифларнинг услубий материалларидан фойдаланилди.

Дарслик унинг кўпгина бўлимларини замонавий ёндашиш асосида баён қилиниши билан ажралиб туради. Назарий материаллар умумий машинасозликка тегишли бўлиб, хусусан, енгил ва тўқимачилик соҳасига боғлиқ масалаларни ва вазифаларни ечиш билан биргаликда баён қилинган.

Китобнинг кириш, «Механизмларнинг тузилиши таҳлили ва синтези» ва «Механизмларнинг кинематик таҳлили ва синтези» қисмларини Ўзбекистонда хизмат кўрсатган халқ маорифи ходими, профессор М.Р.Мавлявиев, қолган қисмларини ХМА мухбир аъзоси, техника фанлари доктори, профессор А.Ж.Жўраев, техника фанлари номзоди, доцент Т.Абдукаримов, доцент Д.Ю.Мираҳмедовлар ёздилар.

КИРИШ

1. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ ПРЕДМЕТИ, УНИНГ ТУЗИЛИШИ ВА АСОСИЙ ВАЗИФАЛАРИ

Механизм ва машиналар назарияси (ММН) механизмларнинг тузилишини, кинематикасини ва динамикасини ўргатувчи ҳамда уларни лойиҳалаш усулларини тушунтирувчи фандир.

Дунё тан олган олим — академик И.И. Артоболевский механизм ва машиналар назариясини машина ва механизмларни лойиҳалашда ва таҳлил қилишда асосий эканлигини уқтириб, уни машинасозликнинг алгебрасидир, деб атаган эди.

Механизм ва машиналар назарияси тадбиқий механиканинг тармоғи бўлганлиги учун уни кўпинча машиналар механикаси, деб атаганлар.

ММН нинг механика фанлари орасидаги ўрни ва унинг ёндаш фанлар билан боғлиқлиги 1-шаклда келтирилган схемада кўрсатилган.

Назарий механика ва кўпгина амалий механика фанлари ММН нинг назарий асоси эканлиги схемадан кўриниб турибди.

Механизм ва машиналар назариясида иккита асосий масала ҳал қилинади:

а) механизмларнинг тузилиши, кинематикаси ва динамикаси таҳлили;

б) берилган шартлар асосида механизмларни структуравий, кинематик ва динамик синтез қилиш (лойиҳалаш).

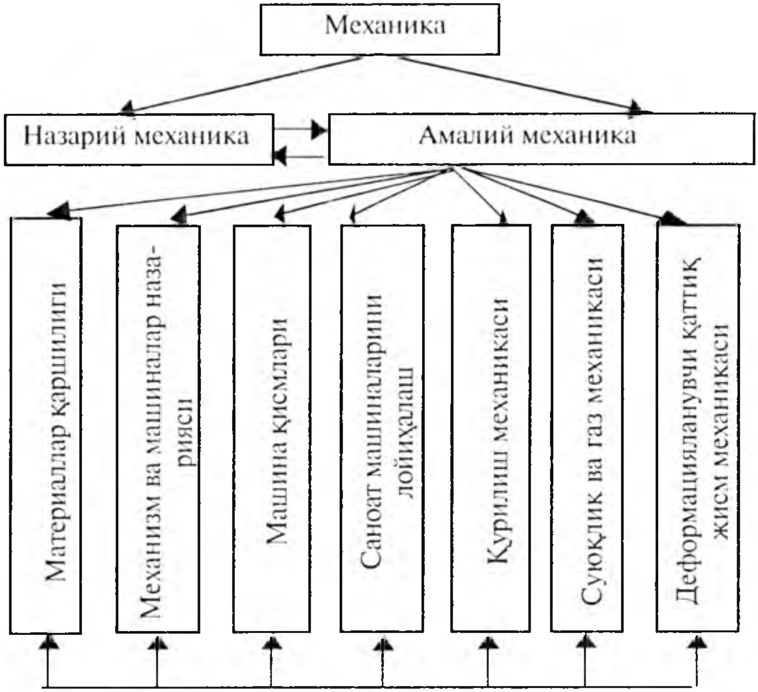
Механизм ва машиналар назариясини қуйидаги қисмларга бўлиш қулайдир:

а) Механизмлар тузилишининг таҳлили ва уларнинг синтези;

б) Механизмларнинг кинематик таҳлили ва синтези;

в) Машина ва механизмлар динамикаси.

Предметнинг биринчи қисмида кинематик жуфтлар назарияси, механизмларни ҳосил бўлиш қонунлари ва уларнинг тузилиши ўрганилади.



1-шакл. Механика фанларининг ўзаро боғланиш схемаси

Механизмларни кинематик таҳлилида уларни кинематик характеристикалари аниқланади. Бунда назарий механиканинг асосий принципларидан ташқари механизмлар ва уларнинг бўғинларининг ҳаракатига таъсир қилувчи шакллар ва аниқ ўлчамлар билан ифодаланган геометрик ва кинематик параметрлар ҳам назарга олинади.

«Механизм ва машиналар динамикаси» бўлимида механизмни бўғинларига таъсир қилувчи кучларни аниқлаш усуллари, кучларни физик келиб чиқиш сабаблари ва айрим ҳолларда бўғинларнинг деформациясини назарга олиб механизмларни ҳаракати ўрганилади. Шунингдек, механизмларни мувозанатлаш, машина ҳаракатини ростлаш, кинематик жуфтларда ишқаланиш ҳамда машина ва механизмларни ва уларга хизмат қилувчи операторларни титрашдан ҳимоялаш каби масалалар кўриб чиқилади.

Дарсликнинг ҳамма бўлимларида механизмларнинг тадқиқоти билан биргаликда уларнинг берилган шартлар асосида синтези масалалари ҳам баён қилинади.

ММН курсида ечиладиган масалалардан умумий хулосаларга келиш учун конкрет машина ва механизмлар эмас, балки уларнинг идеаллашган тузилиши, кинематик ёки динамик моделлари ўрганилади.

Юқоридагиларни инобатга олиб, ўрганиладиган курсни қуйидагича таърифлаш мумкин: «Механизм ва машиналар назарияси» механизм ва машиналар тадқиқотининг умумий усулларини ва уларнинг схемаларини лойиҳалаш ҳақидаги фандир.

1.1. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ РИВОЖЛАНИШИНИНГ АСОСИЙ БОСҚИЧЛАРИ

ММН механизм ва машиналар ҳақидаги фан сифатида ривожланган мануфактура ишлаб чиқариш даврида — XVIII аср ўрталарида шаклана бошлади.

Машинасозликнинг ўсиш даражаси ошиши билан механизмлар назариясининг турли бўлимлари ҳам ривожлана бошлади. Дастлаб механизмларни таҳлил усуллари, сўнгра XIX аср ўрталарига келиб механизмларнинг синтез усуллари тараққий эта бошлади. XX аср бошларидаги машинасозликнинг ривожланиши механизмлар тузилиши назариясини ишлаб чиқишга олиб келди.

Механизмларнинг кинематик схемаларининг мураккаблашиши ва ишчи тезликнинг ошиши динамик ҳисоблаш усулларини такомиллаштиришни талаб қила бошлади.

Замонавий машинасозлик дастур асосида ҳисобловчи мосламали бошқариш системаларидан иборат юқори унумдор машиналарни яратиш талабларини қўя бошлади. Айниқса, роботлар ва манипуляторлар назариясига юқори талаблар қўйила бошланди.

Замонавий машиналар механикасида механизмлар бўгинларининг қайишқоқлиги ва уларнинг тебранишини машина, иншоот ва хизмат қилувчи операторларга таъсирини назарга олиб таҳлил усуллари қўллана бошланди. Ҳозирда ММНнинг ҳамма масалалари ЭҲМни қўллаб ечилмоқда.

Буюк олимларнинг илмий ишлари асосида механизм ва машиналар назарияси бир неча асрлар давомида ривожланди ва замонавий фанга айланди.

Машиналар ҳақидаги фаннинг ривожланишига салмоқли ҳисса қўшган олимларни: Рело, Л.В. Ассур, П.Л. Чебишев, Бурместр, Р. Виллис, Л. Эйлер, Х.И. Гохман, Н.И. Мерцалов, Д.С. Зернов, Ф. Витенбауэр, Н.Е.Жуковский, Р. Бейер, И.И. Артоболевский, С.А.Черкудинов, К.В.Фролов, Н.И.Левитский, С.Н. Кожевников, А.П. Бессонов, У.А. Жолдасбеков ва бошқаларни алоҳида таъкидлаш лозим. Машина ва механизмлар назариясининг ривожланишига Ўзбекистон олимлари: академик Ҳ.Ҳ.Усмонхўжаев, академик М.Т. Ўрозбоев, Халқаро инженерлик академияси мухбир аъзоси А.Ж. Жўраев, Т.А.Абдукаримов, М.Р.Мавлявиев, Р.Маликов, профессор Г.К. Қўзибоев, профессор С. Юлдашбеков, профессор Р.И. Каримов, профессор Ш.П. Алимуҳамедов, академик А.Д. Глушенко ва бошқалар катта ҳисса қўшдилар.

Ўзбекистон Республикаси ҳудудида қадимдан яшаб келган олимлар машиналар механикаси ҳақида кенг маълумотларга ва билимларга эга бўлганлар.

Бу билимлар сув кўтарувчи ғилдиракларни яратишда, замонавий йигирув ва тўқув дастгоҳларига ўхшаш турларини ишлаб чиқишда ва турли ўлчов мосламалари ҳамда узатмаларни тайёрлашда фойдаланилган.

Йигирув машиналарида тасмали узатмаларни қўллаш — узатиш нисбати тушунчасига аниқлик киритишга, чиқувчи валларнинг айланиш тезлигини амалда ўзгартириш талаби эса, поводокли цевкали ва червякли узатмаларни ишлаб чиқишга ва қўллашга олиб келди.

Қадимги Ўзбекистон олимлари орасида ўз даврининг буюк олими ва муҳандиси Аҳмад ал-Фарғоний машиналар механикасининг ривожланишига улкан ҳисса қўшди.

Умуман олганда, механизм ва машиналар механикаси асослари буюк алломаларимиз Абу Райҳон Беруний (973—1048), Ал-Фаргоний (IX аср), Абу Али ибн Сино (980—1037), Ғиёсиддин Коший (XV аср), Сиджизи (X аср), Улуғбек кабилар томонидан тегишлича яратилгани диққатга сазовордир. Хусусан, ибн Сино қуйидагича таъкидлаган: гилдираклар текис, мувозанатланган бўлишлиги; ричаглар узунлиги бўйича бир хил кесимга эга бўлиши; илгакли (тишли) ғилдиракларидаги тишлар бир хил шаклда бўлиши керак. Абу Райҳон Беруний фикрича: ўқи ўзгарувчан ғилдиракли ускуналарда (эпициклик механизмларда) айланиш йўналиши илашишувчи ғилдиракларга боғлиқ (эпициклоида, гипоцик-

лоида) бўлади; посанги ричаг елкаси катталашган сари, юкни кўтариш енгиллашади. Иловада келтирилган қатор шакллар-да (1-8-шакллар), алломаларимиз яратган механизмларнинг намуналари кўрсатилган.

Ҳозирда ҳам Ватанимизнинг етакчи олимлари томони-дан яратилган ўзгарувчан узатиш нисбатли ротацион меха-низмлар, эгилувчан бўгинли кулисали механизмлар, тасма-ли узатмалар, ричагли муфталарнинг янги конструкцияла-ри, уларни таҳлил қилиш ва лойиҳалаш асослари ММН фа-нини янада бойитди.

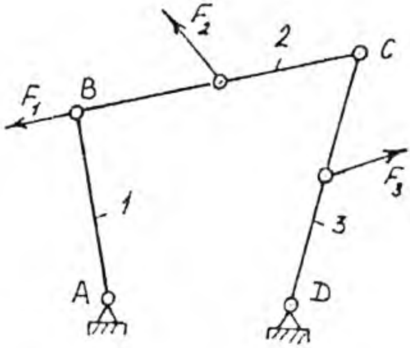
1.2. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ ПРЕДМЕТИ

Амалда сунъий механик системалар иккита катта гуруҳга бўлинади:

1. Ҳаракатланувчи, ўзгарувчи.
2. Ҳаракатланмайдиган, ўзгармас.

Механизм ва машиналар назариясида ўрганиладиган объектларни кучлар таъсирида ўзининг дастлабки шаклини осонгина ўзгартирадиган ҳаракатланувчи механик система-ларга киритиш мумкин.

Кўп кинематик занжирлар, хусусан, турли механизмлар бундай системаларга мисол бўлиши мумкин. 2-шаклда ҳаракатланувчи системага мисол тариқасида юкланган кучлар таъсирида ҳаракатга келувчи тўрт шарнирли механизм келтирилган.



2-шакл. Ҳаракатланувчи тўрт шарнирли механизм.

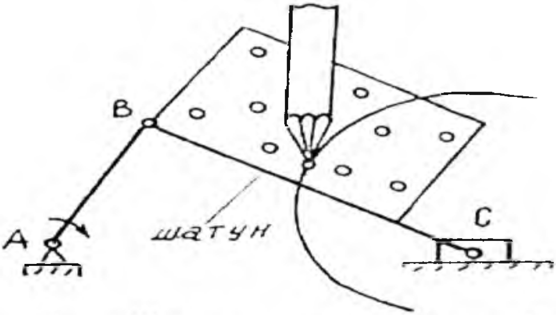
Профессор Н.И. Колчин классификацияси асосида, агарда классифи-кация мезонлари сифатида механиканинг асосий ту-шунчаларидан бирига: ҳаракатга, кучга, энергияга (ишга) устуворлик берил-ганда, ҳаракатланувчан механик системаларни учта катта гуруҳга — прибор-лар, механик мосламалар ва машиналарга ажратиш мумкин. Куйидаги 3-шаклда бундай классификация схемаси келтирилган.

Ҳаракатланувчи механик системалар

Приборлар	Механик мосламалар	Машиналар
Приборлар ҳаракатни узатиш ва ўзгартириш билан ифодаланади. Улар физик жараёнларни техник регистрациясида, ўлчашда, математик ҳисоблашни бажаришда, эгри чизиқларни чизишда ва ҳ.к. қўлланади. Соатлар, эллипсографлар, пантографлар, механик ҳисоблаш мосламалари приборлар сифатида мисол бўлиши мумкин.	Механик мосламалар кучларни ўзгартириш ва узатишда қўлланилади. Уларнинг асосий қўлланиш мақсади кучдан ютиш ва уни ўлчаш. Механик мосламаларга ричаглар, полиспастлар, динамометрлар, тарозилар ва ҳ.к. лар киради.	Машиналар энергияни (ишни) узатади ва ўзгартиради. Улар меҳнат жараёнларини механизациялаш ва автоматлаштириш, қўл меҳнатини машина билан алмаштириш воситаси ҳисобланади.

МЕХАНИЗМЛАР

3-шакл. Ҳаракатланувчи механик системаларнинг классификацияси.

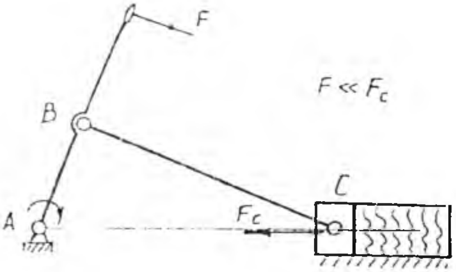


4-шакл. Шатун эгри чизиғини чизувчи прибор.

Биринчи гуруҳга киритилган ҳаракатланувчи механик системанинг — приборларнинг классификацияси аломати бўгинларнинг ҳаракати ҳисобланади. Масалан, соат механизмида вақтни кўрсатувчи милларининг (стрелкаларининг) айланиши, эллипсограф механизмида — эллипс чизувчи нуқтанинг ҳаракат траекторияси в ҳ.к.

4-шаклда алгебраик ёки шатун эгри чизиғини чизишда фойдаланиладиган прибор кўрсатилган. Механизм ҳаракатлантирилганда ҳаракатланувчи шатун текислигида Е кўзчага ўрнатилган қалам 4-шаклда кўрсатилган шатун эгри чизиғини чизади.

Ҳаракатланувчи механик системаларнинг иккинчи гуруҳига асосан кучни узатиш ва ўзгартириш билан характерланадиган механик мосламалар киритилган. Кичик куч билан катта қаршиликни енгиш ёки тарозилар ва динамометрлар воситасида кучларни мувозанатланишидан фойдаланиб, уларни ўлчаш мосламаларнинг асосий вазифасидир. 5-шаклда турли материалларни исканжаловчи механик мосламанинг схемаси кўрсатилган. Мосламанинг механизми кучдан ютишга имконият беради ва шу сабабли ишчининг тутқичдаги кучи исканжалаш кучидан анча кичикдир.

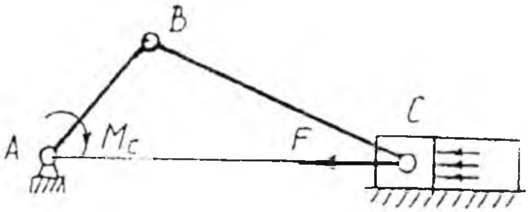


5-шакл. Турли материалларни исканжалаш механик мосламасининг схемаси (F—ишчининг кучи, F_c—исканжалашга қаршилик кўрсатувчи куч).

Ҳаракатланувчи механик системаларни учинчи гуруҳи машиналардир. Механика нуқтаи назаридан энергияни (ишни) узатиш ёки ўзгартириш машиналарнинг характерли хусусияти ҳисобланади. Масалан, ички ёниш юритмасида ёқилгининг кимёвий энергияси машинани ҳаракатланувчи қисмларини кинетик энергиясига айлантирилади. 6-шаклда бундай машинанинг схемаси кўрсатилган.

Маҳсулотни ёнишидан ҳосил бўлган босим юритмани поршенига F куч билан таъсир этади ва тирсакли вал орқали M_c моментли фойдали қаршиликни енгади. Шундай қилиб, ёқил-

ғидаги мужассамланган энергия ажралиб машинада унинг қисмларини ҳаракатлантирувчи энергияга айланади.



6-шакл. Ички ёниш юритмаси схемаси (F—газ босимини поршенга таъсир кучи, M_c-қаршилик моменти).

Шу билан бирга машинани механик нуқтаи назардан таърифлашда баъзи бир мулоҳазаларни ва аниқликларни киритиш керак, чунки инсонга маълум бўлган ҳамма машиналар ҳам бундай таърифлаш доирасига кираверманди.

Мисол сифатида пахта толасини чигитдан ажратувчи машинани келтириш мумкин. Пахта аррали ишчи қисм таъсирида икки фракцияга: пахта толасига ва чигитга ажратилади.

Охирги йилларда ҳисобларни бажаришда, ахборотларни бир тизимга солишда ва сақлашда, айрим машиналарни ишлашини ёки умуман ишлаб чиқаришни бошқаришда инсонга ёрдам берадиган электрон ҳисоблаш, ахборот ва назорат — бошқариш машиналари ҳаётимизга дадил қадамлар билан кириб келмоқда. Шунингдек, амалда инсонни баъзи бир физиологик функцияларни бажарувчи машиналар ҳам ишлатилмоқда.

Шундай қилиб машина тушунчасини умумлаштириб ва кенгайтириб уни қуйидагича таърифлаш мақсадга мувофиқдир: **ақлий ва жисмоний меҳнатни алмаштириш ёки енгиллаштириш ва инсонни баъзи бир физиологик функцияларини бажариш мақсадида энергияни, материалларни ва ахборотларни узатиш ёки ўзгартириш учун қўлланадиган механик ҳаракат қилувчи сунъий қурилма машина деб аталади.**

Ҳаракатланувчи механик системаларга, машиналарга, мосламаларга ва асбобларга назар ташлаб улар кинематикасининг моҳияти, асоси механизмлар эканлигини таъкидлаш лозим. Дастлабки ёндашишда механизмларни ҳаракатланувчи механик системаларнинг ҳаракат қилувчи ва қўзғалмас қисмларининг йиғилмаси эканлигини кўриш мумкин. Шунингдек, механизмларни асбобларнинг, механик мосламаларнинг ёки машиналарнинг ўз функцияларини бажаришда ёрдам берувчи восита деб, қараса бўлади. Механизм тўлиқ қуйидагича

таърифланади: **битта ёки бир нечта жисмларни берилган ҳаракатида қолган жисмларни аниқ ҳаракатланишини таъминловчи жисмларнинг сунъий системаси механизм, деб аталади.**

Битта механизмни турли мақсадларда ишлатиш мумкин. Масалан, 4-шаклда келтирилган айлангич-судралгичли механизмни асбоб, 5-шаклдагини механик мослама, 6-шаклдагини энергетик машина сифатида фойдаланиш мумкин. Бунга битта машинада ишлари ўзаро боғлиқ бўлган бир неча механизмлар бўлиши мумкинлигини қўшса бўлади.

Юқоридагилардан техникада соф механизм бўлмайди, деган хулосага келиш мумкин.

Амалда механизмлар машиналарнинг аниқ тури, асбоблар ёки мосламалар билан боғланган. Аммо ўқув мақсадларида абстракт механизмларни кўриб чиқиш мақсадга мувофиқ ҳамда улар механизм ва машиналар назариясининг ўрганиладиган асосий предметини ташкил этади. Машиналар эса ММН да ўрганилувчи объект сифатида камроқ кўрилади, чунки улар саноат соҳалари машиналарини лойиҳалашнинг махсус предметларида ўрганилади.

1.3. МАШИНАЛАР ВА УЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Ҳаётимизни машиналарсиз тасаввур қилиб бўлмайди. Машиналар турли соҳаларда, ҳар хил мақсадларда ишлатилади. Техникада турли тоифадаги машиналар қўлланади. 7-шаклда ишлатиш функциясига қараб машиналарни схематик классификацияси келтирилган.

Машиналарнинг ишлатилиши, функционал вазифалари ҳақида қисқача тўхталиб ўтамиз.

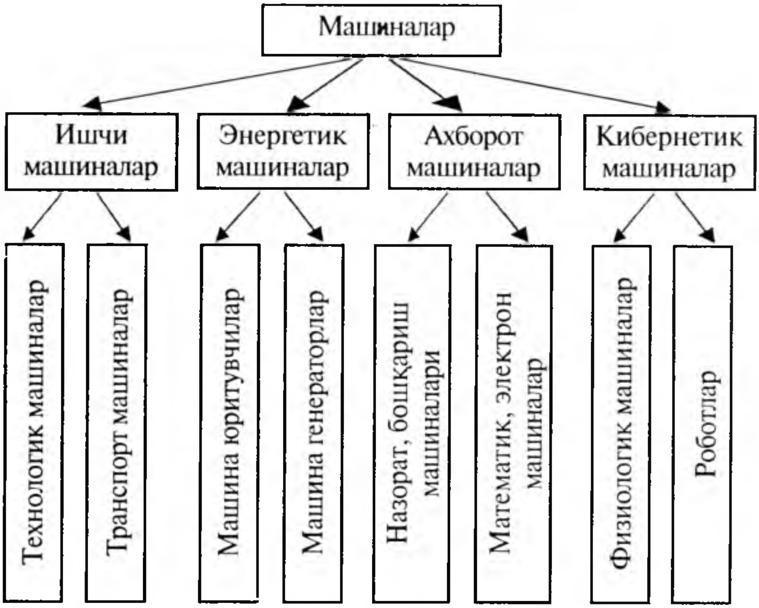
1.3.1. Ишчи машиналар. Улар қайта ишланувчи материалларни бир турдан иккинчисига айлантиради ва ўзгартиради. Бундай машиналар икки турга: транспорт ва технологик машиналарга ажралади.

Технологик машиналарда қайта ишланувчи материалнинг шакли, хусусияти ва ҳолати ўзгартирилади. Йигирув, тўқув, хамир қорувчи, металлни қайта ишловчи каби машиналар технологик машиналарга мисол бўла олади.

Транспорт машиналарида ташиладиган предметлар (юклар, одамлар ва ҳоказо) материаллар ҳисобланади. Масалан, транспортерлар, кўтарувчи кранлар, лифтлар, автомобиллар, самолётлар, кемалар ва ҳ.к.

1.3.2. Энергетик машиналар. Энергетик машиналарда энергия бир турдан иккинчисига айлантирилади. Улар машина — юритувчилар ва машина — генераторларга бўлинади. Машина — юритувчилар ҳар қандай энергияни механик энергияга айлантиради. Мисол тариқасида электр юритувчилар ва ички ёниш юритувчиларни келтириш мумкин.

Машина — генераторлар механик энергияни бошқа тур энергияларга айлантиради. Масалан, электр токи генераторлари.



7-шакл. Машиналарнинг классификацияси.

1.3.3. Ахборот машиналари. Улар ахборотларни олишда, узатишда ёки ўзгартиришда қўлланилади ва назорат-бошқариш ва ҳисоблаш турларига бўлинади.

Назорат - бошқариш машиналари машина ёки ишлаб чиқариш ишини бошқариш мақсадида назорат - ўлчов ахборотларини ўзгартиради ва узатади (интернет тизими).

Ҳисоблаш машиналари сонлар тариқасидаги ахборотларни ўзгартиради. Масалан, турли ЭҲМ, компьютер, арифмометрлар, интеграллочилар ва ҳ.к.

1.3.4. Кибернетик машиналар. Бу машиналар инсонга ёки табиатга хос механик, физиологик ва биологик жараёнларни бажаради ёки имитация қилади. Мисол учун, «сунъий юрак», «сунъий буйрак», роботлар, манипуляторлар ва ҳ.к. келтириш мумкин.

Хулоса қилганда, механик ҳаракатлар бўлмайдиган қурилмалар машиналар, деб аталиши мумкин эмас. Масалан, ЭҲМ ва процессорлар асосида тайёрланган ахборот машиналари тарихан одат тусига киргани учун машина, деб аталади. Аслида уларда механик ҳаракат бўлмагани учун машина ҳисобланмайди. Ушбу машиналар асосида электроника, электромеханика каби жараёнлари бўлса ҳам, уларни ишлатиш учун тегишли даражада механик ҳаракатнинг у ёки бу тури керак бўлган.

Классификациянинг бошқа турида машиналарни автоматларга, ярим автоматларга ва қўл билан ишлатиладиган машиналарга ажратиш мумкин. Агарда машина инсон бошқарувисиз ишласа ва қўл меҳнатини талаб қилмаса автомат деб аталади.

Агарда машина асосан автоматик тарзда ишласа ва баъзи бир бошқариш ёки хизмат қилиш жараёнларини инсон бажарса ярим автомат, деб аталади.

Автомат ёки ярим автомат бўлмаган машиналар қўл билан хизмат қилинадиган машиналар ҳисобланади.

Бир-бири билан боғланган маълум технологик жараённи бажарувчи бир неча автомат машиналар автоматик технологик тизим, деб аталади.

1.3.4.1. Роботлар ва манипуляторлар. Охирги даврларда техникада роботларнинг мавқеи ошиб бормоқда. **Дастур билан бошқариладиган кибернетик автоматлар роботлар, деб аталади.** Уларнинг баъзилари қайта боғланишга эга бўлиб, бошқариш дастурларига ўзгарувчан шароитга мослашиш хусусияти киритилган.

Машиналар орасида манипуляторли роботлар, хусусан, ишлаб чиқариш жараёнида ҳаракатлантирувчи ва бошқарувчи функцияларини бажарувчи саноат роботлари алоҳида ўрин тутади.

Роботлар саноатда, қишлоқ хўжалигида, транспортда, соғлиқни сақлашда ва хизмат қилиш тармоқларида инсон учун оғир меҳнат талаб қиладиган, соғлиқ учун мушкул ва зарарли бўлган фаолиятларда қўлланилади.

Саноат роботларини тезда қайта йўлга қўйиш ҳамда универсал жиҳозлар асосида роботлашган технологик комплексларни ва бўйсунувчан автоматик ишлаб чиқаришни ташкил қилиш мумкин.

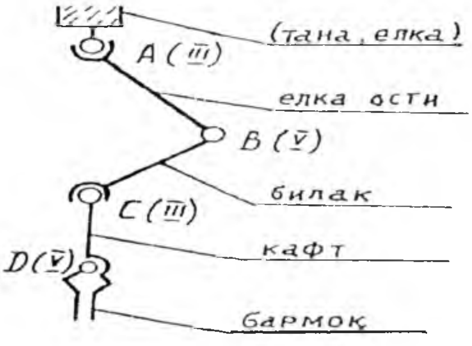
Манипуляцияли роботлар боғланган манипуляторлардан ва бошқариш қурилмасидан иборат: манипулятор бир неча эркинлик даражасига эга бўлган инсон қўлининг иш функциясини бажарадиган фазовий ричагли механизмдир. Лекин, ҳар қандай машина-автомат, робот ва манипуляторларни инсон яратади, маълум маънода уларни ишлатиш, назорат қилиш инсоннинг қўлида бўлади.

8-шаклда манипуляторни тузилиш схемаси келтирилган. Манипулятор орқали турли ҳаракатларни олиш мумкин. Унинг ҳар бир бўғини, инсон қўлига ўхшаш, мустақил юритувчига эга.

Манипуляторнинг қолган қисмларини ҳаракатлантирмай бармоқни (панжани) мустақил ҳаракатга келтириш мумкин. Ҳамма бўгинларнинг ҳаракатини қўшиб, умумий ҳаракатни чексиз вариантларини олиш мумкин.

Манипуляцияли робот дастур асосида ишлайди (бошқарилади). Дастурни магнит тасмасига ёзилиш жараёни роботни ўқитиш деб аталади, чунки бу вақтда оператор (назорат мутахассиси) роботнинг ишчи органини талаб қилинган траекторияда ҳаракатлантиради. Траектория координатлари дастур сифатида роботни эслаб қолувчи қурилмасига ёзилади. Дастурнинг бўлиши роботни автоматга айлантиради.

Ўта сезгир датчиклар (ўлчагичлар) билан қуролланган роботлар ўзининг ҳаракат кучини ўлчай олиши, билиши ва самарали ишлаши учун зарур қайта боғланишни олиши мумкин.



8-шакл. Манипулятор механизмининг тузилиш схемаси.

Роботсозлик замонавий машинасозликнинг жадал ривожланаётган тармоғи ҳисобланади.

1.4. КИРИШ ҚИСМИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ ТЕСТЛАРИ ВА САВОЛЛАР

1. Механизм ва машиналар назариясининг тўртта асосий бўлимларини санаб чиқинг.

Жавоблар: 1. Механизмларнинг тузилиши;
2. Механизмларнинг мустаҳкамлиги;
3. Механизмларнинг динамикаси;
4. Механизмларнинг кинематикаси;
5. Механизмларнинг технологлиги;
6. Механизмларнинг ейилишга чидамлилиги;
7. Механизмларнинг синтези.

2. Механизм ва машиналар назариясининг икки асосий муаммоларини кўрсатинг.

Жавоблар: 1. Механизмнинг кинематик характеристикаларини ўрганиш;
2. Механизмларнинг таҳлили;
3. Механизмларнинг синтези;
4. Механизмларнинг динамик характеристикаларини ўрганиш;
5. Механизмларни ростлаш ва созлаш.

3. Ўзгарувчи механик системаларининг бўлинадиган учта гуруҳини санаб чиқинг.

Жавоблар: 1. Фермалар;
2. Аппаратлар;
3. Механик мосламалар;
4. Иншоотлар;
5. Асбоблар;
6. Приборлар;
7. Агрегатлар;
8. Машиналар.

4. Механизмларнинг асосий хусусиятларини кўрсатинг.

Жавоблар: 1. Тез ҳаракатланиш;
2. Юқори Ф.И.К.;
3. Бўғинларнинг аниқ ҳаракати;
4. Юқори маневрлик (чаққонлик);
5. Ишлашда шовқин чиқармаслик.

5. Қайси хусусиятсиз машина бўлмайди?

Жавоблар: 1. Тўсиқнинг борлиги;
2. Процессорларнинг борлиги;
3. Автоматик бошқаришнинг борлиги;
4. Замонавий дизайннинг борлиги;
5. Механик ҳаракатнинг борлиги.

6. Робот қайси турдаги машиналарга тааллуқли?

Жавоблар: 1. Технологик;
2. Энергетик;

3. Ахборот;

4. Кибернетик.

7. Асбобларни (приборларни) характерли хусусиятини кўрсатинг.

Жавоблар: 1. Ҳаракатни узатиш ва қайта ўзгартириш;

2. Кучни узатиш ва қайта ўзгартириш;

3. Энергияни узатиш ва қайта ўзгартириш;

4. Ахборотларни узатиш ва қайта ўзгартириш;

5. Материалларни узатиш ва қайта ўзгартириш.

8. Механик мосламани характерли хусусиятини кўрсатинг.

Жавоблар: 1. Ҳаракатни узатиш ва қайта ўзгартириш;

2. Энергияни узатиш ва қайта ўзгартириш;

3. Кучни узатиш ва қайта ўзгартириш;

4. Ахборотни узатиш ва қайта ўзгартириш;

5. Материалларни узатиш ва қайта ўзгартириш.

9. Манипулятор нималигини кўрсатинг.

Жавоблар: 1. Касса автомати;

2. Фазовий ричагли механизм;

3. Тасодифий ўлчамлар учун асбоб;

4. Жонглар қурилмаси;

5. Бошқариш пульти.

10. ММН фани қайси механик фанлар билан ўзаро боглиқ?

11. ММН фани қайси қисмлардан иборат?

12. ММН мамлакатимизда ривожланишига ҳисса қўшган қайси алломалар ва олимларни биласиз?

13. Ибн Синонинг «Ақл тарози» китобига асосан ричаглар ўзаро қандай кинематик жуфтлар орқали бирлашган?

14. Ас-Сиджизининг «Коникограф» асбоби қандай ишлайди?

15. Ибн Сино яратган дарбозани очиш-ёпиш механизми қандай ишлайди?

16. Қандай турдаги машиналарни биласиз?

17. Машина деб нимага айтилади?

18. Робот, манипулятор тушунчаси нимани англатади?

У-6166

I ҚИСМ

МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШИ ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

Бу бўлимда кинематик жуфтлар назарияси ҳамда механизмларнинг тузилиш ва ҳосил бўлиш назарияси ўрганилади.

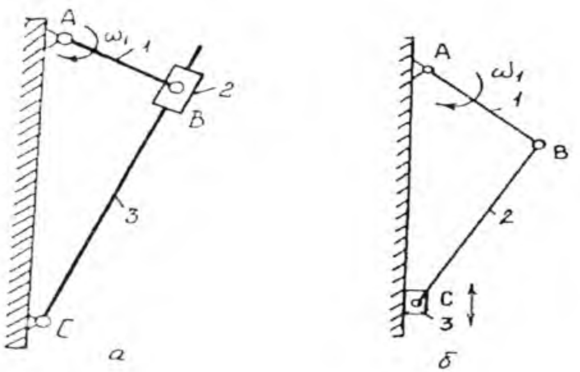
1-БОБ. КИНЕМАТИК ЖУФТЛАР НАЗАРИЯСИ

1.1. АСОСИЙ ТУШУНЧАЛАР. БЎҒИН, КИНЕМАТИК ЖУФТ ВА КИНЕМАТИК ЗАНЖИР ТУШУНЧАЛАРИ

Механизмлар қаттиқ жисмлардан ва кинематик жуфтлардан иборат. Механизм ва машиналар назариясида қаттиқ жисм деганда фақат абсолют қаттиқ эмас, шунингдек, ўлчамлари ўзгарувчан, қайишқоқ, эгилувчан жисмлар ҳам назарга олинади.

Механизмларни ҳосил қилувчи қаттиқ жисмлар бўғинлар, деб аталади. Бўғин нисбий ҳаракат қила олмайдиган бир нечта деталлардан иборат бўлиши мумкин, яъни бўғинга кирувчи ҳамма деталлар яхлит биттадек ҳаракатланиши лозим. Бўғин нуқталари бир-бирига нисбатан ҳаракат қилмайди, бир бутун ҳисобланади.

Бўгинларнинг номланиши уларни ҳаракатланиш турига қараб белгиланади ва кўп ҳолларда механизмларни номланиши уларнинг таркибига кирган асосий бўғинлар номи ёки кинематик жуфтлар сони билан белгиланади. Қўзғалмас ўқ атрофида тўлиқ айланувчи бўгинга айлангич (1.1а-шакл), тўлиқ айланмасдан, маълум бурчакка бурилса, чайқалгич дейилади. Ўзгармас йўналтирувчи бўлганда илгариланма-қайтма ҳаракат қилувчи бўғинга (1.1б-шакл, 3) судралгич ёки ползун дейилади. Агарда унинг йўналтирувчиси айланма ҳаракат қилса (1.1а шакл,2), унга тош, йўналтирувчисини эса кулиса дейилади. Мураккаб (текис-параллел) ҳаракат қилувчи бўғинга (1.1. б-шакл, 2) шатун дейилади.



1.1-шакл, а. Кулисали механизмнинг тузилиш схемаси;
б. Айлангич-судралгичли механизм схемаси.

1.1. а-шаклда тасвирланган кулисали механизм айланғич (1), тош (2), кулиса (3) ва таянч (4) бўғинларидан иборат.

Механизмда бўғинлар шундай боғланганки, уларнинг ҳар бири бошқасига нисбатан аниқ ҳаракат қила олади. Масалан айлангич 1 таянчнинг А нуқтаси атрофида айланади, тош 2 кулиса 3 ға нисбатан ҳаракатланиб, бир вақтда кулиса билан таянч 4 га нисбатан айланиши мумкин. **Бундай бир-бирига тегиб турувчи бўғинларни қўзғалувчан боғланишига кинематик жуфт (содда равишда жуфт), деб аталади.**

Кинематик жуфт бўғинлари доимо туташишда бўлиши шарт. Бўғинларни доимо туташиши кинематик жуфтнинг конструкцияси ёки қандайдир куч орқали таъминланади. Ҳар бир жуфт ўз элементига эга. **Бўғинларни бир-бири билан тегиб турувчи юзалари, чизиқлари ёки нуқталари биргаликда кинематик жуфт элементлари дейилади.**

1.1-жадвалда турли элементлардан иборат кинематик жуфтларга мисоллар келтирилган. Бўғинларнинг ҳаракатида кинематик жуфт элементлари ўзгармайди. Масалан, текисликда цилиндр (1.6-шакл). Бунда жуфт элементи чизиқ бўлиб бўғинларни ҳар қандай ҳаракатида нуқтага ёки текисликга айланмай ўзгармас ҳолда бўлиши керак.

Жуфт бўғинларнинг нисбий ҳаракатини ўрганишда фикран бўғинлардан бирини қўзғалмас, деб иккинчисини ҳаракатлантириш керак.

Масалан, 1.5-шаклда текисликда шар тасвирланган. Фикран текисликни қўзғалмас, деб қабул қилиб, 2 шарни турлича

ҳаракатлантирайлик. Бунда 5 та нисбий ҳаракатлар: стрелка билан кўрсатилган иккита илгариланма ва учта айланма ҳаракатлар содир бўлади.

1.2. ҲАРАКАТЛАНУВЧАНЛИК ВА БОҒЛАНИШЛАР

Ҳаракатланувчанлик бўғинлари ҳаракат қиладиган механизмларнинг асосий хусусиятидир. ММН да ҳаракатланувчанлик фундаментал тушунча бўлиб, механизмларнинг тузилиши унга асосланади.

Механизм бўғинларининг фазода қўзғала олиш хусусияти ҳаракатланувчанлик, деб тушунилади. Ҳар қандай қўзғалиш жисмнинг ҳолатини характерловчи маълум координата системасида координаталарнинг ўзгариши билан аниқланади.

Бу **ўзгарувчан координаталар эркинлик даражаси, деб аталади** ва бўғинни ҳаракатланувчанлик ўлчови сифатида хизмат қилади. Ўзгарувчан координаталар сони бўғиннинг эркинлик даражасига тенг.

Эркинлик даражасини аниқловчи координаталар бир - бирига боғлиқ бўлмаслиги, уларнинг сони эса бўғин ҳолатини аниқ билишга етарли бўлиши керак. Координаталар усулида ҳаракатланувчанлик ана шундай баҳоланади.

Шунингдек, бўғинларнинг ҳаракатланувчанлигини аниқлашнинг бошқа усули, яъни бир бўғинни иккинчисига нисбатан қабул қилинган координата системаси ўқлари бўйлаб ва улар атрофида бир-бирига боғланмаган оддий ҳаракатлар сони орқали аниқлашнинг кинематик усули ҳам қўлланилади. Бундай **бир-бирига боғланмаган ҳаракатлар сони эркинлик даражаси, деб аталади.**

Ҳаракатланувчанлик ва эркинлик даражаси кўп ҳолларда бир-бирига синоним бўлиб, техник адабиётларда бир маънони англатади.

Эркин бўғинлар бир-бири билан кинематик жуфтлар орқали боғланганда уларнинг баъзи эркинликларига чек қўйилади. Боғланишнинг таъсири **боғланишлар шарти** деб аталувчи **чекланишлар** сони билан баҳоланади.

Ҳар бир боғланиш шарти битта эркинликни йўқотиш ёки оддий ҳаракатдан маҳрум бўлишни билдиради.

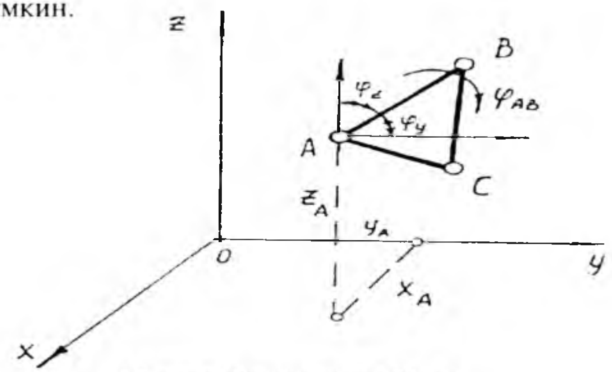
Боғланишлар табиати турлича бўлиши мумкин. Баъзилари механик характерда бўлса, бошқалари электромагнит, аэрогидродинамик ва бошқа ҳодисаларга асосланади.

Дарсликда, асосан, бўгинларни координаталарига боғлиқ ва уларнинг ҳосиласига боглиқ бўлмаган геометрик ёки голоном боғланишлар ўрганилади.

1.3. БЎҒИННИНГ ТЕКИСЛИКДА ВА ФАЗОДА ҲАРАКАТЛАНУВЧАНЛИКЛАРИ

Фазода эркин ҳаракатланувчи бўғинни кўрайлик. Қабул қилинган OXYZ координат системасида бўғинни ҳолати у билан қаттиқ богланган АВС учбурчаги асосида аниқланади. Учбурчакнинг ҳолати унинг бир томони, масалан, АВ ва учбурчак текислигининг ҳолатини аниқловчи φ_{AB} бурчаги билан белгиланади.

Дастлаб учбурчакни АВ томони ҳолатини кўрамиз. Уни А нуқтанинг X_A, $У_A$, Z_A координаталари ва ОУ ва OZ ўқлари билан АВ чизиғи орасидаги φ_y ва φ_z бурчаклари билан белгилаш мумкин.

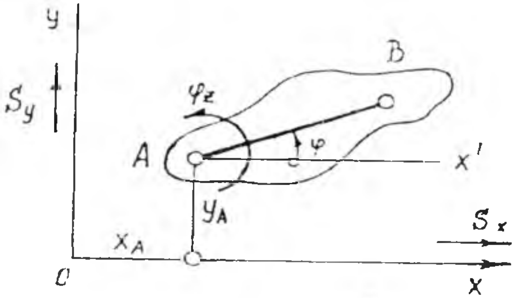


1.2-шакл. Фазода эркин бўғин.

АВС учбурчак текислигининг ҳолатини уни, ўқ атрофидаги каби, АВ томони атрофида айланиш бурчаги φ_{AB} ифодалайди.

Умуман бўгинни фазодаги ҳолати мустақил 6 та — учта чизиқли X_A, $У_A$, Z_A ва учта бурчакли Эйлер φ_A, φ_z, φ_{AB} координаталари билан ифодаланади. Шундай қилиб бўғинни эркинлик даражаси f = 6 га тенг.

Қуйида нуқталари бир ёки параллел текисликларда жойлашган бўгиннинг ҳаракатини кўриб чиқайлик (1.3.-шакл).



1.3.-шакл. Текисликда бўгин.

Бўғиннинг ҳолати у билан қаттиқ боғланган AB тўғри чизиғининг ҳолати билан аниқланади. Тўғри чизиқнинг текисликдаги ҳолати эса X_A, $У_A$, φ_z координаталари билан аниқланади. Тўғри чизиқни мумкин бўлган 3 та координата ўқлари бўйлаб илгариланма S_x, S_y ва айланиш бурчаги φ_z билан айланма ҳаракатлардан иборатлиги юқоридаги хулосани исботлайди.

Шундай қилиб, эркин бўгин текисликда 3 та эркинлик даражасига эга ($f = 3$).

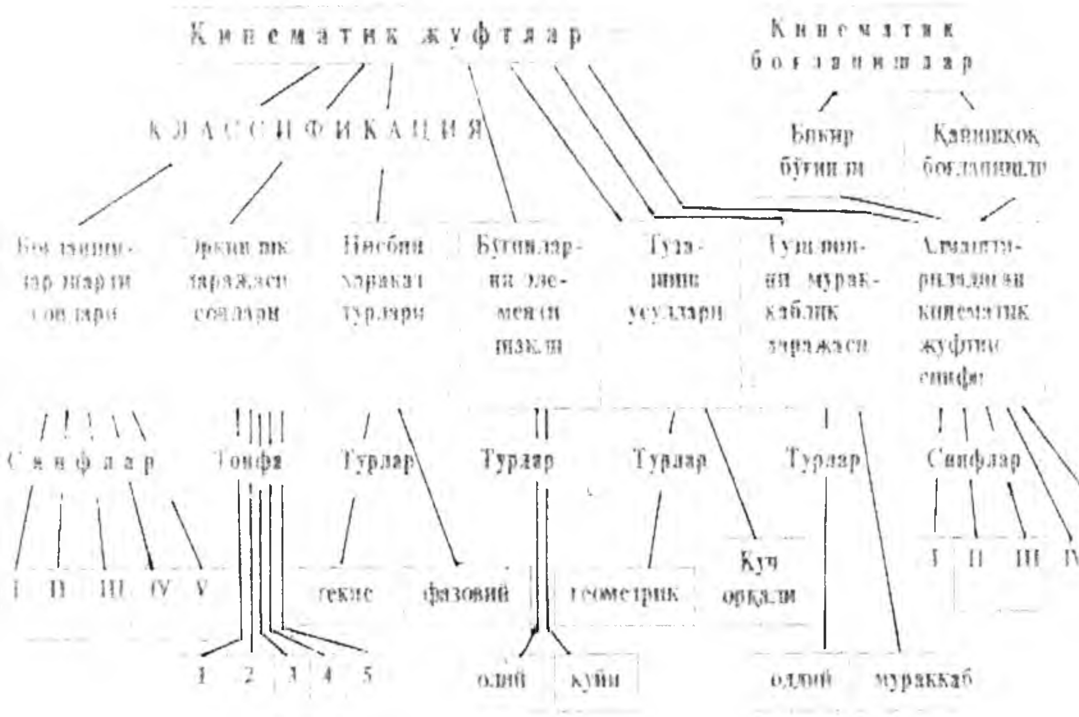
1.4. КИНЕМАТИК ЖУФТЛАР КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Кинематик жуфтларни турли мезонларда классификациялаш мумкин.

1.1-жадвалда (1.4-шакл), схемада кинематик жуфтларнинг боғланиш шарти сони, ҳаракатланувчанлик сони (эркинлик даражаси), нисбий ҳаракат тури, бўғинларнинг туташиш элементи шакли, боғланиш усули ва жуфтликни мураккаблик даражаси асосидаги ҳамда кинематик боғланишларни классификациялари келтирилган. Кинематик боғланишлар кинематик жуфт ҳисобланмай, уларни алмаштириш учун қўлланади.

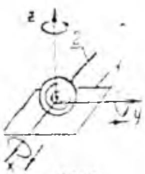
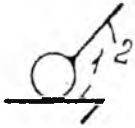
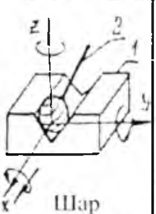
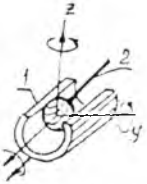
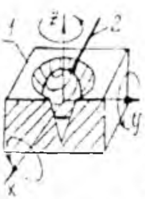
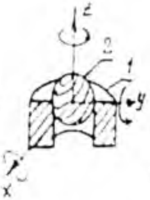
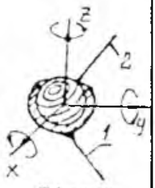
1.4.1. Кинематик жуфтларнинг боғланиш шарти сони асосида классификацияси

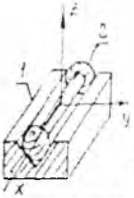
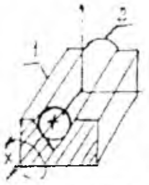
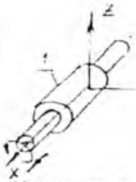
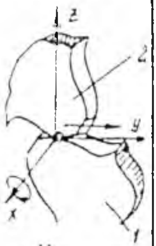
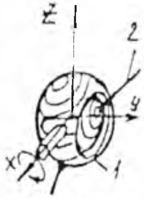
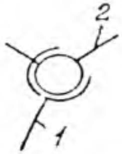
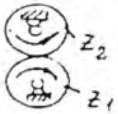
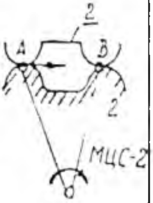
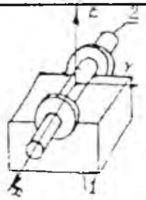
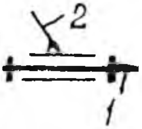
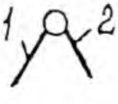
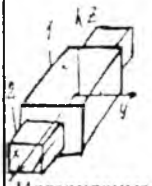
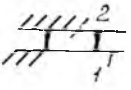
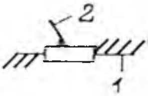
Маълумки, кинематик жуфт таркибида бўгинлар ўзининг баъзи бир қўзғалувчанлигини йўқотади, чунки уларнинг нисбий ҳаракатига боғланиш шарти кўринишида чекланишлар қўйилади. Кинематик жуфтларда боғланиш шарти сони $1 \le S \le 5$ чегарасида ўзгаради. Агар боғланишлар шарти 6 бўлса, кинематик жуфтлик хусусияти йўқолиб, жуфтлик нисбий ҳаракатсиз битта жисмга, бўғинга айланади.


Кинематик жуфтлар
Кинематик боғланишлар
КЛАССИФИКАЦИЯ
Бикир бўғинли
Қайишқоқ боғланишли
Боғланишлар шарти сонлари
Эркинлик даражаси сонлари
Нисбий ҳаракат турлари
Бўғинлар элементи шакли
Туташиш усуллари
Туташишнинг мураккаблик даражаси
Алмаштириладиган кинематик жуфтнинг синфи
Синфлар
I II III IV V
Тоифа
1 2 3 4 5
Турлар
текис
фазовий
Турлар
оддий
қуйи
Турлар
геометрик
Куч орқали
Турлар
оддий
мураккаб
Синфлар
I II III IV V

1.1.-жадвал

Турли синфдаги кинематик жуфтлар

Кинематик жуфт синфи	Боғланиш шарти чекланган кўчиш	Кинематик жуфтлар элементлари			Кинематик жуфтлар чизмаларни шартли белгиланиши
		Нуқта	Чизиғ	Юза (текислик)	
1	2	3	4	5	6
1	S_z	 Шар текисликда	—	—	
2	S_z, S_y	 Шар призматик ариқда	 Трубада шар	—	
3	S_z, S_y, S_x	 Призматик чўнқирда шар	 Ҳалқали ариқчада шар	 Сферик кинематик жуфт	

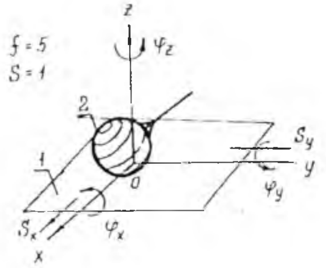
1	2	3	4	5	6
4	S_z, S_y φ_z, φ_y	 Иккита шар призматик ариқчада	 Призматик ариқчада цилиндр	 Цилиндрик кинематик жуфт	
	S_z, S_x φ_x, φ_y	—	 Икки тиш	 Бармоқли сферик кинематик жуфт	 
5	S_z, S_y, S_x φ_z, φ_x	 Нуқтали кинема жуфт		 Айланма кинематик жуфт	 
	S_z, S_y, φ_z, φ_y, φ_x			 Илгариланма кинематик жуфт	 

Эркинлик даражаси сони f ва боғланиш шарти сони S қуйидагича боғланган: $f+S=6$ (1.1)

Профессор А.П. Малишев ва академик И.И. Артоболевский таклифи билан кинематик жуфтлар боғланиш шарти асосида 5 та синфга, *I, II, III, IV* ва *V* ларга бўлинади. Синф тартиб рақами боғланиш шарти сони *S* га мос келади.

Ҳар бир боғланишни, яъни йўқотилган ҳаракатни чизиқли $S_i=0$ ва бурчакли $\varphi_i=0$ силжишларни тегишли ўқларни индексида кўрсатиб, нолга тенглаштиришни шартлашамиз.

I синф кинематик жуфтни кўрайлик. Бу жуфтликда бир бўғинни иккинчисига нисбатан аниқловчи *6* та мустақил координатадан битта *Z* координатаси қайд этилган. Бу кинематик жуфтга битта боғланиш шарти қўйилганини кўрсатади. Кинематик ёндашишдан фойдаланиб *I* синф кинематик жуфтда мустақил *6* та силжишлардан (ҳаракатлардан) биттаси чекланганини тан олиш мумкин (1.1-жадвалга қаранг).



1.5.-шакл. I синф кинематик жуфт.

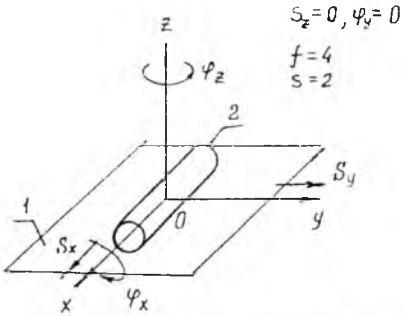
1.4.-шаклда I синф кинематик жуфт келтирилган. Шар 2 текисликга нисбатан 5 та мустақил ҳаракатларга эга: координата ўқлари атрофида учта айланма φ_z, φ_y, φ_x ва координата ўқларига нисбатан иккита илгариланма ҳаракатларга S_y ва S_x ҳаракатлар.

Шарни *Z* ўқи бўйлаб ҳаракати, текислик билан боғлангани сабабли мумкин эмас ($S_z=0$), акс ҳолда кинематик жуфт йўқолади.

Шундай қилиб, кўрилаётган кинематик жуфтда битта боғланиш шарти қўйилгани сабабли у *I* синфли кинематик жуфт дейилади.

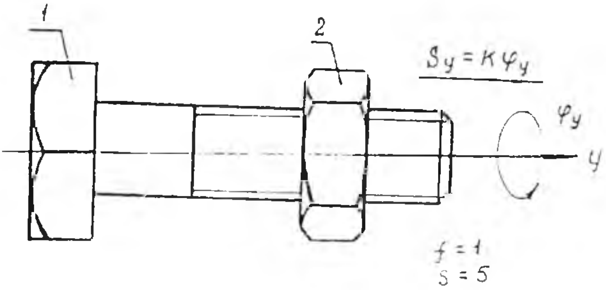
II синф кинематик жуфтда бўғинларни нисбий ҳаракатига иккита богланиш шарти қўйилади. 1.6-шаклда *II* синф кинематик жуфти кўрсатилган. Мустақил ҳаракатларни сонини аниқлаймиз. Цилиндр *2* текислик *1* га нисбатан тўртта мустақил ҳаракатлар бажаради – координата ўқларига нисбатан сирпанади S_y, S_x ва ўқлар атрофида айланади φ_x ва φ_y.

Бу кинематик жуфтда боғланиш шарти сони иккига тенг, яъни $S=6-f=6-4=2$. OZ ўқи бўйлаб илгариланма ва ОУ ўқи атрофида айланма ҳаракатларга чек қўйилган. Демак, текисликда цилиндр *II* синф кинематик жуфт ҳисобланади.



1.6.-шакл. II синф кинематик жуфти.

Юқорида бўғинларнинг ҳаракати бир-бирига боғлиқ бўлмаган иккита кинематик жуфтларни кўриб чиқдик. Қуйида бўғинларнинг нисбий ҳаракати бир-бирига боғлиқ бўлган кинематик жуфтни кўриб чиқамиз. Бундай кинематик жуфтга винтли жуфтлик мисол бўла олади.



1.7.-шакл. Винтли жуфт.

1.7.-шаклда винтли жуфтлик (болт ва гайка) тасвирланган. Бу ерда бўғинларнинг нисбий ҳаракатлари иккита: илгарилама — S_y ва айланма — φ_y ҳаракатлардир. Аммо бу икки ҳаракатлар бир-бири билан қуйидагича боғланган:

$$S_y=K\varphi_y \qquad (1.2.)$$

Шунинг учун икки ҳаракатни битта деб ҳисоблаш керак, чунки гайкани бурамасдан уни ОУ ўқи бўйлаб силжитиш мумкин эмас.

Демак, винтли жуфтда боғланиш шарти сони $S=6-f=5$ тенг ва У V синф кинематик жуфт ҳисобланади.

Қолган синфдаги кинематик жуфтлар 1.1-жадвалда келтирилган.

1.4.2. Текис ва фазовий кинематик жуфтлар

Нисбий ҳаракат турига қараб кинематик жуфтлар иккита катта гуруҳга бўлинади:

1. Текис;
2. Фазовий.

Текис кинематик жуфтларда бўғинларнинг нуқталари бир ёки параллел текисликларда ётувчи траекториялар чизади. Агарда бу шарт бажарилмаса, бундай кинематик жуфтлар фазовий деб аталади.

1.1-жадвалдаги I, II, III синф кинематик жуфтлар фазовий, IV ва V синфлари (винтли жуфтдан ташқари) текис эканлиги кўриниб турибди.

1.4.3. Бўғинларни тегиб турувчи элементларига қараб кинематик жуфтларнинг классификацияси

Бўғинларнинг тегиб турувчи элементларини шаклига қараб кинематик жуфтлар олий ва қуйи турларга бўлинади (Рело). **Жуфтлик элементи** икки бўғинни бир - бирига тегиб турувчи геометрик ўрни ҳисобланади.

Қуйи жуфтда тегиб турувчи элемент текислик бўлса, олийда нуқта ёки чизиқдир.

1.1-жадвалнинг 5-устунида қуйи кинематик жуфтлар тасвирланган. Уларга сферик, цилиндрсимон, айланма ва илгарилама кинематик жуфтлар киради. Бу жуфтларда туташиш юза орқали амалга ошади. Жадвалнинг 3 ва 4-устунларида олий кинематик жуфтлар келтирилган. Уларга текисликда шар, трубада шар ва бошқаларни мисол қилиш мумкин. Бу кинематик жуфтларда бўғинлар нуқта ёки чизиқ орқали боғланган.

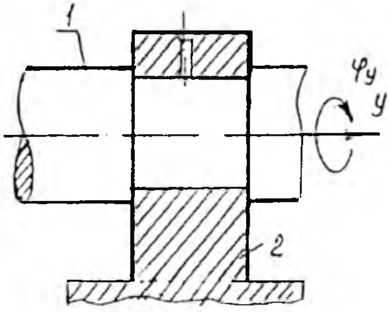
Олий кинематик жуфтларда бўғинларни туташиш юзаси назарий жиҳатдан нолга тенг, аммо амалда бўғинларнинг деформацияси натижасида туташиш доғи деб аталадиган кичик юзача ҳосил бўлади. Бу эса олий кинематик жуфтларда қуйи кинематик жуфтларга нисбатан катта кучланиш (босим кучига) юқори даражадаги ейилишга олиб келади.

Қуйи кинематик жуфтлар ейилишга чидамли ва катта миқдордаги кучларга бардош бера олади. Шу билан бирга олий кинематик жуфтларда қуйи кинематик жуфтларга нисбатан ишқаланишдаги энергияни йўқотиш кам бўлади. Ҳаммага маълум бўлган золдирли (шарикли) ва роликли подшипниклар олий кинематик жуфтларға асослангандир.

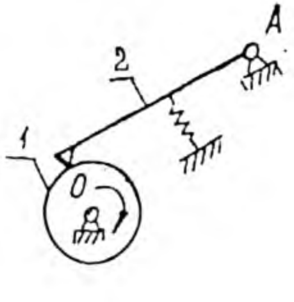
Олий кинематик жуфтларга асосланган механизмлар таркибида бўғинлар сони камдир.

1.4.4. Геометрик ва куч орқали боғланувчи кинематик жуфтлар

Бўғинларнинг кинематик жуфт ҳосил қилувчи элементлари доимий туташишда бўлиши шарт, акс ҳолда бўғинлар ажралиб жуфтлик бўлмайди. Икки бўғиннинг элементларини узлуксиз туташишини кинематик жуфтнинг конструкцияси ёки бўғинларни бир-бирига куч билан боглаш орқали амалга ошириш мумкин. Биринчи ҳолда геометрик, иккинчисида эса куч билан туташиш усулларини кўриш мумкин.



1.8.-шакл. Геометрик боғланишли V синф айланма кинематик жуфт.



1.9.-шакл. Куч билан боғланган олий IV синф кинематик жуфт.

1.8-шаклда сирпанувчи подшипникда айланувчи вал кўрсатилган. V синфли бу **кинематик жуфт геометрик туташиш билан бажарилган.**

Куч билан туташувчи кинематик жуфт 1.9-шаклда тасвирланган. Бунда турткич 2 муштумча 1 га пружина 3 воситасида доимий туташтириб турилади.

1.4.5. Оддий ва мураккаб кинематик жуфтлар

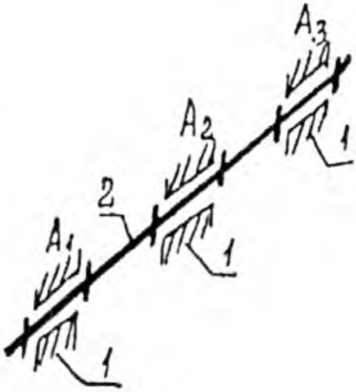
Кинематик жуфтлар мураккаблик даражасига қараб оддий ва мураккабга бўлинади.

Оддий кинематик жуфтда икки бўғин қўзғалувчан боғланишни бир марта ҳосил қилса, мураккаб кинематик жуфтларда такроран бир неча марта ҳосил қилади. **Мураккаб кинематик жуфтга** мисол тариқасида бир неча таянчлардан иборат машина валини келтириш мумкин.

1.10-шаклда оддий, 1.11-шаклда *1* ва *2*-бўғинларни A_1, A_2 ва A_3 қисмларида ҳаракатлана оладиган уч марта боғланишни такрорловчи мураккаб кинематик жуфт келтирилган.

Мураккаб кинематик жуфтларни иложи борича қўлламасдан тайёрлаш, йиғиш ва ишлатиш қулай бўлган оддий кинематик жуфтлардан фойдаланиш мақсадга мувофиқдир.

1.10.-шакл. Оддий жуфт.



1.11.-шакл. Мураккаб жуфт.

1.5. КИНЕМАТИК БИРИКМАЛАР

Кинематик жуфтларни алмаштирувчи, ўрнини босувчи кинематик занжирлар кинематик бирикмалар, деб аталади. Кўп ҳолларда кинематик бирикмалар таркибида қуйи кинематик жуфтлар бўлади. Тайёрлаш мураккаб ва ишлатишда чидамсиз бўлган кинематик жуфтлар кўпинча кинематик бирикмалар билан алмаштирилади.

1.2-жадвалда (1.12-шакл) шарнирли муфталар асосида ишлаб чиқилган кинематик бирикмаларнинг баъзи бир схемалари келтирилган. Жадвалда кўрсатилган бирикманинг синфи алмаштириладиган жуфтликнинг синфига тўғри келади.

Кинематик бирикма синфини аниқлаш усули билан умумий бўлган шарнирли муфта мисолида танишиб чиқамиз. 1.2-жадвалда шарнирли муфта схемаси келтирилган. Муфта бир-бири билан *IV* синфли кинематик жуфт орқали боғланган иккита *1* ва *2* вилкалар, *3*-крестовинадан иборат. Биз фақат *A* ва *B* кинематик жуфтларини ҳисобга олиб, уларга симметрик бўлган A_1 ва B_1 жуфтларини ташлаб юборамиз. Мураккаб кинематик жуфтни A_1 ва B_1 қисмлари ортиқча боғланишни бажаради.

Қурилаётган занжир кетма-кет боғланган *IV* синф *A* ва *B* кинематик жуфтлардан иборат. Бир неча кетма-кет боғланган кинематик жуфтларни эркинлик даражаси қўшилади:

$$f = f_A + f_B \qquad (1.2.)$$

бу ерда, f — кинематик бирикманинг эркинлик даражаси сони;

f_A — *IV* синф *A* кинематик жуфтнинг эркинлик даражаси сони (f_A=2);

f_B — *IV* синф *B* кинематик жуфтнинг эркинлик даражаси сони (f_B=2).

Кинематик бирикманинг эркинлик даражаси сони

$$f = 2 + 2 = 4$$

ва умумий боғланиш шарти

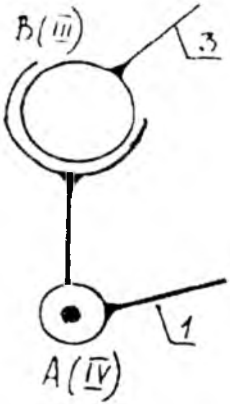
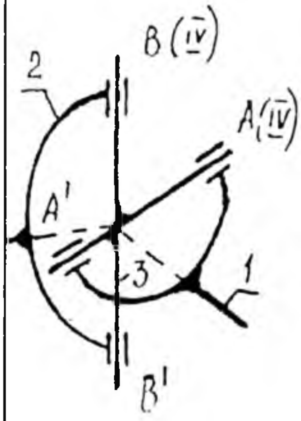
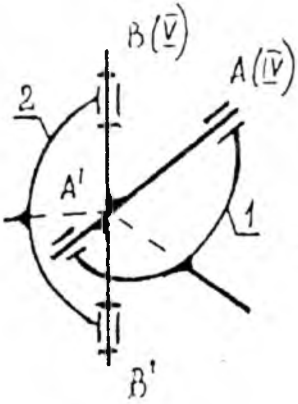
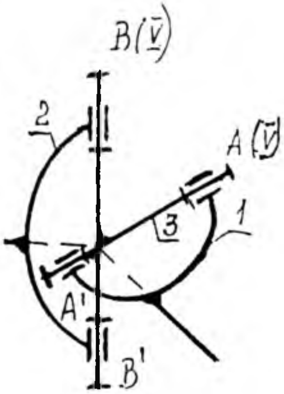
$$S = 6 - f = 6 - 4 = 2.$$

Демак, қурилаётган шарнирли муфта *II* синф кинематик жуфтни алмаштириши (ўрнини босиши) мумкин ва шу сабабли унга *II* синф белгиси берилади.

Шу усулда ҳамма кинематик бирикмаларнинг синфини аниқлаш мумкин.

1.2-жадвалда келтирилган кинематик бирикмаларнинг синфларини аниқлашни ўқувчиларга ҳавола қиламиз.

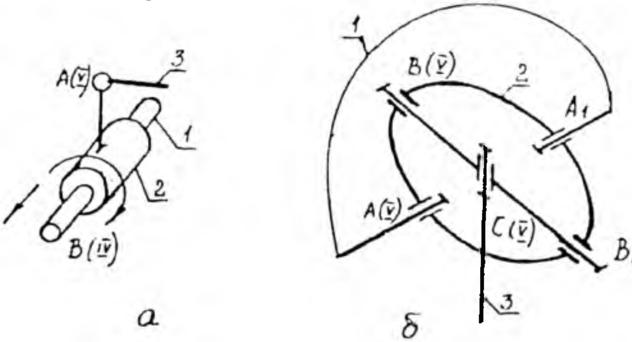
Турли синфдаги кинематик жуфтларни алмаштирувчи кинематик бирикмалар схемаси

Алмаштирувчи кинематик жуфтлар синфи			
			

Ҳисоблаш қулай бўлиши учун кинематик бирикмага кирувчи ҳар бир кинематик жуфтни ёзув ҳарфида ва жуфт синфлари эса қавс ичида рим рақамлари билан кўрсатилган.

Конструкцияси жиҳатидан кинематик бирикмалар турлича бўлиши мумкин. Мисол тариқасида учинчи синф кинематик бирикманинг ҳосил бўлишини кўриб чиқамиз. Бу вазифа бирикмани ҳаракатланувчанлигини ҳисоблаш билан амалга оширилиши мумкин. *III* синф бирикмада ҳаракатланувчанлик $f=3$. Ҳаракатланувчанлиги *3* бўлган кинематик бирикмани *2* ва *1* рақамларини турли комбинациялари йиғиндиси орқали олиш мумкин. Рақамлар биринчи комбинацияси: $3=2+1$.

Бу бирикма таркибида иккита кинематик жуфтлар бўлиши кераклигини билдиради: бири *IV* синф иккита ҳаракатланувчан ($f=2$) жуфт, иккинчиси битта ҳаракатланувчан ($f=1$) *V* синф жуфт.



1.13.-шакл. Кинематик бирикма.

Бундай бирикманинг бир неча вариантларини таклиф қилиш мумкин. Шулардан бири 1.13-а шаклда кўрсатилган.

Иккинчи комбинацияси $3=1+1+1$. Бундай бирикма таркибида битта ҳаракатланувчан ($f=1$) *V* синф *3* та жуфт бўлади. Агарда *V* синф кинематик жуфтларнинг айланма ва илгариланма бўлиши назарга олинганда уларнинг комбинацияси тўртта вариантдаги кинематик бирикмаларга мос келишини тасаввур қилиш осон. Шулардан биттаси фақат *V* синф айланма кинематик жуфтлардан ҳосил бўлган кинематик бирикма 1.13-б шаклида келтирилган. Бунда *1*- вал *3*- валга нисбатан учта эркинлик даражасига ($f=3$) ва учта боғланиш шартига ($S=3$) эга. Демак, бундай

кинематик бирикма *III* синф кинематик жуфтни алмаштиради.

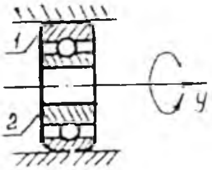
Кинематик жуфтларни алмаштириш учун техникада кинематик бирикма тарзида бўлган шарикли ва роликли подшипниклардан фойдаланилади.

Бунда фақат подшипникларнинг конструкцияси рухсат этувчи ташқи ва ички ҳалқаларни нисбий ҳаракати инобатга олинади.

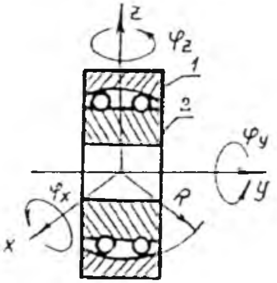
Радиал шарикли ва роликли подшипниклар *V* синфли битта қўзғалувчан айланма кинематик жуфтларни алмаштириши мумкин (1.14-шакл).

Ўзи ўрнашувчи (мос ҳолатни сақловчи) икки қаторли сферик шарикли подшипник (1.15-шакл) *III* синф кинематик жуфтни алмаштиради. Бу ерда ички ҳалқа *2* маҳкамланган ташқи ҳалқа *1* га нисбатан, чизмада стрелкалар билан кўрсатилган φ_z, φ_y, φ_x учта айланма ҳаракатларни бажаради. Ҳалқа *2* ни ичида вални илгарилама ҳаракати чекланган, деб ҳисоблаймиз. Белгиланган шартда кўрилаётган бирикмани ҳаракатланувчанлик сони учга тенг ($f=3$), боғланиш шарти сони эса $S=6-f=6-3=3$. Демак, бу шарикли подшипник *III* синф кинематик жуфтни алмаштиради.

Техникада думаланиш-ишқаланиш билан ишлайдиган подшипникларнинг турли хиллари қўлланилади. Улар орасидан, алмаштириладиган подшипникда мумкин бўлган силжишларни назарга олиб, турли синфдаги кинематик жуфтларни алмаштириш мумкин бўлганлари танланади.



1.14.-шакл. Радиал подшипник.



1.15.-шакл. Сферик подшипник.

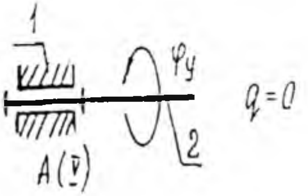
1.6. КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРДА ЛОКАЛ ОРТИҚЧА БОҒЛАНИШЛАР

Дастлабки қўйилган боғланиш шартларини такрорловчи боғланишлар ортиқча боғланишлар, деб аталади.

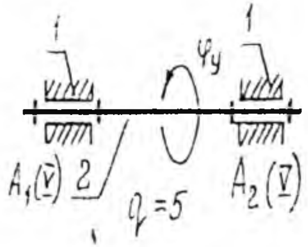
Иштирок этаётган боғланишларга қўйилган ортиқча боғланишлар, агар улар чекланишларни аниқ такрорласа, кинематик жуфтлардаги бўғинларнинг нисбий ҳаракатига ҳеч қандай таъсир кўрсатмайди, ҳаракатланувчанлик сонини ўзгартирмайди ва шунинг учун уларни ташлаб юбориш мумкин. Кинематик жуфтлардаги ортиқча боғланишларни баъзида **локал ортиқча боғланиш,** деб аталади, чунки улар механизмнинг тузилишига таъсир этмайди. Аввалги адабиётларда ортиқча боғланишларни **пассив боғланишлар,** деб аталган.

Дастлаб ортиқча боғланиши бўлмаган кинематик жуфтни кўрайлик. 1.16-шаклда оддий *V* синф кинематик жуфт кўрсатилган. Бу жуфт бешта боғланишни ($S=5$) битта $f=6-5=1$ ҳаракатни-вални айланишини қолдиради. Бундай содда кинематик жуфтда ортиқча боғланиш йўқ, яъни $q=0$.

Мураккаб кинематик жуфтга мурожаат этайлик. Бунинг учун оддий жуфтни олиб, унинг валига қўшимча ҳаракат боғланишни қўшсак *V* синф **мураккаб кинематик жуфт** ҳосил бўлади (1.17-шакл).



1.16-шакл. Ортиқча боғланишсиз жуфт.



1.17-шакл. Ортиқча боғланишли жуфт.

Кинематик жуфтлардан бири A_1 ёки A_2 такрорланувчи бўлиб, *5* та ортиқча боғланишни ($S=5$) ҳосил қилади. Мураккаб кинематик жуфт ҳаммаси бўлиб *10* та боғланиш шартини киритади. Бундан мураккаб кинематик жуфтларда боғланиш шартлари қўшилади, деган хулосага келиш мумкин.

$$S = S_{A1} + S_{A2} = 5 + 5 = 10.$$

Демак, ортиқча боғланишлар мураккаб кинематик жуфтларда ҳосил бўлар экан. 1.17-шаклда тасвирланган мураккаб кинематик жуфтда бешта ортиқча боғланиш бор.

Ортиқча боғланиш таъсирини баҳолаш учун иккита гипотетик ҳодисаларнинг чекка ҳолатларини кўриб чиқайлик.

1-ҳодиса. A_1 ва A_2 мураккаб кинематик жуфтлардаги боғланишлар идеал бир-бирини такрорласин. Бундай ҳолат A_1 ва A_2 подшипникларининг геометрик ўқлари бир тўғри чизиқда бўлганда содир бўлади. Натижада вал *2* битта φ_{yy} ҳаракатланувчанлигини сақлаб подшипникларда айланади (1.17-шакл).

2-ҳодиса. Мураккаб A_1 ва A_2 кинематик жуфтларидаги боғланишлар бир - бирини такрорламасин. Бизнинг мисолимизда бу ҳодиса A_1 ва A_2 подшипникларнинг геометрик ўқлари бир чизиқда бўлмаганда (1.18-шакл) содир бўлади ва ортиқча боғланиш салбий оқибатларга олиб келади. Бундай шароитда валнинг иккита кинематик жуфт билан бўғинларни деформация қилмасдан йиғиш мумкин эмас. Натижада зўриқиш билан йиғилган вал подшипникларда айланмаслиги мумкин. Амалда тахмин қилинаётган ҳодиса бўлмаслиги мумкин, лекин мураккаб кинематик жуфтни юқори аниқликда тайёрлаб, йиғилишига қарамай номаъқул деформациялар подшипникларда қўшимча босим кучини ҳосил бўлишига ва ишқаланувчи юзаларнинг интенсив ейилишига олиб келиши мумкин.

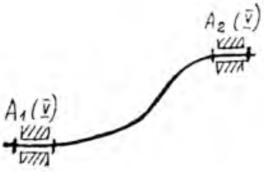
Шундай қилиб, ортиқча боғланишлар зарарлидир ва уларни йўқотиш зарур.

1.7. КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРНИНГ ОРТИҚЧА БОҒЛАНИШСИЗ СИНТЕЗИ

Оддий кинематик жуфтларни қўллаш ортиқча боғланишни йўқотишнинг оддий усулидир. Аммо кўп ҳолларда конструктив талаблар муҳандисларни ортиқча боғланишлари бўлган мураккаб кинематик жуфтлар қўллашга мажбур қилади. Бундай вазиятда кинематик жуфтларни синфларини пасайтириш усулидан фойдаланиш керак. Боғланиш шарти сонини, яъни мураккаб кинематик жуфтни айрим ҳаракатланувчи жуфтлар синфи сонини шундай даражага пасайтириш кераккки, бунда

ҳамма кинематик жуфтлар синфларининг йиғиндиси мураккаб кинематик жуфтни талаб қилинган синфига тенг бўлиши лозим.

1.18-шаклда келтирилган мисол учун иккита кинематик жуфтлардаги боғланишлар сонларининг йиғиндиси $S_{A1}+S_{A2}$ бешга тенг бўлиши керак ва шунда *2* вал битта ҳаракатланувчанликга эга бўлиб, подшипникларда айланади. Буни қуйидагича ифодалаш мумкин:



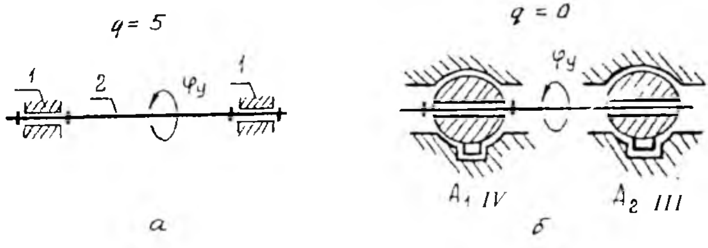
1.18.-шакл. Ўқлари бир чизиқда бўлмаган боғланиш.

$$S_{A1} + S_{A2} = 5 \qquad (1.3.)$$

1.3. ифода кўп ечимларга эга, аммо бизни фақат яхлит сонли иккита ечим қизиқтиради:

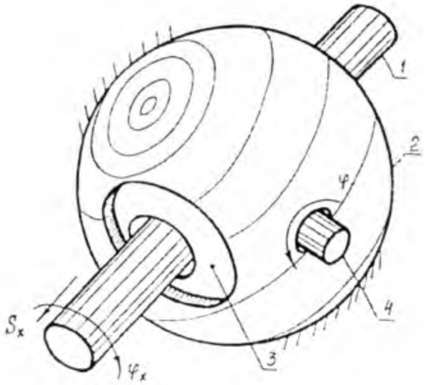
а) *3 + 2 = 5*; б) *4 + 1 = 5*.

Биринчи а) вариантда мураккаб кинематик жуфтни биринчи ташкил этувчи жуфтлиги *III* синф, иккинчиси *II* синф бўлиши керак. Вариант б) да биринчиси *IV*, иккинчиси I синфларда бўлиши лозим. Натижада мураккаб кинематик жуфтда ортиқча богланиш бўлмайди.



1.19-шакл. Мураккаб кинематик жуфтлар.

1.19-шаклда иккита мураккаб кинематик жуфтлар келтирилган.



1.20-шакл. III синфли кинематик жуфтни алмаштирувчи кинематик бирикма: 1–вал, 2–ташқи қўзғалмас сферик бўғин, 3–ички бармоқли сферик бўғин, 4–бармоқ.

Улардан бири (1.19-шакл, а) *5* та ортиқча боғланишга эга, иккинчиси (1.19-шакл, б) ортиқча боғланишсиз.

Ортиқча боғланишни йўқотиш учун (1.19-шакл, б) иккита кинематик боғланишлар қўлланилган. Улардан бири A_1, *III* синф кинематик жуфтни, иккинчиси A_2, *II* синф кинематик жуфтни алмаштиради.

1.20-шаклда *III* синф A_2 кинематик боғланишни аксонометрияси тасвирланган. У вал *1* билан *IV* синф кинематик жуфт орқали боғланган сферадан иборат. Ташқи сфера *2* қўзғалмас. Бу бирикма учта ҳаракатланувчанликга ва учта боғланишга эга. *IV* синф A_1 бирикмани ҳосил қилиш учун 1.19-шаклда тасвирланган бирикмада *1* вални *Sx* илгариланма ҳаракатини чеклаш керак.

1.8. ҚАЙИШҚОҚ БОҒЛАНИШЛИ КИНЕМАТИК БИРИКМАЛАР

Бир-бири билан қайишқоқ боғланган иккита бикр бўғинни кинематик бирикма шаклида кўриб, кинематик жуфт сифатида фойдаланиш мумкин. Бунда деформацияси бўғинларни ҳаракатланишига таъсир этувчи деталлар қайишқоқ ҳисобланади. Тортилган ип, қайишқоқ пружина ёки пластинка

қайишқоқ боғланиш сифатида қабул қилиниши мумкин. Шундай қилиб, «қайишқоқ боғланиш» термини механизмларнинг тузилишида эгилувчан ва қайишқоқ боғланишларни бириктиради.

Қайишқоқ боғланишли кинематик бирикмаларни кўпинча кинематик жуфт ҳисоблаб, боғланиш шарти сони асосида *5* та синфга бўладилар. Бу классификация шартлидир, чунки бундай жуфтларга қўйилган боғланишлар фақат геометрик шаклга боғлиқ бўлиб қолмай, қайишқоқ элементларни ўлчамларига ва механик хусусиятларига боғлиқдир.

1.21-шаклда қайишқоқ боғланишли кинематик бирикмаларни турли синфлари келтирилган.

Тортилган ип (1.21-шакл) *I* синф кинематик жуфт сифатида фойдаланилиши мумкин. Ип битта боғланиш шартини қўяди, яъни бўғинни *OZ* ўқи бўйлаб ҳаракатига йўл қўймайди ($S_z=0$). Ип билан боғланиш фақат бир томонга таъсир этади, чунки тортилмаган ип боғловчи бўлмайди.

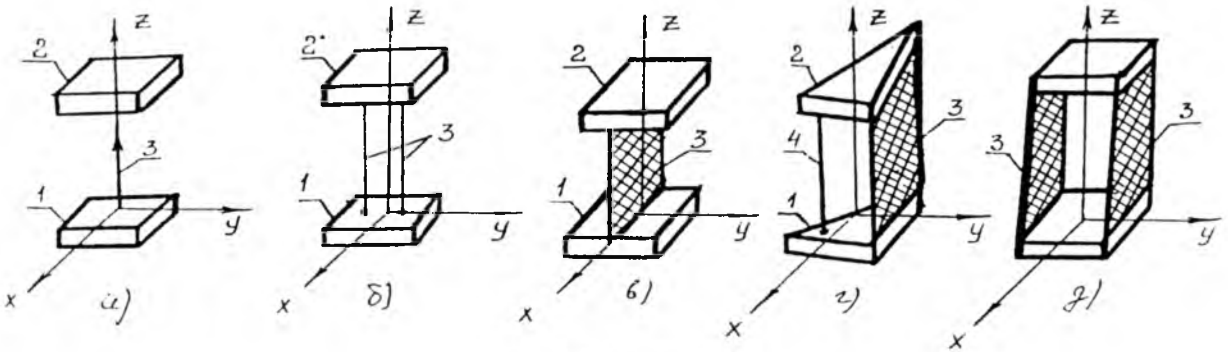
Иккита тортилган иплар (1.21-шакл, б) иккита боғланиш шартини қўяди. Улар *OZ* ўқи бўйлаб илгариланма ($S_z=0$) ва *OX* ўқи атрофида айланма ($\varphi_x=0$) ҳаракатларга йўл қўймайдилар.

Демак, бир-бири билан иккита параллел тортилган иплар билан боғланган бўғинлар *II* синф кинематик жуфтларни алмаштиради. Бу бирикмалар ҳам бир томонламадир.

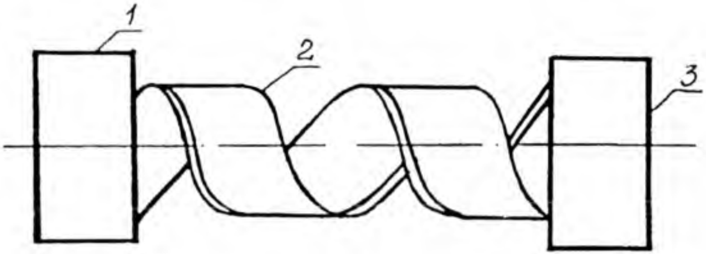
1.21-в шаклда *III* синф кинематик жуфтни алмаштирувчи бирикма келтирилган. Бу ерда *3* лист *1* ва *2* бўғинларни нисбий ҳаракатига учта боғланиш шартини қўяди, яъни *OZ* ва *OX* ўқлари бўйлаб илгарилама ($S_z=0$, $S_x=0$) ва *OY* ўқи атрофида айланма ($\varphi_y=0$) ҳаракатларга чек қўяди.

Агарда икки бўғинни (*1* ва *2*) *3* - лист ва *4* тортилган ип билан бириктирилганда *IV*-синф кинематик бирикма ҳосил бўлади (1.21-шакли, г). Бу ерда бўғинларга тўртта боғланиш шарти, яъни бўғинларни *OX* ва *OZ* ўқи бўйлаб илгарилама ($S_x=0$, $S_z=0$) ва *OX* ва *OY* ўқлари атрофида айланма ($\varphi_x=0$, $\varphi_y=0$) ҳаракатларига чек қўйилади.

1 ва *2* бўғинларни *3* ва *4* параллел листлари билан боғлаб *V* синф кинематик бирикма (1.21.-шакл, д) ҳосил қилинади. Бу жуфтликда бешта боғланиш шарти қўйилган ($S_x=0$, $S_z=0$, $\varphi_x=0$, $\varphi_y=0$, $\varphi_z=0$) ва битта эркинлик даражаси қолдирилган.



1.21.-шакл.



1.22.-шакл.

Қайишқоқ элементли кинематик бирикмаларнинг конструкциялари турлича бўлиши мумкин. Масалан, ҳамма синфдаги кинематик бирикмаларни фақат тортилган иплар орқали хосил қилиш мумкин.

Цилиндрга ўралган тасма қизиқарли винтли кинематик бирикма хосил қилади (1.22.-шакл). Лента тортилганда ўралишдан чиқабошлайди, илгарилама ҳаракат айланма ҳаракатга айланади. Тасмаларга тишлар қирқилган кинематик бирикмалар пахта терувчи машиналарни ишчи қисмларида фойдаланилади.

Қайишқоқ боғланишли кинематик боғланишларни ишқаланишсиз ишлаши ва таёрлашни осонлиги уларнинг катта афзаллигидир. Бундай жуфтларнинг асосий камчилиги қўйиладиган боғланишларни бир томонлигидадир.

1.9. «КИНЕМАТИК ЖУФТЛАР НАЗАРИЯСИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ ТЕСТЛАРИ ВА САВОЛЛАР

1. Бўғин тушунчасининг тўғри тасдиғини кўрсатинг.

Жавоблар: а) Бўғин доимо битта деталдан иборат;
б) Бўғин бир неча эркин ҳаракат қилувчи бўгинлардан иборат;
в) Бўғин бир неча маҳкамланган деталлардан иборат;
г) Бўғин доимо ўзаро ҳаракатланувчан учта деталлардан иборат;
д) Звено ва деталь мос келмайдиган тушунчалардир.

2. Қуйидаги гапга тушиб қолдирилган сўзлардан бирини қўйинг. Туташувчи бўғинларни богланиши кинематик жуфт деб аталади.

Жавоблар: а) Ҳаракатлана оладиган; б) Қўзғалмас;
в) Қайишқоқ; г) Пайвандли;
д) Эгилувчан.

3. Қуйи кинематик жуфтда қандай элементлар бўлади?

Жавоблар: а) Нуқталар; б) Тўғри чизиқлар;
в) Эгри чизиқлар; г) Юзалар ва текисликлар;
д) Фақат текисликлар.

4. Фазода эркин бўғин нечта эркинлик даражасига эга?

Жавоблар: а) Битта; б) Иккита; в) Учта; г) Тўртта;
д) Бешта; е) Олтита.

5. Кинематик жуфт бўғинларни нисбий ҳаракатига энг кўп қанча боғланишлар қўяди?

Жавоблар: а) Битта; б) Иккита; в) Учта; г) Туртта;
д) Бешта; е) Олтита.

6. Текисликда бўғин нечта эркинлик даражасига эга?

Жавоблар: а) Битта; б) Иккита; в) Учта; г) Тўртта;
д) Бешта; е) Олтита.

7. Кинематик жуфтнинг синфи қандай курсаткич билан аниқланади.

Жавоблар: а) Бўғинларни туташувчи нуқталари сони билан;
б) Бўғиннинг эркинлик даражаси сони билан;
в) Қўйилган боғланишлар шарти сони билан;
г) Бўғинлар сони билан;
д) Элементлар сони билан.

8. Тўғри тасдиқни танланг.

Жавоблар:а) Кинематик бирикмалар кинематик жуфтлар синоними;
б) Кинематик боғланишлар ва кинематик жуфтларни таққослаш мумкин эмас;
в) Кинематик бирикмалар-кинематик жуфтларни алмаштирувчи занжирлардир;
г) Кинематик бирикмалар кинематик жуфтларни алмаштира олмайди.

9. Ортиқча боғланиш қандай кинематик жуфтларда ҳосил бўлади?

Жавоблар: а) Олий жуфтларда; б) Қуйи жуфтларда;
в) Ёпиқ жуфтларда; г) Оддий жуфтларда;
д) Мураккаб жуфтларда.

10. Винтли жуфт синфини кўрсатинг.

Жавоблар: а) Биринчи; б) Иккинчи; в) Учинчи;
г) Туртинчи; д) Бешинчи.

11. Нуқтанинг текисликдаги эркинлик даражаси сонини аниқлаш.

Жавоблар: а) Бир; б) Икки; в) Уч; г) Тўрт; д) Беш; е) Олти.

12. Ҳалқа (2) ва тор (1) нечанчи синфли кинематик жуфтни ҳосил қилади?

Жавоблар: а) Биринчи синф; б) Иккинчи синф; в) Учинчи синф; г) Тўртинчи синф; д) Бешинчи синф.

13. Иккита туташувчи шарлар нечанчи синфли кинематик жуфтни ҳосил қилади?

Жавоблар: а) Биринчи синф; б) Иккинчи синф; в) Учинчи синф; г) Тўртинчи синф; д) Бешинчи синф.

14. Муштумча ва роликдан ҳосил бўлган кинематик жуфт нечта боғланиш шартини киритади?

Жавоблар: а) Битта; б) Иккита; в) Учта; г) Тўртта; д) Бешта.

15. Мураккаб кинематик жуфт нечта ортиқча боғланишни келтириб чиқаради?

Жавоблар: а) Бешта; б) Еттита; в) Саккизта; г) Тўққизта; д) Ўнта.

16. Тортилган ип нечанчи синфли кинематик жуфтни алмаштиради?

Жавоблар: а) Биринчи синф; б) Иккинчи синф; в) Учинчи синф; г) Тўртинчи синф; д) Бешинчи синф.

17. Гук шарнири нечанчи синфли кинематик жуфтни алмаштиради?

Жавоблар: а) Биринчи синф; б) Иккинчи синф; в) Учинчи синф; г) Тўртинчи синф; д) Бешинчи синф.

18. Бўғин, кинематик жуфт, кинематик элемент ва кинематик занжир деб нимага айтилади?

19. Олий ва қуйи кинематик жуфтлар қандай фарқланади?

20. Ҳаракатланувчанлик ва боғланиш нимани англатади?

21. Кинематик жуфтлар синфларга қандай асосда ажратилади?

22. Бўғинларнинг ўзаро нисбий ҳаракатлари боғлиқ бўлган кинематик жуфтга мисол келтиринг.

23. Оддий ва мураккаб кинематик жуфтлар фарқи нимада?

24. Кинематик бирикмалар деб нимага айтилади?

25. Ортиқча боғланиш деб нимага айтилади?

26. Ортиқча боғланишсиз кинематик жуфтлар қандай ҳосил қилинади?

27. Қайишқоқли боғланишли кинематик бирикмалар қандай фарқланади?

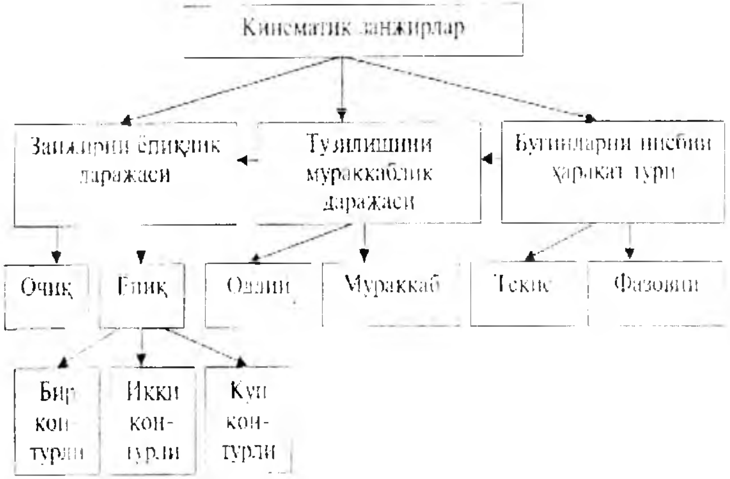
2-БОБ. КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАР НАЗАРИЯСИ

2.1. КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАР ВА УЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Машина ва механизмларнинг тузилиши назариясида кинематик занжирлар алоҳида ўрин эгаллайди.

Ўзаро кинематик жуфт ҳосил қилувчи бўғинлар системаси кинематик занжир деб аталади.

Кинематик занжирларни уларнинг ҳаракатланувчи контурларини ёпиқлигига, тузилишининг мураккаблик даражасига ва бўғинларнинг нисбий ҳаракатига қараб классификация қилиш мумкин (2.1-шакл).



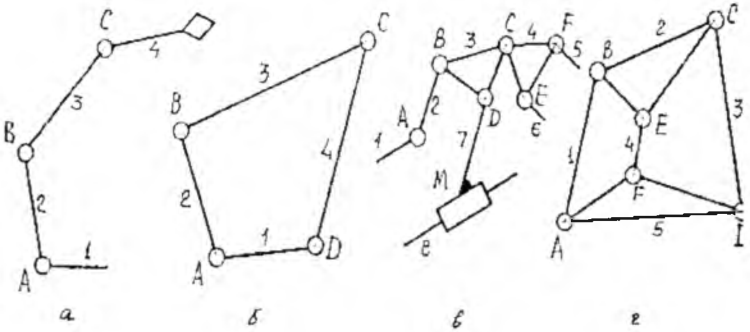
2.1-шакл. Кинематик занжирлар классификацияси.

Ёпиқ кинематик занжирда бўғинлар ҳаракатланадиган ўзгарувчан ёпиқ контурларни ҳосил қилади. **Очиқ кинематик занжирларда** бундай контурлар бўлмайди. 2.2 б ва 2.2 г-

шаклларда ёпиқ, 2.2. а, в, ва 2.3. а, б шаклларида очиқ занжирлар кўрсатилган.

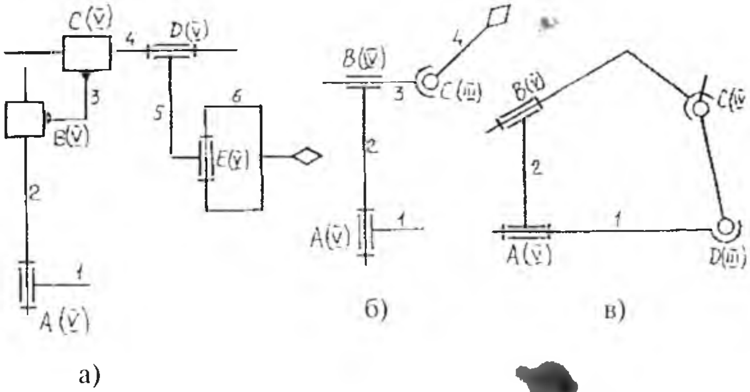
Оддий кинематик занжирда ҳар бир бўғин иккитадан ортиқ бўлмаган кинематик жуфтларга кирса, **мураккаб занжирда** бўғин икки ва ундан ортиқ кинематик жуфтларга киради.

2.2. а, б ва 2.3. б, в шаклларида оддий, 2.2 в, г шаклларида мураккаб занжирлар кўрсатилган.



2.2-шакл. Текис кинематик занжирлар:
(а —оддий очиқ, б —оддий ёпиқ, в —мураккаб очиқ,
2 —мураккаб ёпиқ).

Бўғинларни нисбий ҳаракатига қараб кинематик занжирлар текис ва фазовий турларига бўлинади.



2.3-шакл. Фазовий кинематик занжирлар.
(а, б III, IV, V синф кинематик жуфтлари бўлган ёпиқ фазовий занжирлар).

Текис занжирларда бўғинларнинг нуқталари текисликда траекториялар чизса, фазовий занжирларда, бир-бири билан кесишувчи турли текисликларда жойлашаган траекториялар чизади. 2.2-шаклда текис ва 2.3-шаклда фазовий кинематик занжирлар келтирилган. Текис занжирларда фақат *IV* ва *V* синф кинематик жуфтлар қўлланса, фазовий занжирларда ҳамма синфдагилари қўлланади.

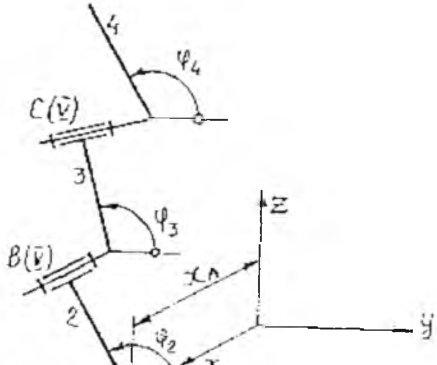
Техникада узоқ вақт кўпроқ текис кинематик занжирлардан фойдаланиб келинди. Кейинги йилларда, айниқса, роботсозликнинг ривожланиши сабабли, фазовий кинематик занжирлар кенг қўллана бошланди. 2.3. а ва б шаклларда келтирилган фазовий кинематик занжирлар саноат роботларининг манипуляторларида қўлланилмоқда.

2.2. ОЧИҚ КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАРНИНГ ЭРКИНЛИК ДАРАЖАСИ

Очиқ кинематик занжирнинг эркинлик даражасини аниқлайлик.

Масалан, содда қилиб тушунтириш учун тўртинчи ва бешинчи синф кинематик жуфтлардан иборат тўрт бўғинли кинематик занжирни кўриб чиқамиз. Занжирни *1* бўғини OXYZ координаталар системаси билан қаттиқ боғланган (2.4-шакл).

2.4-шаклда ABC занжирнинг ҳолати унинг кинематик жуфтларини эркинлик даражаларидан иборат X_1, φ_2, φ_3, ва φ_4 координаталари орқали аниқланади.



2.4-шакл. Очиқ кинематик занжирнинг эркинлик даражасини ҳисоблаш схемаси.

Ҳақиқатан В ва С *V* синф кинематик жуфтлар битта, *IV* синф А кинематик жуфт эса иккита ҳаракатланувчанликга

эга ва натижада уларнинг йигиндисидан тўртта эркинлик даражаси келиб чиқади.

Очиқ кинематик занжирнинг эркинлик даражаси сони ундаги кинематик жуфтларни эркинлик даражалари сонлари йиғиндисига тенг.

Умумий ҳолда очиқ кинематик занжирда турли синфдаги кинематик жуфтлар бор, деб қуйидагини ёзиш мумкин.

$$f = \sum_{i=1}^{i=5}(6-i)Pi \qquad (2.1)$$

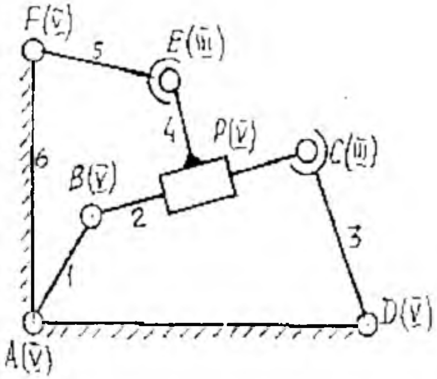
Бу ерда, f — кинематик занжирнинг эркинлик даражаси;
i — кинематик жуфтлар синфи (i=1, 2, 3, 4, 5);
P_i — i-синф кинематик жуфтлар сони;
(2.1.) ифодада (6-i) фарқи i-синф кинематик жуфтнинг эркинлик даражасига тенг.

2.3. ЁПИҚ КИНЕМАТИК ЗАНЖИРНИНГ БАЪЗИ БИР ХУСУСИЯТЛАРИ

Ёпиқ кинематик занжир элементлари орасидаги нисбатни кўрайлик.

Занжир иккита АВСДА ва AFEPBA контурларини ҳосил қилсин (2.5-шакл). Занжирни ҳамма кинематик жуфтлари сони p, ҳаракатланувчи звенолар сони n ва контурлар сони K билан қуйидаги нисбатда боғланган.

K=p-n (2.2)



2.5-шакл. Икки контурли ёпиқ кинематик занжир.

Масалан, 2.5-шаклдаги ёпиқ занжирда ҳаракатланувчи бўғинлар сони n=5, ҳаракатланувчи контурлар

сони K=2 ва кинематик жуфтлар сони P=7. Буларни 2.2. формулага қўйсак:

$$K=P-n=7-5=2.$$

(2.2) ифода кўпқирраликлар учун Эйлер формуласининг натижаси бўлиб ундан механизм ва машиналар назариясида биринчи бўлиб Х. И. Гохман фойдаланган.

Очиқ кинематик занжирда K=0, демак,

$$P=n \qquad (2.2.\ a)$$

Яъни **очиқ кинематик занжирда кинематик жуфтлар сони бўғинлар сонига тенг.**

2.4. КИНЕМАТИК ЗАНЖИРНИНГ ЭРКИНЛИК ДАРАЖАСИНИ АНИҚЛАШ

Қўзғалмас деб қабул қилинган бўғинлардан бирига — таянчга нисбатан эркинлик даражаси сони кинематик занжирнинг эркинлик даражаси деб айтилади.

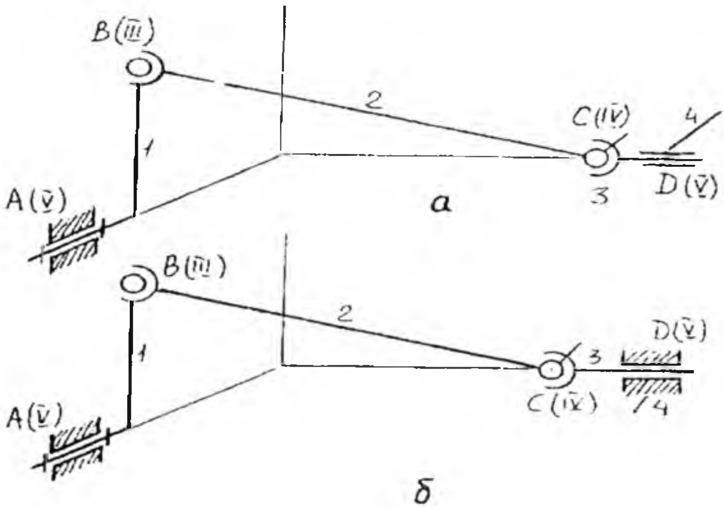
Эркинлик даражасини аниқлаш формулалари занжир бўғинларини ва турли синфдаги кинематик жуфтларнинг сонларидан фойдаланиб ҳисоблашга имконият беради. Бундай ифодаларга бўғинларнинг ўлчамлари кирмагани учун **тузилиш формулалари** деб аталади. Х.И.Гохман, П.О.Сомов, А.П.Малишев, П.Л.Чебишев, О.Г.Озол номлари билан аталувчи эркинлик даражасини ҳисоблаш формулалари қўлланади. Улар бир-бири билан ўзаро боғлиқ, яъни битта боғланишни ифодалайди. Қуйида биз баъзи тузилиш формулалари билан танишамиз.

2.5. ГОХМАН-ОЗОЛ ТЕКИС ВА ФАЗОВИЙ КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАРНИНГ ТУЗИЛИШ ФОРМУЛАЛАРИ

Гохман ва кўп йиллардан сўнг Озол ёпиқ кинематик занжирни эркинлик даражасидан қўзғалмас таянчга айланган бўғиннинг йўқотган эркинлик даражасини айириш орқали аниқладилар.

2.6-шаклда очиқ (а) ва ёпиқ (б) занжирлар кўрсатилган. Очиқ занжирни эркинлик даражасини f билан белгилайлик.

4-84



2.6-шакл. Фазовий айлангич-судралгичли механизм схемалари: (а —очиқ кинематик занжир; б — ёпиқ кинематик занжир).

Ёпиқ занжир ҳосил бўлиши учун *4* бўғинни таянчга айлантириш керак. Бунда *6K* эркинлик йўқолади (6 — битта бўғинни фазода йўқотган эркинлиги, *K* — туташтирувчи бўғинлар сони ёки ўзгарувчан контурлар сони) мисолимизда *K=1*. Ёпиқ занжирнинг эркинлик даражаси.

$$W=f-6k+q \qquad (2.3)$$

Бу ерда, W — ёпиқ занжирнинг эркинлик даражаси;

K — ҳаракатланувчан, ўзгарувчан контурлар сони;

q — контурда ёки занжирдаги ортиқча богланишлар сони.

(2.1) дан f ни қийматини (2.3.) га қўйсак, фазовий кинематик занжирлар учун **Гохман-Озол ифодаси** келиб чиқади.

$$W=\sum_{i=1}^{i=5}(6-i)Pi-6k+q \qquad (2.4)$$

Бу ерда, *Pi* — i-синф кинематик жуфтлар сони, (i=1,2,3,4,5).

$$(6\text{-}i)Pi=5P_I+4P_{II}+3P_{III}+2P_{IV}+P_V+q \qquad (2.5)$$

(2.5) ни (2.4.)га қўйсак, **Гохман-Озол фазовий кинематик занжир учун ёйилган тузилиш формуласи келиб чиқади**: $\sum$

$$W=5P_I+4P_{II}+3P_{III}+2P_{IV}+P_V-6K+q \qquad (2.6)$$

(2.6) ифодадан текис кинематик занжирларнинг эркинлик даражасини аниқлаш формуласининг хусусий ҳолини келтириб чиқариш мумкин:

$$W=\sum_{i=4}^{i=5}(\mathbf{6}-i)Pi-\mathbf{3}k+q_m \qquad (2.7)$$

$$\sum_{i=1}^{i=5}(\mathbf{6}-i)Pi=\mathbf{2}P_{IV}+P_V \qquad (2.8)$$

Бу ерда, P_{IV} ва P_V – *IV* ва *V* синф кинематик жуфтлар сони;

q_m — текис кинематик занжирдаги ортиқча боғланишлар сони.

(2.8) да *K* нинг коэффициенти уч бўлади, чунки текисликда эркин бўғин *3* та ҳаракатланувчанлик (қўзғалувчанликка) эга. Текис кинематик занжирларда фақат *IV* ва *V* синф кинематик жуфтлар қўлланади.

(2.7) ни (2.8)га қўйилганда текис кинематик занжирни эркинлик даражасини аниқлаш формуласи келиб чиқади:

$$W=2P_{IV}+P_V-3k+q \qquad (2.9)$$

(2.6) ва (2.9) ифодалар орқали ёпиқ ва очиқ занжирларнинг эркинлик даражасини аниқлаш мумкин. Шунинг учун бу ифодалар универсал ҳисобланади.

(2.5) ифода орқали 2.6-шаклда кўрсатилган фазовий очиқ ва ёпиқ кинематик занжирларнинг эркинлик даражаларини аниқлаймиз. Соддалаштириш учун ёпиқ кинематик занжир ортиқча боғланишга эга эмас (q=0), деб қабул қиламиз.

а) Очиқ фазовий занжир турли синфдаги кинематик жуфтларга эга:

$P_I=0,\ P_{II}=0,\ P_{III}=1,\ P_{IV}=1,\ P_V=2$

Занжирда ўзгарувчан контурлар йўқ, (K=0) очиқ кинематик занжирларнинг эркинлик даражаси.

$W=5P_I+4P_{IV}+3P_{III}+2P_{II}+P_I-6K=5\cdot0+4\cdot0+3\cdot1+2\cdot1+1\cdot2-6\cdot0=3+2+2=7.$

Етти рақами занжирнинг кинематик жуфтларининг ҳаракатланувчанлик (қўзғалувчанлиги) йиғиндисини кўрса-

тади. Масалан, айланма кинематик жуфт *A(V)* битта эркинликка, сферик жуфт B(III) учтага, бармоқли сферик жуфт *C(IV)* иккитага ва илгариланма жуфтлик *Д(V)* биттага эга. Етти рақами, шунингдек, очиқ кинематик занжирларнинг ҳолати мустақил еттита умумлашган, деб аталувчи координаталар билан аниқланишини кўрсатади.

б) Ёпиқ кинематик занжир (фазовий айлангич — судралгичли механизм) учун:

$P_I=0$, $P_{II}=0$, $P_{III}=1$, $P_{IV}=1$, $P_V=2$ ва битта ёпиқ ўзгарувчан ABCA (к=1) контурга эга.

Ёпиқ кинематик занжирни эркинлик даражаси:

$W=5\cdot 0+4\cdot 0+3\cdot 1+2\cdot 1+1\cdot 2-6\cdot 1=3+2+2-6=1$

Демак, бундай занжирда битта умумлашган координата, масалан, φ_I бурчаги орқали кинематик занжирнинг ҳолатини аниқлаш мумкин.

2.6. СОМОВ-МАЛИШЕВНИНГ ФАЗОВИЙ КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАР УЧУН ТУЗИЛИШ ФОРМУЛАСИ

Сомов-Малишевнинг формуласини Гохман-Озолнинг ифодасидан келтириб чиқариш мумкин.

(2.2) ифодадан K ни қийматини (2.6) га қуямиз ва $P=P_I+P_{II}+P_{III}+P_{IV}+P_V$ ни ҳисобга олсак:

$W=5P_I+4P_{II}+3P_{III}+2P_{IV}+P_5-6(P_I+P_{II}+P_{III}+P_{IV}+P_V)+6n+q$

Соддалаштириш натижасида фазовий кинематик занжирлар учун **Сомов-Малишев формуласи келиб чиқади:**

$$W=6n-5P_V-4P_{IV}-3P_{III}-2P_{II}-P_I+q \qquad (2.10)$$

бу ерда, n — ҳаракатланувчи бўғинлар сони;

P_i — i-синф кинематик жуфтлар сони;

q — кинематик занжирда ортиқча боғланишлар сони.

Сомов-Малишев формуласини очиқ ва ёпиқ фазовий кинематик занжирлар учун қўллаш мумкин.

2.6-шаклда келтирилган кинематик занжирларни эркинлик даражаларини, ортиқча боғланиши йўқ деб ҳисоблаб (q=0), аниқлайлик:

а) Очиқ кинематик занжир учун (2.6-шакл, а)

$n=4$, $P_V=2$, $P_{IV}=1$, $P_{III}=1$, $P_{II}=0$, $P_I=0$

$$W=24-10-4-3=7;$$

б) ёпиқ кинематик занжир учун (2.5 шакл, б)

$$n=3,\ P_V=2,\ P_{IV}=1,\ P_{III}=1,\ P_{II}=0,\ P_I=0$$

$$W=18-10-4-3=1$$

Шундай қилиб, Гохман-Озол ва Сомов-Малишев тузилиш формулалари орқали аниқланган эркинлик даражаларининг натижалари бир хилдир.

Аммо амалда, тарихий анъаналарга қараб, кўпроқ Сомов-Малишевнинг формуласи қўлланади. Гохман-Озол формуласи механизмларнинг тузилишига бағишланган назарий ишларда кўпроқ қўлланилади.

2.7. ТЕКИС КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАР УЧУН П.Л.ЧЕБИШЕВНИНГ ТУЗИЛИШ ФОРМУЛАСИ

Гохман-Озолнинг текис занжирлар варианти формуласидан фойдаланамиз:

$$W=2P_{IV}+P_V-3k+q$$

(2.9) ифодага $к=P-n=P_{IV}+P_V-n$ қўйсак,

$$W=2P_{IV}+P_V-3p+3n+q=3n-2P_V-P_{IV}+q$$

келиб чиқади ва бу ифода академик **П.Л.Чебишевнинг тузилиш формуласи, деб аталади:**

$$W==3n-2P_V-P_{IV}+q \qquad (2.11)$$

бу ерда, n — ҳаракатланувчи бўғинлар сони;

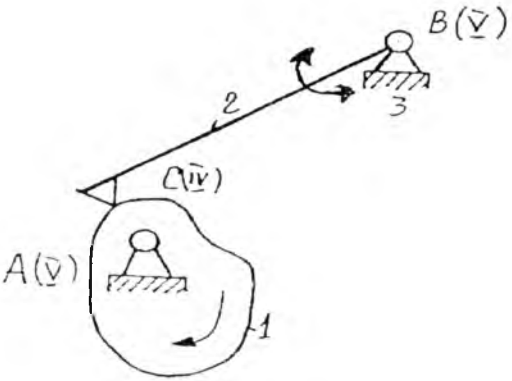
P_{IV}, P_V — IV ва V синф кинематик жуфтлар сони;

q — текис механизмда ортиқча боғланишлар сони.

Юқоридаги (2.11) формула амалда кенг қўлланилади. Буни қуйидаги мисолларда кўриб чиқайлик. Механизмлар юқори аниқ тайёрланган, деб ҳисоблаймиз ва $q=0$.

1-мисол. Учи ўткир тебранма ҳаракатланадиган турткичли муштумчали механизмнинг эркинлик даражаси аниқлансин (2.7-шакл).

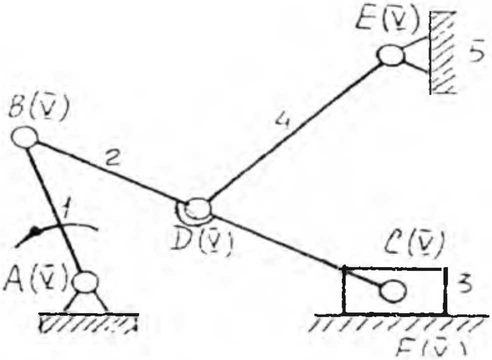
Механизмда ҳаракатланувчи бўғинлар сони $n=2$, IV ва V синф кинематик жуфтлар сони $P_V=2$, $P_{IV}=1$. Механизмнинг эркинлик даражаси: $W=3n-2P_V-P_{IV}=32-22-1=1$.



2.7-шакл. Муштумчали механизм.

Ҳисоблаш натижаси механизмнинг ҳолатини аниқлаш учун битта умумлашган координатани, масалан, муштумчали айланиш бурчагининг берилиши етарлилигини кўрсатади (механизмни ҳаракатга келтириш учун битта юритгич етади).

2 мисол. Ричагли системанинг эркин даражаси аниқлансин (2.8-шакл).



2.8-шакл. Текис ричагли кинематик занжир.

Занжирда n=4, P_V=6, P_{IV}=0 эркинлик даражаси

$$W=3_n-2P_V - P_{IV}= 3\cdot4-2\cdot6-6=0$$

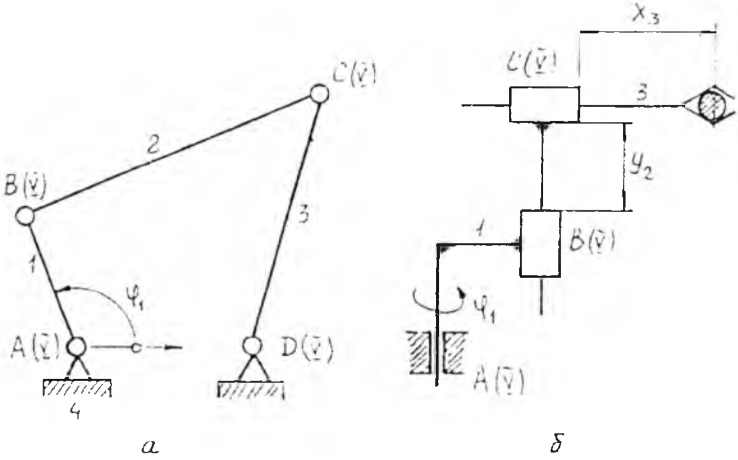
Натижа қурилаётган кинематик занжир ферма, яъни унинг бўғинлари нисбий ҳаракат қилаолмаслигини кўрсатади.

2.8. МЕХАНИЗМНИ ЯНГИЧА АНИҚЛАШ

Кинематик занжирлар билан танишилгандан сўнг, механизм тушунчасига яна қайтишга тўғри келади, чунки механизмларни кинематик занжирларнинг хусусий холи деб қараш мумкин.

Битта бўғини қўзғалмас бўлган очиқ ёки ёпиқ кинематик занжирлар механизм бўлиши мумкин. 2.9-шаклда шарнирли тўрт бўғинли текис ва фазовий манипулятор механизмлар кўрсатилган.

Механизмларнинг схемаларида умумлашган координаталар сони кўрсатилган. Масалан, эркинлик даражаси бир бўлган тўрт шарнирли механизмнинг умумлашган координатани – φ_1 бурчагини, эркинлик даражаси уч бўлган манипуляторда эса учта умумлашган кординаталарни – φ_1, $У_2$, $Х_3$ берилиши етарлидир.



2.9-шакл. Механизмларнинг тузилиш схемалари:
а –тўрт шарнирли механизмники; б – манипуляторники.

Юқоридаги мулоҳазалар асосида механизмни янгича таърифлаш мумкин.

Битта қўзғалмас бўғинли, таянчли ва эркинлик даражаси сони умумлашган координаталар сонига тенг бўлган кинема-

тик занжир механизм, деб аталади. Бу таъриф инглиз олими Релога тегишлидир.

Механизмларда бошланғич, кирувчи ва чиқувчи бўғинлар бор.

Умумлашган координата белгиланган бўғин **бошланғич бўғин,** деб аталади. Тўрт шарнирли механизмда (2.9а-шакл), бошланғич бўғин битта, биринчи бўғиндир. Манипуляторда (2.9б-шакл) эса улар учта — биринчи, иккинчи ва учинчи бўғинлардир.

Ташқаридан ҳаракат олувчи бўғинлар, масалан, электр юритувчидан **кирувчи,** механизмда ўзгартирилган ҳаракатларни олувчи бўғинлар эса **чиқувчи бўғинлар,** деб аталади. 2.9-шаклда тасвирланган механизмларда бошланғич ва кирувчи бўғинлар бир хилдир.

2.9. КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАРНИНГ ТУЗИЛИШИДА ОРТИҚЧА БОҒЛАНИШЛАР

Ёпиқ кинематик занжирларда тузилишли ёки контурли **ортиқча боғланишлар** ҳосил бўлади.

Кинематик жуфтларнинг занжир бўғинларига қўйган умумий боғланишлари ортиқча боғланиш ҳосил бўлишига асосий сабабдир. Буни тўрт бўғинли шарнирли механизм мисолида тушунтирамиз. (2.9а-шакл). Механизм текис бўлгани учун унинг бўғинлари бир ёки параллел текисликларда ҳаракатланиши керак. Механизм бўғинлари икки параллел текисликлар орасида қисилгандек, фақат текисликларда ҳаракат қилиши лозим.

Шундай қилиб, умумий боғланишлар ҳамма бўғинларни бор боғланишларига қўшимча равишда учта ҳаракатларини чеклайди. Бундай ҳолда механизм бўгинлари текис ҳаракат қилиши учун кинематик жуфтларнинг ўқлари ўзаро параллел бўлиши керак. Бу талаб деталларни синчиклаб юқори аниқликда тайёрлашни тақозо қилади, акс ҳолда кинематик жуфтларни ўқлари қийшайиб, механизм бўғинларини деформациясиз ва зўриқишларсиз йиғиш мумкин бўлмайди. Мажбуран катта кучлар билан бўғинларни йиғиш натижасида айлангич ва чайқалгич эгилади, шатун эса буралади. Ортиқча боғланишларни тўлиқ ёки ҳеч бўлмаганда қисман йўқотиш зарур. Ортиқча боғланишли меха-

низмлар статик аниқ бўлмагани учун кинематик жуфтлардаги реакция кучларини статика тенгламалари орқали аниқлаб бўлмайди. Масалани ҳал қилиш учун сони ортиқча боғланишлар сонига тенг қўшимча деформация тенгламаларидан фойдаланиш керак. Шундай қилиб ортиқча богланишлар зарарлидир, улар механизмларни тайёрлашни ва ишлатишни қийинлаштириб, ишончлилигини пасайтиради. Ортиқча боғланишлари йўқотилган механизмлар статик аниқ системалар бўлгани учун уларни тайёрлашда юқори даражадаги аниқлик талаб қилинмайди. Бундай механизмларни йиғиш осон бўлиб, фойдали иш коэффициенти ва ейилишга чидамлилиги юқори бўлади. **Ортиқча боғланишлари тўлиқ йўқотилган механизмлар оптимал тузилишдаги механизмлар, деб аталади.** Механизмни ёпиқ контурларини зўриқишларсиз йиғиш оптимал тузилишнинг асосий ташқи белгиси ҳисобланади.

2.10. МЕХАНИЗМЛАРДА ОРТИҚЧА БОҒЛАНИШЛАРНИ АНИҚЛАШ

Механизмларни лойиҳалишда улар таркибидаги ортиқча богланишлар сони, турлари ва контурлар бўйлаб тақсимланиши зарурдир.

Ортиқча богланишларни бир неча усулларда аниқлаш мумкин, аммо бизни уларнинг қуйидагилари қизиқтиради:

1) Ортиқча богланишларни тузилиш формулалари орқали аниқлаш;

2) Ортиқча богланишларни йиғиш ва кесиб ўтиш мезони орқали аниқлаш;

3) Ортиқча богланишларни ҳаракатланувчанликнинг таҳлили орқали аниқлаш.

2.10.1. Ортиқча боғланишларни тузилиш формулалари орқали аниқлаш

Тузилиш формулалари механизмларни эркинлик даражасини аниқлаш учун қўлланади, аммо улардан тескари бўлган масалани, яъни ортиқча боғланишларни

аниқлашда фойдаланиш мумкин. Бунинг учун дастлаб қандайдир йўл билан, масалан, механизмни фикран ҳаракатлантириб ёки чизмада турли кетма-кет ҳолатларни чизиб, эркинлик даражаси аниқланади, сўнгра тузилиш формуласидан ортиқча боғланиш топилади.

Текис механизмларни таҳлил қилганда, аввало, ортиқча боғланишни текис схемадан (2.9 ва 2.11 ифодалари) аниқлаш керак, сўнгра механизмни тайёрлашда ва йиғишда қўйилган хатолар натижасида кинематик жуфтларни ўқлари қийшайиб, механизмни фазовий, деб тасаввур қилиб, таҳлилни фазовий механизмларнинг тузилиш формулалари орқали давом эттириш зарур (2.6 ва 2.10 ифодалар).

Ортиқча боғланишни аниқлаш учун бир неча мисолларни кўриб чиқамиз.

1-мисол. Иккиламчи параллелограм механизмидаги (2.10-шакл) ортиқча боғланишлар сони аниқлансин.

Механизмда $W=1$, $n=4$, $P_V=6$, $P_{IV}=0$.

а) Чебишев формуласидан (2.11) механизмни текис деб қабул қилиб, ортиқча боғланишни аниқлаймиз.

$$W=3_n-2P_V-P_{IV}+q.$$

Бундан,

$$q=W-3n+2P_V+P_{IV}=1-3\cdot4+2\cdot6=1-12+12=1$$

EF шатун ортиқча боғланишни киритади. Механизм

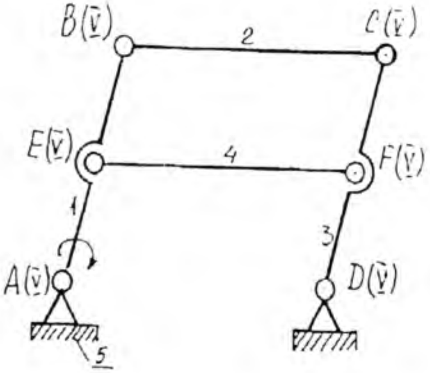
$$AB=CD,\ AE=DF,\ AD=EF=BC$$

шарти бажарилгандагина ҳаракат қила олади.

Бу шарт бажарилмаса механизм эркинлиги ноль бўлган формага айланади (2.11-шакл).

Ортиқча боғланишни йўқотиш учун ЕР шатунни ташлаб юбориш керак ва шунда система эркинлик даражаси бир бўлган тўрт шарнирли механизмга айланади.

б) Тўрт шарнирли механизмни (2.9-шакл) фазовий, деб фараз қилиб, Сомов-Малишев формуласидан ортиқча боғланишни аниқлаймиз.



2.10-шакл. Параллелограм механизми.

$$W=6n-5P_V-4P_{IV}-3P_{III}-2P_{II}-P_I+q$$

Бундан, $q=W-6n+5P_V+4P_{IV}+3P_{III}+2P_{II}+P_I$

формулага $n=3$, $P_V=4$, $W=1$ қийматларини қўйсак

$$q=1-6\cdot3+5\cdot4=1-18+20=3$$

Шундай қилиб, **тўрт шарнирли механизмда учта ортиқча** боғланиш бўлиб, у ноаниқ бажарилганда салбий оқибатларга олиб келади.

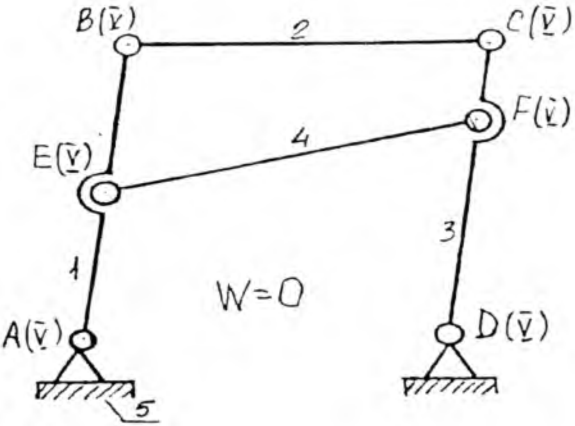
2-мисол. Ролик бўлган турткичли текис муштумчали механизмдаги ортиқча боғланишлар сони аниқлансин (2.12-шакл).

а) Текис механизмни эркинлик даражаси W=1 деб Чебишев формуласидан ортиқча боғланишлар сонини аниқлаймиз.

$$q=W-3n+2P_V+P_{IV}=1-3\cdot3+2\cdot3+1=1-9+6+1=-1$$

Аниқланган манфий ортиқча боғланишни **ортиқча ҳаракатланувчанлик,** деб тушунилиши керак. Муштумчали механизмда битта қўшимча ишқаланиш кучи билан айланувчи роликнинг қўшимча ҳаракатланувчанлиги бордир. Бу **маҳаллий ҳаракатланувчанлик**, деб аталади.

Демак, муштумчали механизм иккита, асосий ва маҳаллий эркинлик даражасиға (W=2) эга бўлиши керак. Агарда ролик доира шаклида бўлмаса, уни юритувчи орқали ҳаракатлантиришга тўғри келади.

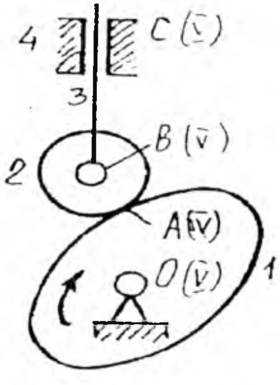


2.11-шакл. Ферма.

б) Механизмни фазовий, деб тасаввур қилиб, Сомов-Малишев формуласидан муштумчали механизмни ортиқча боғланишларини аниқлаймиз.

$$(W=2,\ n=3,\ P_V=1)$$

$$q=W-6n+5P_V-4P_{IV}=2-6\cdot3+5\cdot3+4\cdot1=2-18+15+4=3$$



2.12-шакл. Муштумчали механизм.

Ортиқча боғланиш учга тенг. Шунингдек, бу натижани, Гохман-Озол формуласи орқали олиш мумкин. Бунга тала-

балар (2.6) ва (2.9) формулалари орқали ҳисобларни бажариб, шахсан ўзлари иқрор бўлишлари мумкин.

Бу усулда ортиқча боғланишдан ташқари ҳеч қандай ахборотлар олинмайди. Бу эса усулнинг камчилиги ҳисобланади.

2.10.2. Ортиқча боғланишни йиғиш мезонлари орқали аниқлаш

Бу усул механизмни йиғиш жараёнини таҳлил қилишни тақозо қилади.

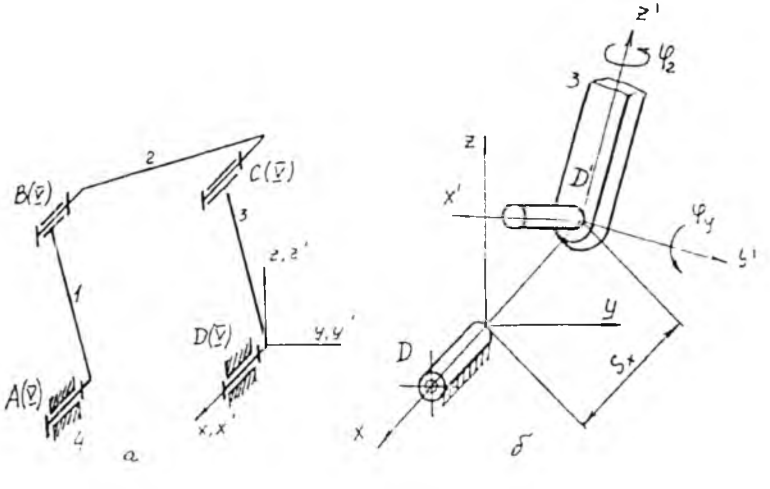
Бунда йиғиладиган охирги кинематик жуфтга асосий эътиборни бериш зарур. Йиғиш жараёнида жуфт бўғинларни учта координата ўқларига нисбатан чизиқли яқинлашиши ва ўқлар атрофида айланишига даққатни жалб қилиш керак. Агарда бўғинларнинг яқинлашишида ҳаракат фақат бўғинларнинг деформацияси ҳисобиға амалга ошса, механизмда шунча ортиқча боғланиш борлигини кўрсатади.

Мисол тариқасида тўрт шарнирли механизмни йигиш жараёнини кўрамиз (2.13-шакл).

2.13 а- шаклда йиғилган механизм кўрсатилган. Фараз қилайлик, охирги бўлиб Д айланма кинематик жуфт йиғилсин. Д шарнир марказидан бир-бириға мос ДХУZ ва $DX^1У^1Z^1$ координаталарини ўтказамиз. Улардан бири DХУZ қўзғалмас бўғин билан, иккинчиси $DX^1У^1Z^1$ ҳаракатланувчи 3 чайқалгич билан боғланган бўлсин. Д шарнирни йиғиш учун иккита координаталар системаси устма-уст тушиши керак.

2.13 б-шаклда механизмни йиғишни якунловчи босқичи – Д кинематик жуфтни таянч билан туташиши кўрсатилган. Буни бажариш учун ДХ ва $Д^1X^1$ координата ўқлари $Д^1$ нуқтада кесишгунча 3 бўғинни ҳаракатлантириш, яъни $АВСД^1$ очиқ кинематик занжирни силжитиш керак бўлади.

Ташқи куч таъсирида бўгинларнинг деформацияси ҳисобига 3 бўғинни $Д^1У^1$ ва D^1Z^1 ўқлари, атрофида φ_y ва φ_z бурчакларига буриб, DХУZ ва $D^1X^1У^1Z^1$ координата системалари бир-бирига мос бўлгунча ДХ ўқи бўйлаб S_x масофага силжитилади. Тўрт шарнирли АВСД контурда иккита бурчак φ_y, φ_z ва битта чизиқли S_x силжишларни чекловчи учта ортиқча боғланишлар бор, деган хулосага келамиз.



2.13-шакл. Йиғиш мезони орқали ортиқча боғланишни аниқлаш.

Юқоридаги усулдан ташқари ортиқча боғланишларни аниқлаш учун кинематик занжир бўғинининг тенг бўлган икки қисмини бир-бирига мослаштириш усулини қўллаш мумкин. Бу усул йиғиш усулини модификацияси ҳисобланиб, кесиш усули, деб аталади.

Йиғиш усулини қўллашда ортиқча боғланишларнинг сони билан бир қаторда уларнинг турларини ва механизм контури бўйлаб тақсимланишини билиш мумкин.

2.10.3. Ҳаракатланишларнинг таҳлили орқали ортиқча боғланишларни аниқлаш

Бу усул кинематик жуфтларнинг ҳаракатланишларининг умумий йиғиндисини ҳисоблаш ва таҳлил қилишга асосланган. Усулнинг моҳиятини қуйидаги мисолда кўриб (2.14-шакл) чиқамиз.

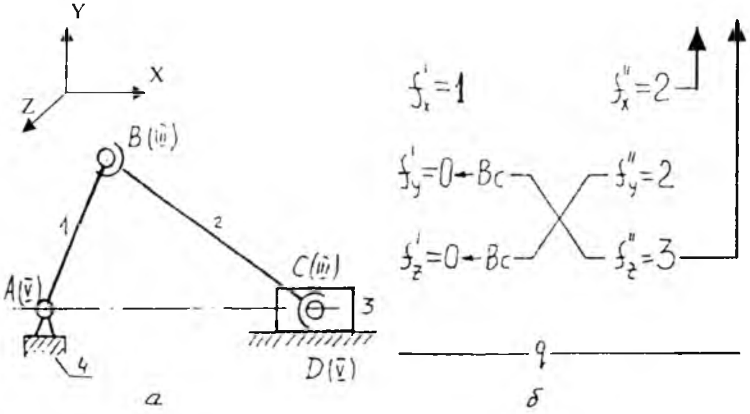
Механизмни кинематик жуфтларидаги ҳамма ҳаракатларини арифметик йиғиндиси ифодасини ёзамиз.

$$f = f_x^{I} + f_x^{II} + f_y^{I} + f_y^{II} + f_z^{II} + f_z^{II} \quad (2.12)$$

бу ерда, f – механизмни кинематик жуфтларини ҳаракатланувчалик йиғиндиси;

$f_x^{\text{I}}, f_y^{\text{I}}, f_z^{\text{I}}$ – координата ўқларига нисбатан чизиқли (илгарилама) ҳаракатлари йиғиндиси;

$f_x^{\text{II}}, f_y^{\text{II}}, f_z^{\text{II}}$ – координата ўқларига нисбатан бурчак силжишларнинг (айланма ҳаракатларни) йиғиндиси.



2.14-шакл. Айлангич-судралгичли механизм.

Текширилаётган механизмда фақат битта судралгични OX ўқи бўйлаб илгариланма ҳаракати бор ва шу сабабли $f_x^{\text{I}} = 1$, $f_y^{\text{I}} = 0, f_z^{\text{I}} = 0$. Аммо айланма ҳаракатлар етарли миқдорда. Масалан, A, B, C кинематик жуфтларида OZ ўқи атрофида учта айланма ҳаракат $(f_z^{\text{II}} = 3)$ бундан ташқари B ва C сферик III синф кинематик жуфтларида OX ва OY ўқлари атрофида айланма ҳаракатлар $(f_x^{\text{II}} = 2, f_y^{\text{II}} = 2)$ содир бўлиши мумкин.

Шундай қилиб бу механизмда айланма ҳаракатлар сероблилигига қарамасдан чизиқли ҳаракатлар етишмайди $f_x^{\text{I}} = 0$, $f_y^{\text{I}} = 0$. Етишмайдиган чизиқли ҳаракатлар айланма ҳаракатлар билан қопланади. Чизиқли силжишни унинг ҳаракат чизигига тик бўлган ўқ атрофида бурчакли силжиш (айланиш) билан алмаштириш мумкин. Ҳаракатларни қайта тақсимланиш схемаси 2.14. б-шаклда келтирилган. Бурчак ҳаракатланувчанлиги $f_z^{\text{II}} = 3$ қуйидагича фойдалани-

кин. Ўзгартирилиш натижасида механизмда (2.16-шакл) кинематик жуфтлар қуйидагича бўлади: A(V), B(I), C(V).

Бундай механизмда ортиқча боғланиш бўлмайди.

$$q=1-6n+5P_V+4P_{IV}+P_I=1-6\cdot2+5\cdot2+1=0$$

Кинематик жуфтлар синфини пасайтиришнинг бошқа усули енгиллаштирувчи занжирлар, деб аталувчи кинематик бирикмаларни қўллашдир.

2.12. IV СИНФ ОЛИЙ КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРНИ V СИНФ ҚУЙИ ЖУФТЛАРГА АЛМАШТИРИШ

Текис механизмлар тузилиши ёки кинематикасини таҳлилида олий кинематик жуфтларни фақат қуйи жуфтлар бўлган кинематик занжир билан алмаштириш зарурати туғилади.

Ҳар бир IV синф кинематик жуфт текисликда манфий ҳаракатланувчанлик деб қаралувчи битта боғланиш шартини қўяди. Алмаштириладиган қуйи жуфтли занжирнинг ҳаракатланувчанлиги ҳам минус бирга тенг бўлиши керак. Алмаштириладиган занжирда n та ҳаракатланувчан бўғинлар ва В (V) синф қуйи кинематик жуфтлар бўлсин. Буларни Чебишевнинг тузилиш формуласига қўйиб қуйидаги натижани оламиз:

$$-1=3n-2P_V \qquad (2.14)$$

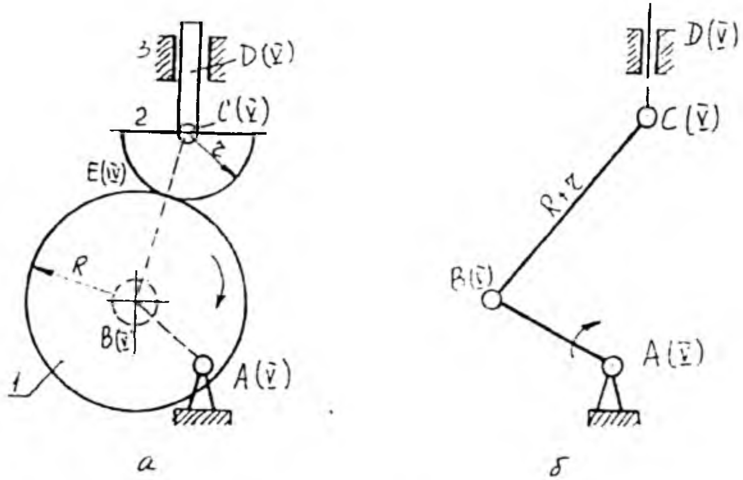
(2.14) шарти $n=1$, $P_V=2$ бўлганда қаноатлантирилади, яъни изланаётган элемент битта бўғин ва иккита V синф кинематик жуфтлардан иборат бўлиши керак. Бу элемент текис минус – монада, деб аталади.

Муштумчаси радиуси R доиравий эксцентрикдан, турткичи эса r радиусли қўзиқоринсимон қисмдан иборат механизмни кўрайлик (2.17 а-шакл). E(IV) олий кинематик жуфтни – айланаларнинг B ва C марказлари оралиғида жойлашган иккита қуйи кинематик жуфтлардан – B(V) ва C(V) иборат минус монада билан алмаштирамиз. 2.17 б-шаклда алмаштирилган айлангич-судралгичли механизм кўрсатилган.

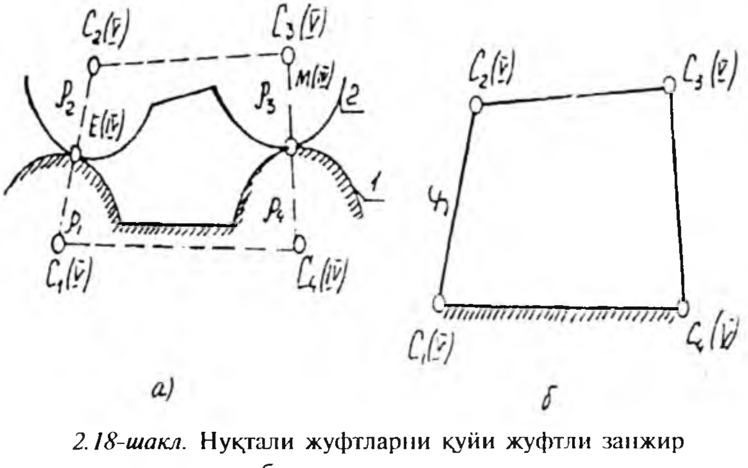
Нуқта билан боғланувчи IV синфли жуфтни кўриб чиқамиз. Юқоридагидек олий жуфтни битта бўғин иккита қуйи V синфли жуфтлар билан алмаштирамиз.

Алмаштириш натижасида фақат V синф айланма жуфтлардан иборат $C_1C_2C_3C_4$ тўрт бўғинли кинематик занжир

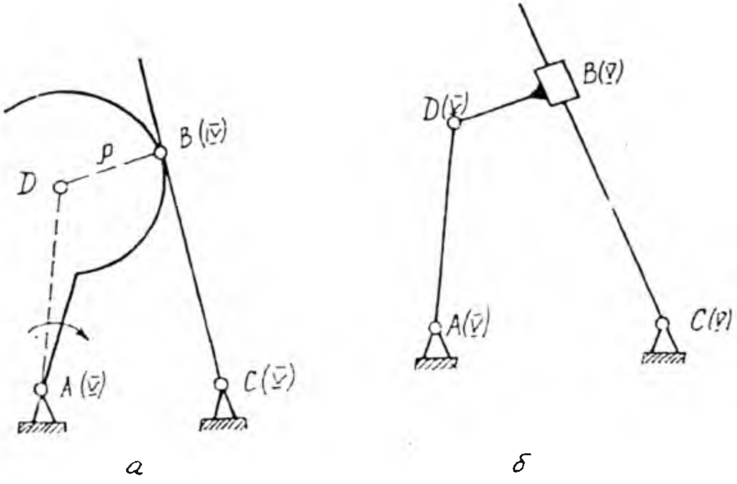
ҳосил бўлди. Алмаштирилган занжирда бўғинларнинг узунликлари ўзгарувчандир, чунки $C_1C_2=\rho_1+\rho_2$; $C_3C_4=\rho_3+\rho_4$, бу ерда, r_l — *1* ва *2* бўғинларнинг ҳолатига боғлиқ бўлган жуфт элементини эгрилик радиуси.



2.17-шакл. Олий жуфтни қуйиси билан алмаштириш:
(а — муштумчали механизм; б — алмаштирувчи механизм).



2.18-шакл. Нуқтали жуфтларни қуйи жуфтли занжир билан алмаштириш.



2.19-шакл. Олий жуфтни қуйисига алмаштириш:
(а —олий жуфтли механизм; б —алмаштирувчи механизм).

Агар олий жуфтнинг бўғинларидан бири тўғри чизиқли бўлса, унинг туташиш нуқтасидан ўтказилган эгрилик радиуси чексиз бўлади. Бундай ҳолда айланма жуфт эгри чизиқли профилнинг эгрилик радиуси марказида жойлашса, бошқаси илгариланма жуфтликка айланади (2.19-шакл).

2.13. МЕХАНИЗМНИНГ ТУЗИЛИШИ ВА КИНЕМАТИК СХЕМАСИ

Тузилиш ва кинематик схемалар шартли белгилар асосидаги чизмадир.

Тузилиш схемаларида механизмни қандай тузилганлиги кўрсатилса, кинематик схемаларда кинематик ва куч таъсирида ҳисоблар бажариш учун қўшимча параметрлар берилади.

Тузилиш схемаларини чизишда бўғинларнинг ўлчамлари аҳамиятга эга бўлмайди ва назарга олинмайди. Баъзида тузилиш схемаларида ҳамма олий жуфтлар қуйилари билан алмаштирилади.

Кинематик схема тузилиш схемасига ўхшаш механизм ҳақидаги ҳамма тафсилотларга эга бўлиб, бўғинларнинг

ўлчамларига ва шаклларига эътибор берилиб, аниқ масштабда чизилади.

Кинематик схемада кинематик ва куч таъсирида таҳлил қилиш учун зарур бўлган ўлчамлар қўйилади. Кўпинча механизмнинг кинематик схемаси тузилиш схемаси вазифасини бажарганлиги учун алоҳида чизилмайди.

2.14. «КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАР НАЗАРИЯСИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ ТЕСТЛАРИ ВА САВОЛЛАР

1. «Кинематик занжир деб ..... системага айтилади» иборасини сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар:

1)... Мураккаб кинематик жуфтлар;

2) ... Олий ва қуйи кинематик жуфтлар;

3) ... Ихтиёрий богланган бўгинлар;

4) ... Кинематик жуфтлар ҳосил қилувчи бўғинлар;

5)... Кинематик жуфтлар ҳосил қилмайдиган бўғинлар.

2. Очиқ кинематик занжирни эркинлик даражаси сони нечага тенг?

Жавоблар:

1) Занжирнинг жуфтларини боғланиш шартлари йиғиндисига;

2) Занжирнинг ҳамма жуфтларини эркинлик даражалари йигиндисига;

3) Нолга;

4) Ҳисоблаб бўлмайди;

5) Ҳаракатланувчи бўғинлар сонига.

3. Очиқ кинематик занжирда кинематик жуфтлар сони нечага тенг?

Жавоблар:

1) Ўзгарувчан контурлар сонига;

2) Занжирнинг боғланиш шартлари сонларини йиғиндисига;

3) Ҳаракатланувчи бўғинларнинг сонларига;

4) Нолга;

5) Ҳисоблаб бўлмайди.

4. Гохман-Озолни тузилиш формуласи $W=f-6k+q$ да тартиби билан f, k ва q ларнинг маъноларини кўрсатинг.

Жавоблар:

1) Боғланишлар шарти сони;
2) Кинематик жуфтларни синфи;
3) Эркинлик даражаси сони;
4) Ҳаракатланувчи бўғинларнинг сони;
5) Ўзгарувчан контурлар сони;
6) Ортиқча боғланишлар сони.

5. Сомов-Малишевни тўғри ёзилган тузилиш формуласини кўрсатинг.

Жавоблар:

1) $W=6n+5P_V+4P_{IV}+3P_{III}+2P_{II}+P_I+q$;
2) $W=6n+5P_V+4P_{IV}+3P_{III}+2P_{II}+P_I+q$;
3) $W=f-6n+q$;
4) $W=6n-5P_V-4P_{IV}-3P_{III}-2P_{II}-P_I+q$;
5) $W=6n-5P_I-4P_{IV}-3P_{III}-2P_{IV}-P_V+q$.

6. Чебишевни тузилиш формуласига $W=3n-2P_V+q$ кирувчи n ва q кетма-кет маъноларини кўрсатинг.

Жавоблар:

1) Эркинлик даражаси сони;
2) Боғланишлар шарти сони;
3) Ҳаракатланувчи бўғинлар сони;
4) Ҳамма бўғинларнинг сони;
5) Ортиқча боғланишлар сони.

7. Келтирилган қайси хусусиятлар механизмда ортиқча боғланиш борлигини кўрсатади?

Жавоблар:

1) Механизм таркибида олий кинематик жуфтларни борлиги;
2) Механизм таркибида қуйи кинематик жуфтларни борлиги;
3) Катта қаршилик кучлари борлиги;
4) Катта узатувчи қувват;
5) Механизмни куч билан йиғиш.

8. Ортиқча боғланишни йўқотиш учун механизмни кинематик жуфтлари синфи пасайтирилади. Синфни пасайтириш қандай маънони англатади?

Жавоблар:

1) Боғланишлар шарти сонининг ошиши;
2) Эркинлик даражаси сонининг ошиши;
3) Олий жуфтларни қуйилари билан алмаштириш;

4) Кинематик жуфтларнинг сонини ошириш;

5) Мураккаб кинематик жуфтлардан фойдаланиш.

9. Механизмларда ортиқча боғланишни баҳолашнинг тўғри моҳиятини кўрсатинг.

Жавоблар:

1) Ортиқча богланишлар фойдали ва уларни ошириш керак;

2) Ортиқча боғланишлар зарарсиз ва улардан ташвишланмаса бўлади;

3) Ортиқча боғланишлар зарарли ва уларни йўқотиш зарур;

4) Ортиқча боғланишлар кам учрайдиган ҳол.

10. Текис механизмларда олий кинематик жуфтларни қандай эквивалент тузилмалар блан алмаштириш мумкин?

Жавоблар:

1) Битта бўғин ва иккита қуйи жуфтлар;

2) Иккита бўғин ва иккита қуйи жуфтлар;

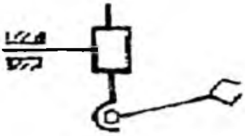
3) Битта бўғин ва битта қуйи жуфт;

4) Иккита бўғин ва битта қуйи жуфт;

5) Алмаштириш мумкин эмас.

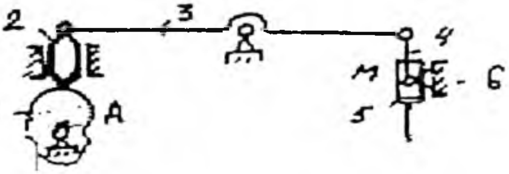
11.Манипулятор механизмининг эркинлик даражаси f аниқлансин (2.20-шакл).

Жавоблар 1) бир; 2) икки;
3) уч; 4) тўрт;
5) беш; 6) олти.



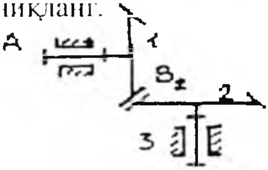
12. Ортиқча богланишлар йўқотилган (q=0) деб механизмни эркинлик даражасини аниқланг (2.21-шакл).

Жавоблар:
1) 0; 2) 1;
3) −1; 4) 2;
5) −2.



13. Эркинлик даражаси W=1 бўлган конуссимон тишли узатмани ортиқча боғланишини аниқланг.

Жавоблар: 1) 0; 2) 1;
3) 2; 4) 3;
5) 4; 6) 5.



14. Кинематик занжир, деб нимага айтилади?

15. Кинематик занжир турларини кўрсатинг.

16. Ёпиқ кинематик занжирларнинг эркинлик даражаси қандай аниқланади?

17. Очиқ кинематик занжирларнинг эркинлик даражаси қандай топилади?

18. Гохмон-Озол формулалари нималарни англатади?

19. Сомов-Малишев формуласини келтириб чиқаринг.

20. П.Л.Чебишев формуласи қандай механизмлар учун қўлланилади?

21. Механизмдаги ортиқча боғланишлар тузилиш формулалари орқали қандай аниқланади?

22. Механизмдаги ортиқча богланишлар йиғиш мезонлари орқали қандай топилади?

23. Ҳаракатланишларнинг тахмини орқали ортиқча боғланишлар қандай аниқланади?

24. Ортиқча боғланишлар қандай йўқотилади?

25. Олий кинематик жуфтлар қандай қилиб қуйи кинематик жуфтлар билан алмаштирилади?

3-БОБ. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШ СХЕМАЛАРИ СИНТЕЗИ ВА КЛАССИФИКАЦИЯСИ

3.1. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШ СХЕМАЛАРИ СИНТЕЗИ МАСАЛАЛАРИ

Механизмларнинг тузилиш синтези деганда унинг тузилиш схемасини ишлаб чиқиш, яратиш тушунилади. Бунда қўйилган шартлар асосида механизмнинг тузилиши аниқланади, таянч, кирувчи ва чиқувчи бўғинлар кўрсатилади, бўғинларнинг турлари ва сонлари, кинематик жуфтларнинг синфи ва жойлашиш тартиби, ўзгарувчан контурлар сони белгиланади, ортиқча боғланишлар аниқланиб, уни йўқотиш чоралари кўрилади.

Механизмни эркинлик даражаси ва бирламчи механизмлар сони, бўғинларнинг нисбий ҳаракат турлари, баъзи бир кинематик жуфтлар сони ва бошқалар синтезнинг берилган ёки кирувчи шартлари ҳисобланиши мумкин.

Тузилиш схемасининг синтези механизмни лойиҳалашда жиддий босқич ҳисобланади, чунки бу босқичда лойиҳаланадиган механизмнинг янгилиги, чидамлилиги, технологик ва иқтисодий самарадорлиги каби кўрсаткичларни аниқловчи асосий шарт-шароитларга замин тайёрланади.

Тузилманинг синтез масаласи кўп вариантлидир, чунки турли тузилишдаги механизмлар қўйилган шартларни қониқтириши мумкин. Аммо қулай тузилмани танлаганда фақат механизмнинг тузилиши эмас, балки уни тайёрлаш шартлари ва ишлатилиши назарга олиниши керак.

3.2. МЕХАНИЗМЛАРНИ ҲОСИЛ БЎЛИШ ТАРТИБИ

Механизм ва машиналар назариясида механизмларни ҳосил бўлиши Ассур ва Грюблер номли олимларга тегишли иккита асосий тамойил маълум.

Кинематик занжирларни таҳлил қилиш ва классификацияга ажратиш асосида механизмларга айлантириш Грюблер ғоясидир.

Л.В.Ассур эса механизмларни синтезида бўғинларнинг статик аниқ гуруҳларидан фойдаланиш тамойилини қўллади.

Л.В.Ассурнинг бундай ёндашиши қуйи кинематик жуфтли механизмларнинг рационал классификациясини тузишга олиб келди. Кейинчалик Л.В.Ассурнинг ғояси олий кинематик жуфтли механизмлар учун академик И.И.Артоболевский томонидан ривожлантирилди.

Л.В.Ассурнинг ғояси асосида механизм қуйидаги тартибда ҳосил қилинади:

1) механизмларни асоси қилиб оддий икки бўғинли ҳаракатланувчи бўғин ва таянчдан иборат I синф 1- тартибли бирламчи механизм олинади. Лойиҳаланадиган механизмларда бирламчи механизмлар бир нечта бўлиши мумкин ва уларнинг ҳаракатлари йиғиндиси синтез қилинаётган механизмнинг W эркинлик даражасига тенг бўлади;

2) бирламчи механизмга унинг боғланадиган бўғинига нисбатан эркинлиги ноль бўлган статик аниқ кинематик занжирларни бириктириш орқали мураккаб механизмлар ҳосил бўлади.

Эркинлик даражаси ноль бўлган кинематик занжирлар тузилма гуруҳлари деб аталади ва улар ёрдамида турли механизмлар ҳосил бўлади.

Тузилма гуруҳлари бирламчи механизм билан бир қаторда ўзаро ёки таянчларга боғланиши мумкин.

Механизмларни ҳосил бўлиш жараёнини 3.1-шаклда кўрсатилган тўртбурчакли тузилма бирликларининг шартли йиғиндиси тарзида схематик тасвирлаш мумкин.

Бирламчи механизм $W_o=1$	+	Тузилма гуруҳи Wгр=0	+......+	Тузилма гуруҳи Wгр=0	=	Лойиҳаланадиган механизм W=1
$W_0=1$	+	0	+......+	0	=	1

3.1.-шакл. Механизмнинг ҳосил бўлиш схемаси

Соддалаштириш учун 3.1-шаклда эркинлик даражаси W=1 бўлган битта бирламчи механизм кўрсатилган. Шаклда механизмни эркинлик даражаси бирламчи механизмни ва тузилма

гуруҳларини эркинлик даражалари йиғиндисидан иборатлиги берилган. Тузилма гуруҳлари сони қанча бўлишига қарамай, бирламчи механизмнинг эркинлик даражасига тенг бўлган механизмнинг эркинлик даражасини ўзгартираолмаслик схемадан кўриниб турибди.

3.3. ФАЗОВИЙ ТУЗИЛМА ГУРУҲЛАРИНИНГ СИНТЕЗИ

Фазовий механизмларнинг тузилма (структуравий) синтези билан кўп олимлар шуғулланганлар. ММН нинг бу бўлимига И.И.Артоболевский, С.Н.Кожевников, У.А. Жолдасбеков ва уларнинг илмий мактаблари катта ҳисса қўшдилар. Аммо фазовий механизмлар мураккаб бўлгани учун улар синтезининг умумий масалалари ҳозиргача етарли даражада ишлаб чиқилмаган.

Ортиқча боғланиши бўлмаган фазовий механизмларнинг тузилма гуруҳларини бирламчи механизмга қўшиш масаласини кўриб чиқайлик.

Маълумки, тузилма гуруҳлари эркинлик даражаси $W_{гр}=0$ бўлган кинематик занжирлардир. Улар таянчга бириктирилганда статик аниқ фермага айланади. Фазовий гуруҳларнинг тузилма формулаларини Сомов-Малишев ифодасини (2.10), q=0 деб, нолга тенглаштириш орқали келтириб чиқариш мумкин:

$$6n-5P_V-4P_{IV}-3P_{III}-2P_{II}-P_I=0 \qquad (3.1)$$

Текис гуруҳларнинг (текисликда ҳаракат қилувчи) тузилиш формулаларини П.Л.Чебишев ифодасидан (2.11) аниқлаш мумкин.

$$3n-2P_V-P_{IV}=0 \qquad (3.2)$$

Гуруҳлардаги ўзгарувчан контурлар сонини олдиндан билиш зарур бўлганда Гохман-Озолнинг (2.4) формуласидан фойдаланиш мақсадга мувофиқдир. Бу ифода фазовий механизмлар учун:

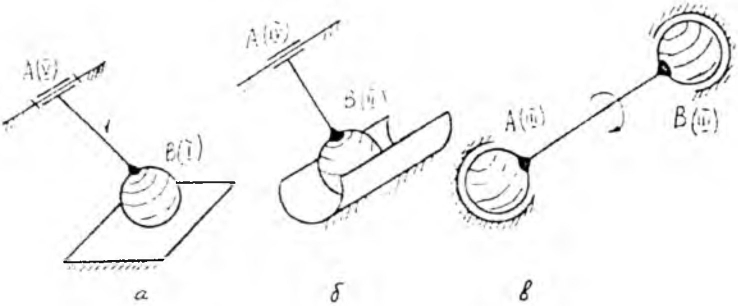
$$5P_I+4P_{II}+3P_{III}+2P_{IV}+P_V-6k=0$$

Текис механизмлар учун:

$$2P_{IV}+P_V-3k=0$$

шаклларида бўлади.

Битта бўғин ва иккита кинематик жуфтлардан иборат **оддий фазовий тузилма монада деб аталади. Фазовий монадаларни учта модификацияси** мавжуддир ва улар (3.1) ифодасини оддий ечимидан келиб чиқади. Бўғинлар сони n=1, кинематик жуфтлар сони $P_I=1$ ва $P_V=1$ бўлганда биринчи (3.2а-шакл), n=1, $P_{II}=1$, $P_{IV}=1$ бўлганда иккинчи (3.2б-шакл), n=1, $P_{III}=2$ бўлганда учинчи (3.2в-шакл), модификациялари ҳосил бўлади.



3.2-шакл. Фазовий монадалар (W=0).

Учинчи монадада стрелка билан кўрсатилган маҳаллий қўзғалувчанлик бор.

Фазовий монадалардан кинематик жуфтларни боғланиш шартини ўзгартирмасдан кетма-кет тегишли эквивалент тузилмалар билан алмаштириш орқали жуда кўп фазовий тузилма гуруҳларини олиш мумкин. Кинематик жуфтларни алмаштириш масалалари билан юқорида танишдик.

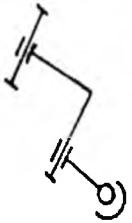
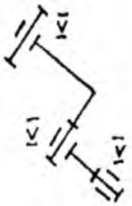
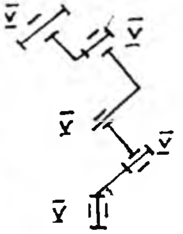
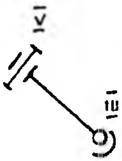
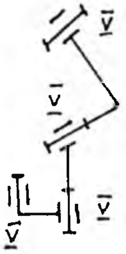
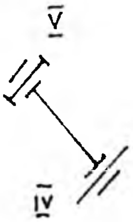
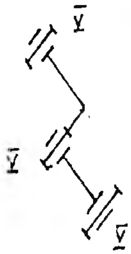
Кинематик жуфтни **эквивалент тузилмаси манфий ҳаракатланувчан кинематик боғланмадир.** Ҳар бир манфий ҳаракатланувчанлик битта боғланиш шартини билдиради.

Боғланиш шарти S=1, S=2 ва S=3 бўлган кинематик жуфтларни алмаштирадиган С.Н. Кожевников таклиф қилган баъзи бир кинематик бирикмаларнинг тузилиш схемалари 3.1-жадвалда келтирилган.

Гуруҳнинг номи бирикмадаги бўғинлар сонини билдирса, «минус» сўзи занжирни манфий ҳаракатланувчанлигини кўрсатади. Масалан, **минус - монадада** (биринчи устун, биринчи сатр) $n=1$, $P_{IV}=1$, $P_{III}=1$, унинг эркинлик даражаси:

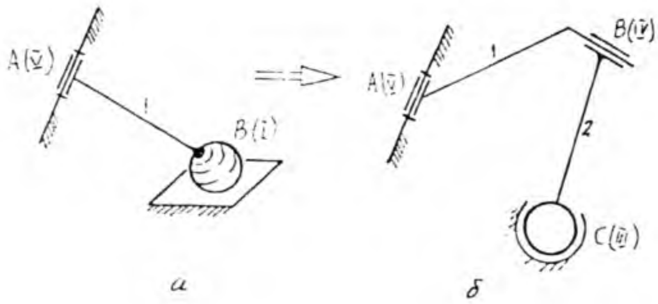
Эквивалент тузилмалар

3.1-жадвал

Боғла-ниш шарти сони	Минус-монада	Минус-диада	Минус-триада	Минус - тетрада
S=1				
S=2				
S=3				

Минус битта боғланиш шартини (*S=1*) киритади деган маънони билдиради. Демак, минус-монада *I* синф кинематик жуфтни алмаштириши мумкин.

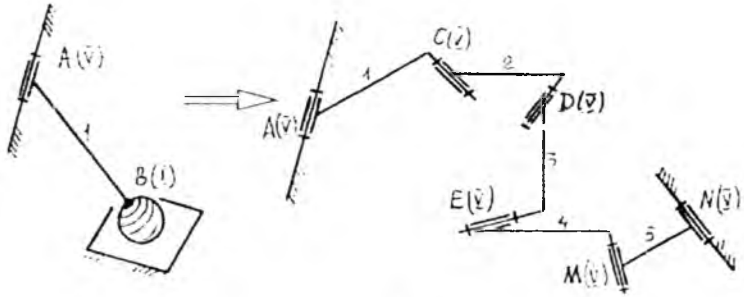
3.2а-шаклда тасвирланган монадани ўзгартирайлик. Бунинг учун *B(I)* кинематик жуфтни минус-монада билан алмаштирамиз (3.3б-шакл). Натижада икки бўғин ва учта *A(V)*, *B(IV)*, *C(III)* кинематик жуфтлардан иборат **диада** деб аталувчи янги тузилма бирлиги ҳосил бўлади (3.3б-шакл). Диаданинг эркинлик даражаси нолга тенг.



3.3-шакл. Монадани фазовий диадага айлантириш.

Агар ушбу монаданинг *B(I)* кинематик жуфтини *S=I* бўлган **минус-тетрада** билан алмаштирилса, тамоман бошқача, бешта бўғинли ва *V* синф олтита кинематик жуфтлардан иборат тузилма гуруҳи ҳосил бўлади (3.4-шакл). Бу гуруҳни эркинлик даражаси нолга тенгдир.

С.Н. Кожевниковнинг кўриб чиқилган усули орқали тузилмалар гуруҳини очиқ қаторларидан ташқари ўзгарувчан контурли занжирлар тармоқларини ҳам ҳосил қилиш мумкин.



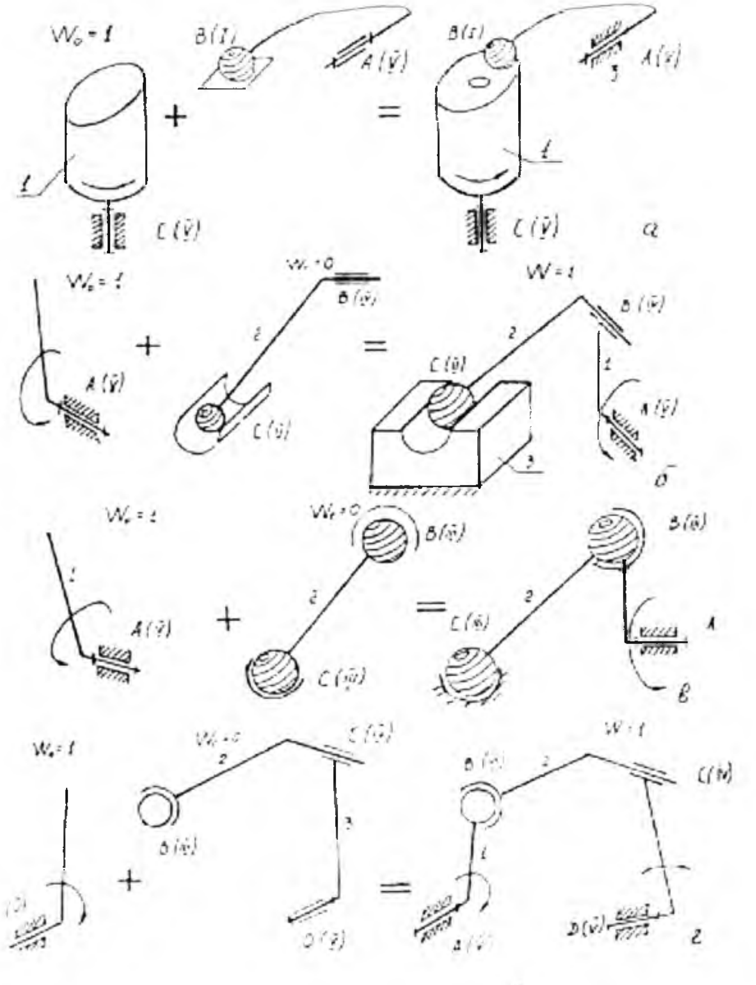
3.4-шакл. Монадани бешта бўғинли айланма жуфтлик тузилма гуруҳиға айлантириш.

Фазовий механизмларнинг синтези

Механизмлар синтези Ассур алгоритми асосида бажарилади. Механизмни ҳосил қилиш учун бирламчи механизмларга тузилма гуруҳларини қўшиш керак.

Бирламчи механизмнинг бошлангич бўғини асосан таянчга V ва баъзида IV синф кинематик жуфтлар билан боғланган, чунки бошқа ҳолларда юритмадан бўғинга ҳаракатни узатиш қийинлашади.

Бирламчи механизмга монада ёки бошқа тузилмалар гуруҳини бириктириш билан турли фазовий механизмларни



3.5-шакл. Фазовий механизмларни ҳосил бўлишига мисоллар.

олиш мумкин. Фазовий механизмларнинг ҳосил бўлишини бир неча мисолларда кўриб чиқамиз.

1-мисол. 3.2 а-шаклда кўрсатилган монадани *A(V)* кинематик жуфтини таянчга ва *B(I)* кинематик жуфтини фазовий муштумча шаклидаги бошланғич бўғинга туташтирилса, тебранма турткичли муштумчали механизм ҳосил бўлади (3.5 а-шакл).

2-мисол. 3.2 б,в-шаклларда кўрсатилган монадаларнинг *B* кинематик жуфтини бирламчи механизмнинг бошлангич бўғинига, *C* кинематик жуфтини таянчга бириктирилса, уч бўғинли фазовий ричагли механизмлар ҳосил бўлади (3.5 б,в-шакллар). Бундай механизм ҳаракатни ўзгартирмаслиги сабабли шаклан механизм ҳисобланади. Унинг шатуни маҳаллий ҳаракатланувчанликка эга.

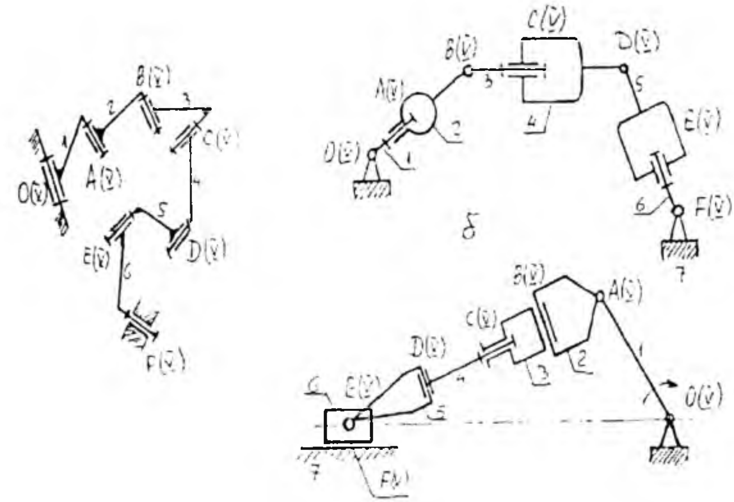
3-мисол. 3.3 б-шаклда кўрсатилган фазовий диадани *B(III)* кинематик жуфти бирламчи механизмнинг бошланғич бўғинига, *Д(V)* кинематик жуфти таянчга боғланса, тўрт бўғинли фазовий айлангич-чайқалгичли механизм ҳосил бўлади (3.5 г-шакл).

3.5-шаклдаги схемаларда синтез жараёни шартли белгилар асосида кўрсатилган. Мусбат белгиси тузилма гуруҳларини бирламчи механизм ва таянчга боғланишини кўрсатса, баробар белгиси ҳосил бўлган механизмнинг схемасини билдиради.

4-мисол. Бирламчи механизмга *V* синф кинематик жуфтлар билан боғланган *5* бўғинли тузилма гуруҳи бириктирилса, фазовий етти бўғинли ричагли механизм ҳосил бўлади (3.6а-шакл). Бошланғич бўғин таянч ва *2* бўғин билан *V* синф, *6* бўгин таянч билан *F(V)* жуфт орқали боғланган. Механизмда кинематик жуфтларнинг ўқи турлича жойлашган.

Агарда қурилаётган механизмда кинематик жуфтларнинг ўқларини 3.6б-шаклда кўрсатилганидек жойлаштирилса, тўрт шарнирли механизмга ўхшаш механизм ҳосил қилиш мумкин. *F(V)* кинематик жуфтни илгарилама жуфт билан алмаштирилса, айлангич-судралгичли механизмга ўхшаш етти бўғинли механизм келиб чиқади (3.6в-шакл).

Бу механизмларда кирувчи (1) ва чиқувчи (6) бўғинлар таянч билан *V* синф кинематик жуфт орқали боғлангани учун текис ҳаракатланади 3.5 ва 3.6-шакллардаги механизмларда ортиқча боғланишлар бўлмайди ($q=0$). Бу хулосани ҳисоблаш ёки механизмни йиғиш орқали исботлаш мумкин. Ҳамма

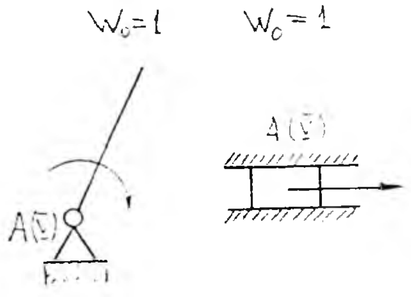


3.6-шакл. Етти бўғинли ричагли механизм.

механизмларда охирги шарнир эркин йиғилади. Бу механизм-ларда ортиқча боғланишлар йўқлигини кўрсатади.

3.4. ТЕКИС ТУЗИЛМА БИРЛИКЛАРИ

Л.В. Ассур бирламчи текис механизмларни V синф кинематик жуфт ҳосил қилувчи битта ҳаракатланувчи бўғин ва таянчдан иборат, деб қабул қилди. Бу механизмлар I синф 1-тартибли, деб аталади



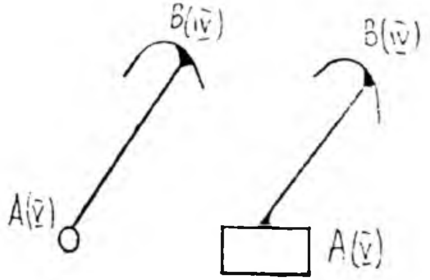
3.7-шакл. I синф 1-тартибли бирламчи механизмлар.

3.7-шаклда бири айланма, иккинчиси илгариланма кинематик жуфтли бирламчи механизмлар кўрсатилган.

Битта бўғиндан ($n=1$), *IV* ва *V* синф иккита кинематик жуфтлардан ($P_{IV}=1$, $P_V=1$) иборат монада **оддий текис тузилма гуруҳи** ҳисобланади. Бу тузилма бирлиги (3.2) тенглама

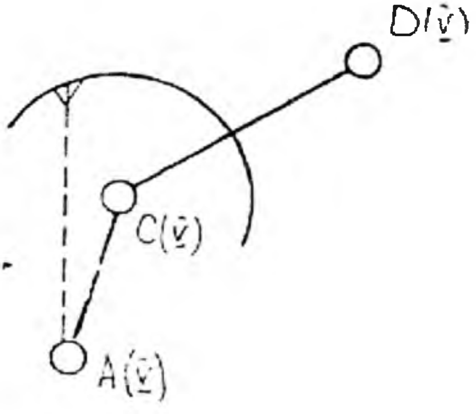
$$3n - 2P_V - P_{IV} = 0$$

оддий ечимининг натижасидир.



3.8-шакл. Текис монадалар: а — айланма жуфтли монада; б — илгариланма жуфтли монада.

Текис монаданинг иккита модификацияси (хиллари) бор: бири айланма, иккинчиси илгариланма *V* синф кинематик жуфтлардан иборат (3.8-шакл).



3.9-шакл. Текис монадани диада билан алмаштириш.

Агарда монадани *B(IV)* олий жуфтини битта бўғин ва иккита *V* синф қуйи жуфтлар (минус-монада) билан алмаштирилса, икки бўғинли, *V* синф учта кинематик жуфтдан иборат тузилма гуруҳи – диада ҳосил бўлади (3.9- шакл).

3.4.1. Ассурнинг тузилмалар гуруҳлари

Текис механизмларни асосий тузилма бирликлари ҳисобланган **Ассур гуруҳлари фақат қуйи кинематик жуфтларга эга** ($P_{IV}=0$), деб қаралса, Чебишевнинг тузилмалар формуласи қуйидаги кўринишда бўлади:

$$3n - 2P_V = 0 \tag{3.5}$$

ифодадан

$$P_V = \frac{3}{2}n \tag{3.6}$$

топилади.

Ушбу (3.6) ифодадан фойдаланиб, *n* ва P_V ларнинг қийматлари жадвалини тузамиз, *n* нинг жуфт сонли қийматларини белгилаб, P_V нинг бутун сонли қийматларини аниқлаймиз (3.2-жадвал).

3.2-жадвал

n	2	4	6	8	10	12	14
Pv	3	6	9	12	15	18	21
k	1	2	3	4	5	6	7

Жадвалда К––контурлар сонини кўрсатади. К нинг қиймати Гохман-Озолнинг тузилма формуласидан аниқланган.

$$P_V - 3k = 0 \tag{3.7}$$

бу ерда,

$$K = \frac{1}{3}P_V \tag{3.8}$$

n ва P_V га тегишли сонлардан иборат тузилма гуруҳи **Ассур гуруҳи,** деб аталади.

Ассур гуруҳлари синфлар ва тартибларга бўлинади. **Гуруҳнинг тартиби унинг эркин торттичлари (поводоклари) сонига тенг.** Гуруҳларнинг синфини қуйидагича мулоҳазалаш мумкин.

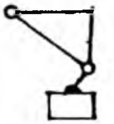
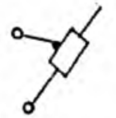
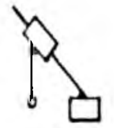
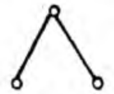
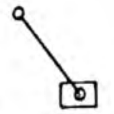
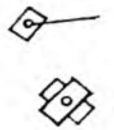
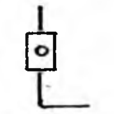
3.4.2. Биринчи синф Ассур гуруҳлари

Ассурнинг I синф оддий **тузилма гуруҳи—диадани** кўрайлик.

3.4.3. Икки торттичли (поводокли) I синф 2-тартибли Ассур гуруҳлари — диадалар

Техникада икки бўғин ва учта қуйи V синф кинематик жуфтдан иборат диадалар (3.10-шакл) кўп қўлланади. Бу диадани **Ассур I синф 2-тартибли гуруҳ деб атади.**

3.3-жадвал

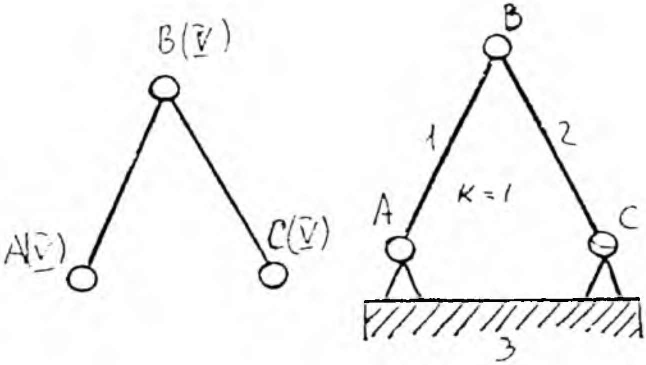
Кўриниш рақами	1	2	3	4	5
Гуруҳнинг умумий кўриниши					
Гуруҳни хусусий ҳоли					

Учларида эркин A(V) ва C(V) V синф кинематик жуфтлари бўлган ва бир-бири билан боғланган (V синф кинематик жуфт) иккита бўғинга диада, деб аталади. Иккита бўғин (тортгич) Ассур гуруҳи тартибини белгилайди.

Агарда диаданинг эркин кинематик жуфтлари таянчға ёки қандайдир бўғинга боғланса, у боғланган бўғинга нисбатан эркинлиги нолга тенг бўлиб (W=0), фермага айланади (3.10б-шакл). Диада бўғинлари битта контур ҳосил қилади (k=1).

Диаданинг айланма кинематик жуфтларини бирма-бир илгариланма жуфтлар билан алмаштириб I синф 2-тартибли

Ассур гуруҳини бешта хилларини (турларини) ҳосил қилиш мумкин (3.3-жадвал).

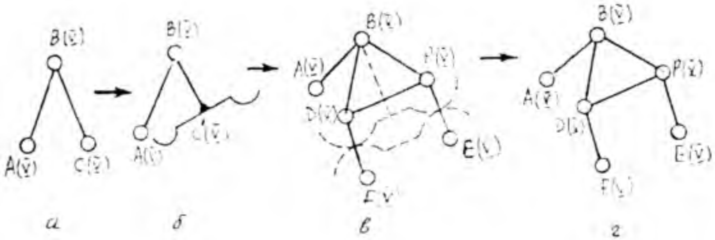


3.10-шакл. Диада, икки тортгичли *I* синф *2*-тартибли Ассур гуруҳи.

3.4.4. Турли тартибдаги I синф Ассур гуруҳлари

Таркибида тўртта бўғинлар (*n=4*) ва олтита қуйи кинематик жуфтлар ($P_V=6$) бўлган тузилма гуруҳини Ассур **I синф 3-тартибли уч тортгичли (уч поводокли) гуруҳ, деб аталади.**

Уч тортгичли гуруҳни геометрик тасвирини диаданинг ташқи кинематик жуфтларидан бирини «ривожлантириб» ҳосил қилиш мумкин (3.11-шакл).

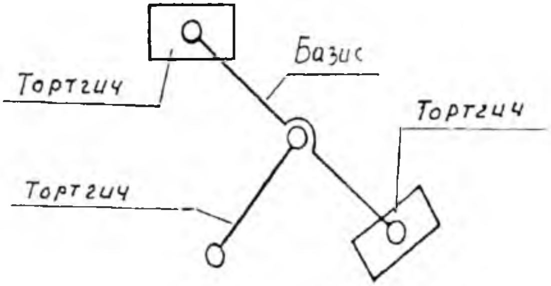


3.11-шакл. Диаданинг *C(V)* кинематик жуфтини “ривожлантириш” усули билан уч тортгичли Ассур гуруҳига айлантириш схемаси.

Бунинг учун четки айланма *C(V)* кинематик жуфтни унга эквивалент нуқтали жуфт *C'(V)* билан алмаштирамиз, сўнгра ҳар бир олий кинематик жуфтларни битта бўғин ҳамда иккита *Д(V)* ва *P(V)* айланма кинематик жуфтлар билан яна алмаштирамиз. Натижада уч тортгичли *1* синф *3*-тартибли Ассур гуруҳи ҳосил бўлади (3.11г-шакл).

Уч тортгичли Ассур гуруҳида тортгичлар билан боғланган **ўрта бўғин базис,** деб аталади. Тортгичлар сони гуруҳ тартибини ифодалайди.

Айланма кинематик жуфтларни илгариланма жуфтлар билан алмаштириб уч тортгичли гуруҳларнинг турли модификацияларини (турларини) олиш мумкин. Улардан бири



3.12-шакл. Тўғри чизиқли базисли уч тортғичли Ассур гуруҳи.

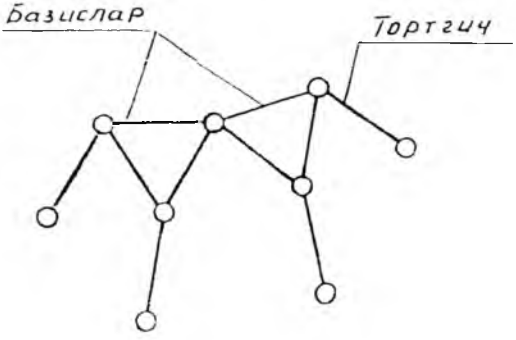
3.12- шаклда кўрсатилган. Бунда базиснинг ҳамма шарнирлари бир тўғри чизиқда жойлашган.

Агар уч тортғичли гуруҳни эркин кинематик жуфтларини таянч билан бириктирилса, иккита контур ҳосил бўлиб, гуруҳ ҳаракатланмайди ($W=0$).

Юқоридаги усул билан уч тортгичли гуруҳни ташқи кинематик жуфтларидан бирини, масалан, *E(V)* (3.11г-шаклга қаранг) "ривожлантирилса", **тўрт тортгичли I синф тўртинчи тартибли Ассур гуруҳи** ҳосил бўлади (3.13-шакл). Гуруҳда **иккита базис** ва тўртта тортгич, бўғинлар сони $n=6$, кинематик жуфтлар сони $P_V=9$ тенг.

I синф Ассур гуруҳларининг ҳосил бўлиш жараёни гуруҳнинг четки жуфтини «ривожлантириб» чексиз давом этти-

риш мумкин. *I* синф гуруҳлари тармоқларсиз очиқ кинематик занжир бўлиб, таркибида ёпиқ контурлар бўлмайди.



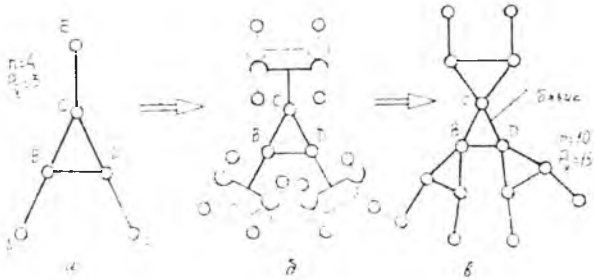
3.13-шакл. *I* синф *4*-тартибли тўрт тортгичли Ассур гуруҳи.

3.4.5. Иккинчи ва учинчи синф Ассур гуруҳлари

Иккинчи синф Ассур гуруҳлари таркибида тортгичсиз базислар бўлади.

Иккинчи синф гуруҳларида бўғинлар ва кинематик жуфтларнинг **энг кичик сони n=10, P_V=15.**

3.14.-шаклда уч тортгичли гуруҳнинг ташқи A, F ва E шарнирларини «ривожлантириш» натижасида *II* синф 6-

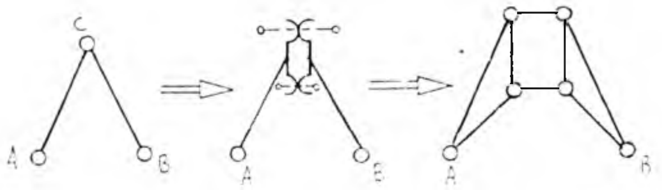


3.14-шакл. Уч тортгичли гуруҳни *II* синф 6-тартибли Ассур гуруҳига айлантириш.

тартибли (олти тортгичли) Ассур гуруҳининг ҳосил бўлиш жараёни кўрсатилган:

3.14а — I синф 3 тартибли Ассур гуруҳи
3.14в — II синф 6 тартибли Ассур гуруҳи.

Келиб чиққан *II* синф 6-тартибли гуруҳда тўртта базис, олтита тортгичлар, 15 та кинематик жуфтлар билан боғланган 10 та бўғинлар бор. Гуруҳ бешта контурдан (к=5) иборат.



3 15- шакл. Диадани *III* синф нолинчи тартибли гуруҳга айлантириш схемаси.

Учинчи синф Ассур гуруҳини кўриб чиқамиз. Ўзгарувчан контурларнинг борлиги *III* синф Ассур гуруҳининг асосий аломатидир.

Диаданинг ўрта С(V) шарнирини *V* синф нуқтали кинематик жуфт билан ривожлантириб (алмаштириб), *III* синф нолинчи тартибли оддий Ассур гуруҳини олиш мумкин. Ҳосил бўлган ***III* синф гуруҳи ўзгарувчан контурлардан иборат бўлиб, тортгичларга эга эмас** (3.15).

Бу Ассур гуруҳини таянчга бириктирилганда иккита контур (*к=2*) ҳосил бўлиб, ўз эркинлигини йўқотади (*w=0*).

Юқорида кўриб чиқилган гуруҳлардан амалда техникада *I* синф *2*-тартибли ҳамма Ассур гуруҳларини ва *I* синф *3*- ва *4*-тартибли гуруҳларнинг баъзи хилларини учратиш мумкин. Қолган гуруҳлар лаборатория шароитида текшириб кўрилади.

Ассур гуруҳларини кўриб чиқиш якунида академик И.И. Артоболевскийнинг бу гуруҳларни бошқачароқ талқин қилганини айтиб ўтиш лозим. Унинг фикрича, Ассур гуруҳларини синфи ёпиқ контурдаги кинематик жуфтлар сони, тартиби эса гуруҳдаги эркин кинематик жуфтлар сони ор-

қали аниқланиши керак. Икки тортгичли (поводокли) гуруҳлар бундан истисно, уларни Артоболевский *II* **синф 2-тартибли Ассур гуруҳлари деб атади.**

3.5. Л.В. АССУР ГУРУҲЛАРИ АСОСИДА ТЕКИС МЕХАНИЗМЛАР КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Ассур бўйича механизмлар синфлар ва тартибларга бўлинади. **Механизмнинг синф ва тартиби ундаги катта синфли ва тартибли (торттичлар сони) гуруҳ билан белгиланади.** Юқори синфга эга бўлган гуруҳ катта ҳисобланади, **бир синф ичидаги катта тартиб энг юқори тартиб, деб қабул қилинади.** Буларга мисоллар кейинги параграфларда келтирилади. Бир хил синф ва тартибга эга бўлган механизмларга таҳлил ва синтезнинг битта усули қўлланилади.

3.5.1. Текис механизмлар тузилмасининг синтезига мисоллар

Ассур алгоритми асосида текис механизмларнинг тузилиш схемалари синтезига тааллуқли бир неча мисолларни кўриб чиқайлик.

1 мисол. Уч бўғинли цилиндрсимон тишли узатмани тузилиш схемаси лойиҳалансин.

Механизмни ҳосил бўлиш жараёни тузилмалар бирликларининг йиғиндиси тарзида график кўринишда 3.16-шаклда кўрсатилган.

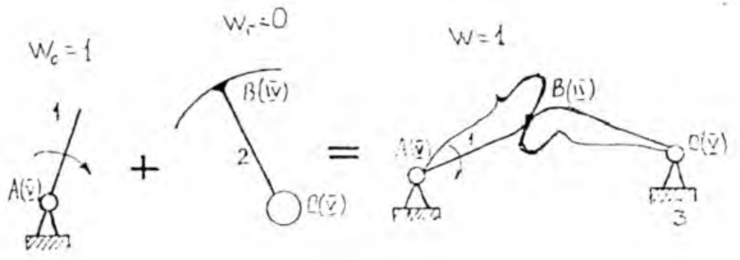
I синф *1*-тартибли бирламчи механизмга монаданинг бир учини *IV* синф, иккинчисини эса таянчга *V* синф кинематик жуфтлар билан бириктирилади.

Тузилиши жиҳатидан монада диадага эквивалент бўлгани учун лойиҳаланган механизм катта гуруҳга қараб, *I* синф *2*-тартибли бўлади.

Бу механизмда учта ортиқча боғланиш бор. Уларни аниқлаб йўқотиш усули 2.10 ва 2.11§ларда баён қилинган.

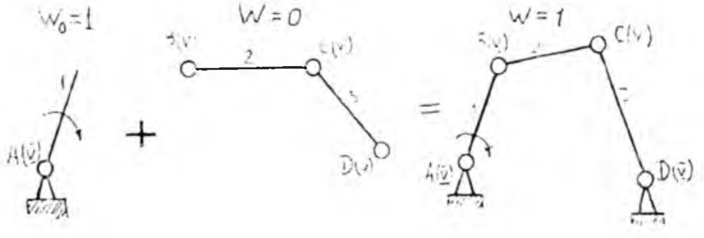
2 мисол. Тўрт шарнирли механизм лойиҳалансин.

I синф *1*-тартибли бирламчи механизмга учта айланма жуфтли диадани бириктириш натижасида механизмни тузилиш схемаси ҳосил бўлади (3.17-шакл).



3.16.-шакл. Диадани *C(V)* кинематик жуфтини "ривожлантириш" усули билан уч тортгичли Ассур гуруҳига айлантириш схемаси.

Диадани *B(V)* шарнири бирламчи механизм билан, *Д(V)* шарнири эса таянч билан боғланса механизм ҳосил бўлади. *Д(V)* шарнирни контурга бириктирилганда учта ортиқча боғланиш ҳосил бўлади, уни йўқотиш йўли 2.10 ва 2.11§§ ларда баён қилинган.



3.17-шакл. Тўрт шарнирли механизм тузилиш схемасининг синтези.

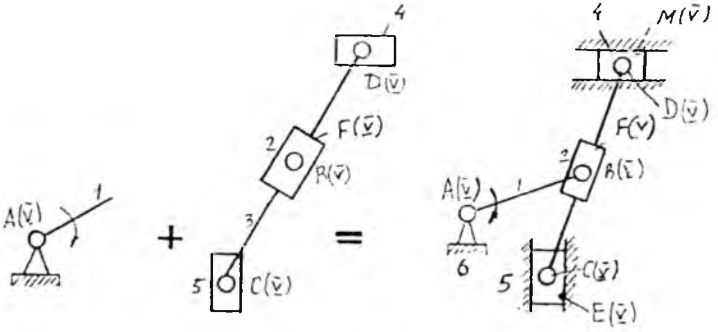
3 мисол. Рандалаш станогининг *6*-бўгинли кулисали механизмини тузилиш схемаси лойиҳалансин.

Бу вазифа уч тортгичли Ассур гуруҳини қўллаб амалга оширилади (3.18-шакл).

Синтез натижасида икки ўзгарувчан контурли *I* синф *3*-тартибли механизм ҳосил бўлади. Механизмни ортиқча боғланиши.

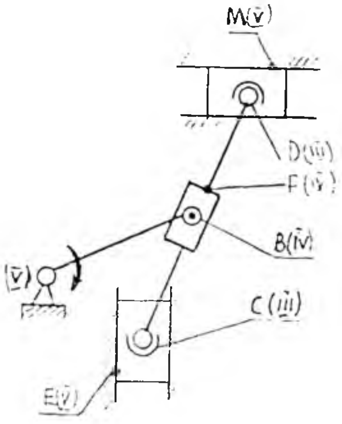
$$q = 1 - 6n + 5P_V = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 = 1 - 30 + 35 = 6$$

Ҳаракатланишнинг таҳлили ёки механизмни йиғиш усули билан ҳар бир контурда учтадан ортиқча боғланишлар борлигини аниқлаш мумкин. Ортиқча боғланишларни йўқотиш учун кинематик жуфтлар синфи пасайтирилади.



3.18-шакл. Рандалаш станоги механизмининг синтези.

3.19-шаклда ортиқча боғланишлар йўқотилган механизм кўрсатилган.



*3.*19-шакл. Ортиқча боғланиш бўлмаган рандалаш станоги механизмининг тузилиш схемаси.

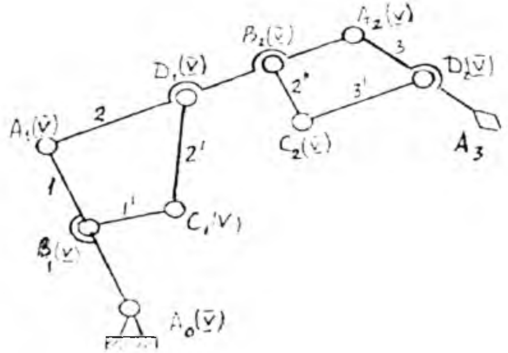
3.6. МАНИПУЛЯТОР МЕХАНИЗМИ ТУЗИЛМАСИНИНГ СИНТЕЗИ

Юқоридаги бўлимларда таркибида ёпиқ кинематик занжирлар бўлган механизмлар қурилган эди. Қуйида асосий механизми очиқ кинематик занжирдан иборат манипулятор механизми синтези масаласини кўрамиз.

3.20-шаклда кўрсатилган манипулятор механизмида A_0 A_1 A_2 A_3 очиқ кинематик занжир асосий механизм бўлса, тузилиш схемаларида кўрсатилмайдиган 1^I, 2^I, 2^{II}, 3^I бўғинлар юритувчи механизмларнинг бўғинлари ҳисобланади.

Манипуляторларнинг тузилиш схемалари синтези аниқ эркинлик даражасига эга бўлган механизмларни кетма-кет қатламлаштириш тамойилига асосланган.

Масалан, 3.20.-шаклда асосий механизмни *1*- ва *2*-бўғинларига 1^I ва 2^I диада қўшилса, ёпиқ контурли эркинлик даражаси бирга тенг B_1 A_1 $Д_1$ C_1 тўрт шарнирли механизм пайдо бўлади. Бу механизм ҳаракатланадиган 1-бўгин асосида қурилди. Шундай қилиб *1*, *2*, 1^I ва 2^I бўғинлар системасининг умумий эркинлик даражаси иккига тенг бўлади.



3.20-шакл. Манипулятор механизмининг тузилиш схемаси.

Сўнгра эркинлик даражаси *2* га тенг бўлган асосий механизмнинг ҳаракатланувчи *2* бўғинида яна битта эркинлик

даражали $B_2 A_2 Д_2 C_2$ тўрт шарнирли механизм қурилади. Бундай қатламлаштириш натижасида 3 бўғин учта эркинлик даражасига эга бўлади. Буни асосий механизмнинг эркинлик даражасини (2.1.) формула орқали ҳисоблаб, тасдиқлаш мумкин.

$$f = \sum_{i=1}^{i=5}(6-i)P_i$$

Манипуляторнинг асосий механизмида $P_i = P_V = 3$.

Натижада $f = (6-5)3 = 1 \cdot 3 = 3$.

Силжитиладиган объект тури, унинг эркинлик даражаси ва ҳаракат тури манипуляторларнинг синтезида берилган шартлар ҳисобланади.

Нуқтани, чизиқнинг қисмини ёки қаттиқ жисмни объект сифатида қараш мумкин. Объектнинг эркинлик даражаси унинг умумлашган координаталари билан аниқланади. Бу координаталарни вақт бирлигида ўзгариши объектнинг ҳаракатини ифодалайди. Масалан, битта умумлашган координата ўзгарса, битта айланма ёки илгарилама ҳаракат содир бўлади. Объектнинг берилган ҳаракатини таъминлаш учун механизмнинг эркинлик даражаси W объектнинг эркинлик даражаси W_0 дан кам бўлмаслиги керак, яъни

$$W \geq W_0 \tag{3.9}$$

Роботнинг муваффақиятли ишлашида унинг **эпчиллилиги** (маневр қилиш, ҳаракатланиш қобилияти) — тутқич (бармоқ) тўхтаганда манипулятор механизмининг ҳаракатланувчанлик даражаси катта аҳамиятга эга. Манипуляторнинг кинематик жуфтларининг жойлашиш тартиби унинг эпчиллилигига таъсир кўрсатади. **Юқори ҳаракатланувчан манипуляторлар ишчи ҳажмдаги тўсиқларни четлаб ўтиш имкониятларига эга.**

Тутқичнинг турли ҳолатлари билан чекланган сирт зонаси— манипуляторнинг ишчи ҳажми ҳисобланади.

Манипуляторларни тузилиш схемаларини лойиҳалашда, катта эркинлик даражали кинематик жуфтларга электр юритмадан ҳаракатни узатиш қийин бўлгани учун, одатда V ва баъзида IV синф кинематик жуфтлардан, III синф шарнирлар ўрнига эса кинематик бирикмалардан фойдаланишга ҳаракат қилинади.

Манипулятор асосий механизмининг кинематик занжирларини (3.9) шартга мувофиқ Гохман-Озолнинг тузилма формуласи (2.6) орқали танлаш мумкин.

$W = 5P_I + 4P_{II} + 3P_{III} + 2P_{IV} + P_V - 6_k$

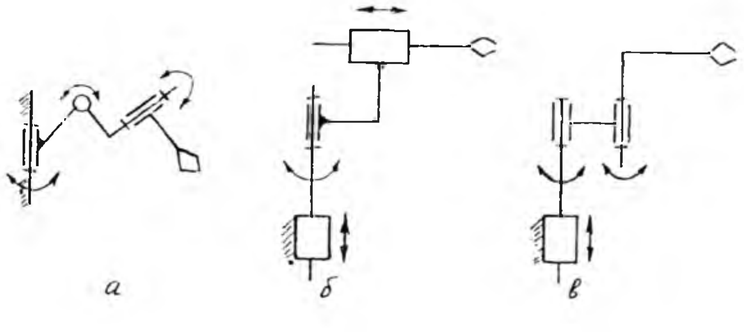
Масалан, манипуляторнинг кинематик занжирини эркинлик даражаси $W=3$ бўлиб, таркибида фақат V синф кинематик жуфтлар бўлса, уларнинг сонини Гохман-Озол формуласида $P_I=P_{II}=P_{III}=P_{IV}=K=0$, деб аниқлаш мумкин.

Бунда, $W=P_V$; $P_V=W=3$.

(2.2а) га мувофиқ очиқ кинематик занжирда бўғинлар сони кинематик жуфтлар сонига тенг, $n=3$.

Агарда V синф қуйи кинематик жуфтли уч бўғинли кинематик занжирлар қўлланса, манипуляторларнинг турли ишчи ҳажмли кўп сонли модификацияларини олиш мумкин. Буларнинг баъзилари 3.21-шаклда кўрсатилган.

Манипуляторни эркинлик даражаси каттароқ берилганда занжир бўгинлари ва кинематик жуфтлари, шунингдек, уларнинг турли модификациялари сони тезда ошиб, ЭҲМни қўллашни талаб қилади.

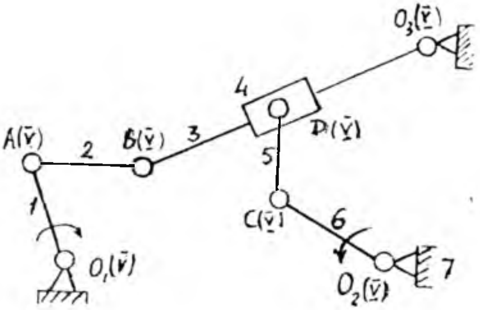


3.21-шакл. Уч бўғинли манипуляторларнинг тузилиш схемалари.

3.7. МЕХАНИЗМЛАР ТУЗИЛИШИ ТАҲЛИЛИ

Берилган механизм тузилишининг таҳлилида унинг тузилиши ўрганилади, эркинлик даражаси, синф ва тартиби

ҳамда ортиқча богланишлари аниқланади. Мисол тариқасида «Фаворит» трикотаж машинасининг игнадон механизми тузилишини таҳлил қиламиз. Механизм текис бўлиб, ундаги ҳамма кинематик жуфтлар *V* синф, яъни *7* та айланма ва битта илгариланма жуфтлардир.



3.22-шакл. «Фаворит» трикотаж машинасининг механизми.

Механизмнинг эркинлик даражасини чизма қурилмаларидан ёки Чебишевнинг тузилма формуласидан аниқлаш мумкин. Аммо иккинчи ҳолда текис схемадан ортиқча боғланиш q_n ни аниқлаб бўлмайди. Чебишев формуласидан

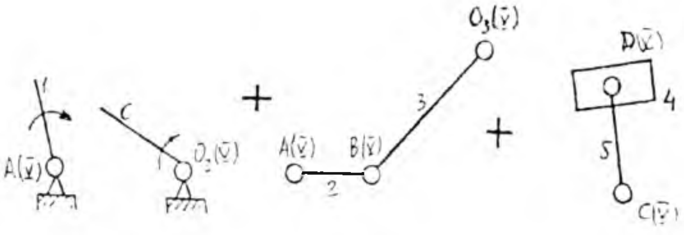
$$W = 3n - 2P_V - P_{IV} = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 = 18 - 16 = 2$$

Демак, механизмда иккита кирувчи бўғин ёки иккита *I* синф *I*-тартибли бирламчи механизмлар бор. Иккита бошланғич *1*- ва *6*-бўгинларни механизмдан ажратсак, қолган бўгинлар системаси *I* синф *2*-тартибли иккита Ассур гуруҳига ажралишига иқрор бўлиш мумкин. Шундай қилиб, юқори тузилиш гуруҳи асосида механизм *I* синф *2*-тартибли деб, ҳисобланади. Таҳлил қилинаётган механизмни ҳосил бўлиш тартиби 3.23-шаклда кўрсатилган.

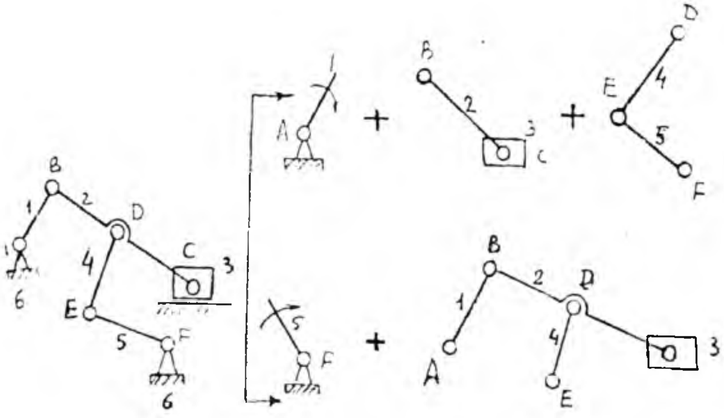
Механизмнинг ортиқча боғланишлари Сомов-Малишевнинг тузилма формуласида аниқланади.

$$q = W - 6n + 5P_V + 4P_{IV} + 3P_{III} + 2P_{II} + P_I$$

Формулага $W = 2,\ n = 6,\ P_V = 8,\ P_{IV} = P_{III} = P_{II} = P_I = 0$



3.23-шакл. Механизм тузилишининг таҳлили.



3.24-шакл. Бошланғич бўғинлари турлича бўлган механизм тузилишининг таҳлили.

қийматларини қўйилса, $q=2\text{-}6\cdot6+5\cdot8=2\text{-}36+40=6$ келиб чиқади.

Бу механизмда 6 та ортиқча боғланиш бор ва уларни йўқотиш керак.

Тузилмаларни таҳлил қилганда бирламчи механизмга кирувчи бошланғич бўғинни танлаш муҳимдир, чунки механизмнинг синф ва тартиби ана шунга боғлиқдир. Масалан, 3.24-шаклдаги механизмда бошланғич бўғин *1*- бўғин бўлганда у *I* синф *2*-тартибли, *6*-бўғин бўлганда эса *I* синф *3*-тартибли ҳисобланади.

3.8. МЕХАНИЗМНИНГ СТРУКТУРАВИЙ ФОРМУЛАСИ

Юқорида механизмларни ҳосил қилишда биринчи синф биринчи тартибли бирламчи механизмга Ассур гуруҳларини қўшиш билан ҳосил қилиш кўриб чиқилган эди. Энди ҳар бир механизмга тааллуқли бўлган тузилиш ёки структуравий формулаларни ёзишни кўрамиз. Структуравий формулаларни тузиш асосан Ассур гуруҳлари тартиби (тузилмалар сони) ва ҳар бир кинематик жуфтни ҳосил қилган бўғинларнинг тартиб рақамларини бошланғич бўғиндан бошлаб, охирги бўғингача кетма-кетликда ифода этилиш услубида амалга оширилади.

Мисол тариқасида 3.24-шаклда кўрсатилган айланғич-судралгичли механизмни структуравий формуласини кўриб чиқайлик.

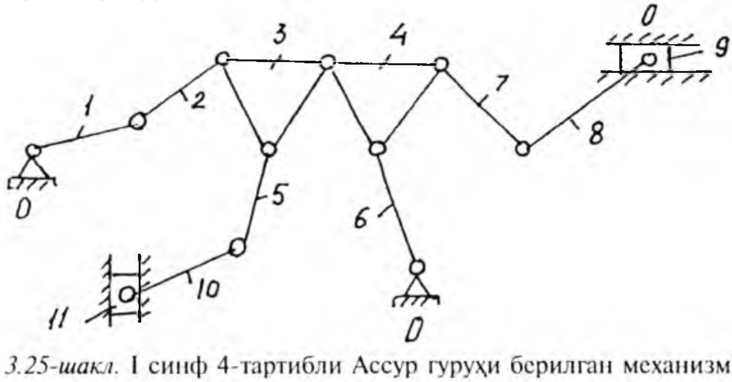
$$I\,(1{,}6) \rightarrow II\,(2{,}3) \rightarrow II\,(4{,}5)$$

бу ерда, I(1,6) — *1,6*-бўғинлар боғланган кинематик жуфт *I* бирламчи механизмни белгилайди;

II(2,3)— *2*- ва *3*-бўғинларни ўз ичига олган *I* синф *2*-тартибли *2*-тур Ассур гуруҳи;

II(4,5) — *4- ва 5-* бўгинларни ўз ичига олган *I* синф *2*-тартибли *1*-тур Ассур гуруҳи.

Айтайлик, берилган 3.25-шаклда келтирилган механизм учун структуравий формулаларни тузиш керак бўлсин.

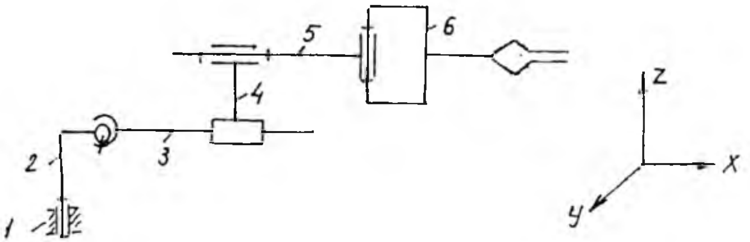


3.25-шакл. I синф 4-тартибли Ассур гуруҳи берилган механизм.

Берилган механизм учун структуравий (тузилиш) формуласи қуйидагича бўлади:

I(0,1) --> IV(2,3,4,5,6,7) --> II(8,9)
\ II(10,11)

Фазовий механизмларни ва манипуляторларни тузилиш формулалари ўзига хос бўлиб, ҳар бир кинематик жуфт бўйича ҳаракатланувчанликнинг тури ва тегишли координата ўқларига боғлиқлиги алоҳида кўрсатилган бўлади. 3.26-шаклда берилган манипулятор механизм учун тузилиш формуласини аниқлаймиз.



3.26-шакл. Манипулятор механизми.

Берилган манипулятор механизми учун структуравий формула қуйидагича бўлади:

$$\overset{\curvearrowleft}{Z} \to \overset{\curvearrowleft\curvearrowleft}{YX} \to \overset{\llcorner}{X} \to \overset{\curvearrowleft}{X} \to \overset{\curvearrowleft}{Z}$$

Бу ерда ҳар бир кинематик жуфтдаги ҳаракатлар координата ўқлари бўйича белгиланган. *2*-бўғин таянч *1* билан *Z* ўқи атрофида айланма кинематик жуфт ҳосил қилса, *2* ва *3* бўғинлар *x* ва *y* ўқлари бўйича *IV* синф айланма кинематик жуфт ҳосил қилади. Агарда манипулятор фақат *V* синф кинематик жуфтлардан таркиб топган бўлса, унинг тузилиш формуласи қўшимча эркинлик даражасини ҳам белгилайди.

3.9. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШИ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Замонавий технология ва техниканинг ривожланиши механизмларни такомиллаштиришга, талабларни ошишига олиб келмоқда.

Бунда асосан қуйидаги талаблар қўйилмоқда: **катта тезликдаги юқори иш унуми; ҳажмининг кичиклиги ва чидамлилиги; қулайлиги ва дизайни; арзонлиги; юқори сифатли маҳсулот бера олиши** кабилардир. Ушбу талабларни максимал даражада бажариш учун ММН фани услублари, назарий ва амалий изланишлар асосий ўринлардан бирини эгаллайди.

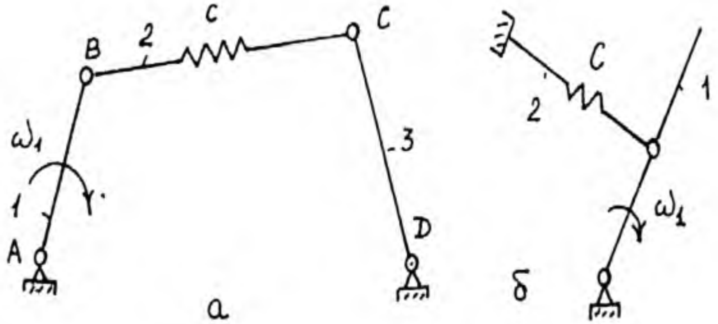
Механизмларнинг тузилишига доир қатор муаммо ва масалалар мавжуд. Уларнинг айримларига тўхталиб ўтамиз.

Қайишқоқ бўғин ва боғланишлар тўғри ҳисобга олинадими?

Дастлаб **қайишқоқ бўғин билан қайишқоқ элемент орқали боғланишни** фарқлаб олайлик. Берилган 3.27а-шаклда келтирилган мисолда қайишқоқ бўғин механизм таркибига кириб, бўғинларнинг ҳаракатларига тўғридан-тўғри таъсир этади. Қайишқоқ бўгиннинг деформацияланиши ҳисобига унинг узунлиги ўзгариб туради.

Демак, ҳаракат қонуни такрорланмай, деформацияланишини ҳисобга олувчи қўшимча боғланиш тенгламаси бўлиши керак.

Мулоҳазалар шуни кўрсатдики, ҳар бир қайишқоқ бўғин механизмни қўзғалувчанлик даражасини биттага оширади, умумлашган координата биттага кўпаяди.



3.27-шакл. Қайишқоқ бўғинли (а) ва қайишқоқ боғланишли (б) механизмлар.

Бу ерда асосий муаммо, ечилиши талаб қилинадиган масала, *BC* бўғиннинг *E* бирликка эга бўлган қайишқоқ қисмини механизм ҳаракати давомидаги деформациялаш қонунини белгилашдир. Қайишқоқ бўгинли текис ричагли

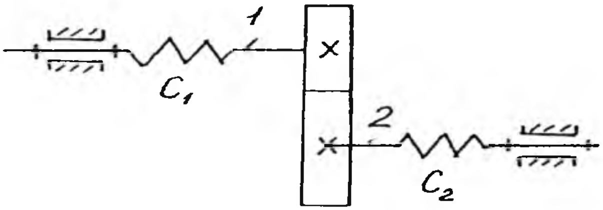
механизмлар учун қўзғалувчанлик даражасини топиш формуласи қуйидагича бўлади:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + a$$

бу ерда, a — қайишқоқ бўғинлар сони.
3.27а-шаклдаги механизм учун:

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

Қайишқоқ бўғин умумий қўзғалувчи n бўғинлар сонига киради. Келтирилган 3.27б-шаклда бирламчи механизм қўшимча қайишқоқ боғланиш билан кўрсатилган. Бунда қайишқоқ элемент *2*-бўғин *1* нинг ҳаракатига таъсир кўрсатмайди. Чунки бўғин *1* идеал қаттиқ жисм деб олинган ва механизмнинг қўзғалувчанлик тартибига таъсир кўрсатмайди. Лекин, аслида қайишқоқ богланиш *2* *1*-бўғин ҳаракатига таъсир қиладими? Муаммо шундан иборатки, ушбу қайишқоқ элементни механизм тузилишига таъсири тўлиқ олиб борилмаган. 3.28-шаклда тишли механизм берилган бўлиб, валлар қайишқоқ, деб кўрсатилган.



3.28-шакл. Қайишқоқ валлари бўлган тишли ғилдиракли механизм.

Берилган механизмда валлар деформацияланиши фақат буралиш билан бўлади (чўзилиш элементи йўқ). Ушбу механизмнинг қўзғалувчанлик даражаси:

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 + 2 = 3$$

Демак, мавжуд битта қўзғалувчанликка яна *2* таси қўшилади. Бу ерда асосий ечилишни топиш керак бўлган масала деформацияларни боғлаш ифодаларини ҳосил қилиш ва тегишлича уларни механизм эркинлик даражасига таъсирини аниқлашдан иборатдир. Умуман олганда, амалиётда

барча бўгинлар деформацияланади ва шунинг учун уларни инобатга олиш усулларини ишлаб чиқиш керак бўлади.

Ўзгарувчан тузилишга эга бўлган механизмларнинг таҳлили ва синтези етарлича ўрганилади.

Ўзгарувчан тузилишли ёки структурага эга механизмлар деганимизда икки маълумотни тушуниш мумкин:

- механизм ҳаракатланиш даврида қўзғалувчанлик даражаси ўзгаради;

- механизм бўғинларининг функцияси, ҳаракат қонуни ўзгаради.

Ушбу механизмларни етарлича батафсил кўриб чиқайлик. Берилган 3.29-шаклда эгилувчан бўғинли кулисали механизм кўрсатилған. Бу механизмни қўзғалувчанлик даражасини профессор А. Жўраев ва доцент Ш. Кенжабоев таклиф қилган (Куровский формуласини ривожлантириб) формуладан фойдаланиб аниқлаймиз:

1) *6*-бўғин *7*-қўзғалмас таянч билан боғланишда бўлмаган ҳолда, *6*- ва *1*-бўғинлар бир бутун деб қаралганда

$$W = 3(n_1 + n_2 + n_3 + n_4) - 2P_5 - P_4$$

бу ерда, n_1 — шкифлар сони, $n_1=4$;
n_2 — ричагли бўғинлар сони, $n_2=1$;
n_3 — эгилувчан бўғин тармоқлари, $n_3=3$;
n_4 — қолган бўғинлар сони, $n_4=1$;

$$P_5=13;\ P_4=0;\ W=1.$$

2) бунда, *6*-бўғин алоҳида кўрилиб, *7*-таянч билан богланишда бўлади:

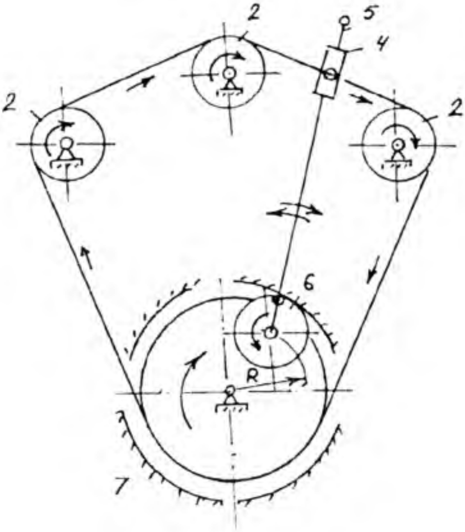
$$n_1 = 4;\ n_2 = 1;\ n_3 = 3;\ n_4 = 2;\ P_5 = 14;\ P_4 = 1;\ W = 1$$

яъни механизм ўз тузилишини ўзгартиради. Агарда 6-бўғин эгилувчан бўгинга боғланса, қўзғалувчанлик даражаси иккига тенг бўлади.

Шунингдек, айлангич-судралгичли механизмнинг 3.17-шаклдаги схемасини кўриб чиқайлик. Ушбу механизмда 2-шатуннинг узунлиги ўзгариши мумкин.

Бу узунликнинг ўзгариши механизм ҳаракати даврида турлича амалга оширилади. Натижада механизмдаги бўғин-

лар функцияси ва ҳаракат шакли ўзгаради, яъни тузилиши ўзгаради. Механизмда шатуннинг узунлиги ўзгариши билан икки айлангичли, икки чайқалгичли, чайқалгич-айлангичли, айлангич-чайқалгичли механизмларнинг вариантлари ҳосил бўлади.



3.29-шакл. Тузилиши ўзгарувчан механизмлар.

Шунинг учун тузилиши ўзгарувчан механизмлар ҳозиргача етарлича ўрганилмаган. Механизмлар тузилишининг таҳлили ва синтези бўйича шунга ўхшаш қатор муаммо ва масалалар мавжуд бўлиб, ўз ечимини кутмоқда.

3.10. «МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШ СХЕМАСИ СИНТЕЗИ ВА КЛАССИФИКАЦИЯСИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ ТЕСТЛАРИ

1. Тузилмалар синтезининг асосий масаласини кўрсатинг.
Жавоблар:
1. Механизмнинг тузилиш схемасини ишлаб чиқиш;
2. Механизмнинг конструкциясини ишлаб чиқиш;

3. Механизмнинг техник лойиҳасини ишлаб чиқиш;
4. Механизмнинг ишчи чизмаларини ишлаб чиқиш;
5. Механизмнинг йиғилмалари чизмаларини ишлаб чиқиш.

2. Тузилма гуруҳининг эркинлик даражаси нимага тенглигини кўрсатинг.

Жавоблар:
1. Мусбат сонга; 2. Нолга; 3. Манфий сонга;
4. Бутун сонга; 5. Касрли сонга.

3. Ассур бўйича механизмнинг ҳосил бўлиш схемасини кўрсатинг.

Жавоблар:
1. Кинематик жуфтларни қайта ўзгартириш йўли билан;
2. Бирламчи механизмларни кетма-кет улаш йўли билан;
3. Тузилма гуруҳларини кетма-кет бирламчи механизм ва таянчга улаш йўли билан;
4. Тузилма гуруҳларини кетма-кет таянчга боғлаш йўли билан;
5. Ихтиёрий ҳолда.

4. Оддий тузилма бирлиги–монада нималардан иборат?

Жавоблар:
1. Иккита бўғин ва учта кинематик жуфтлар элементидан;
2. Битта бўгин ва иккита кинематик жуфтлар элементидан;
3. Битта бўгин ва учта кинематик жуфтлар элементидан;
4. Иккита бўғин ва иккита кинематик жуфтлар элементидан;
5. Битта бўғин ва битта кинематик жуфтлар элементидан.

5. Текис диада I синф 2-тартибли Ассур гуруҳи бўғинлар-n ва кинематик жуфтлар–-P_V сонлари биргаликда нечтадан бўлганда ҳосил бўлади?

Жавоблар: 1. $n = 1$, $P_V = 2$ 2. $n = 2$, $P_V = 2$
3. $n = 3$, $P_V = 3$ 4. $n = 3$, $P_V = 2$
5. $n = 2$, $P_V = 3$.

6. I синф 2-тартибли Ассур гуруҳи хилларининг (модификациялари) нечталигини кўрсатинг.

Жавоблар: 1. Учта; 2. Тўртта; 3. Бешта;
4. Олтита; 5. Етита.

7. Ассур гуруҳининг тартиби нима билан аниқланади?

Жавоблар: 1. Кинематик жуфтлар сони билан;
2. Тортгичлар (поводоклар) сони билан;
3. Ўзгарувчан контурлар сони билан;
4. Базисли бўғинлар сони билан;
5. Ҳамма бўғинлар сони билан.

8 Механизмнинг синф ва тартиби нима билан аниқланади?

Жавоблар:

1 Ассур гуруҳининг катта синфи ва тартиби билан;
2 Ассур гуруҳининг кичик синфи ва тартиби билан;
3. Ҳамма Ассур гуруҳларини ўртача арифметик йиғиндиси билан;
4. Механизм таркибидаги Ассур гуруҳлари сони билан;
5. Механизмнинг эркинлик даражаси билан.

9. Механизмнинг синф ва тартиби бошланғич бўғинни танлашга боғлиқми?

Жавоблар:

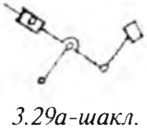
1. Боғлиқ; 2. Боғлиқ эмас; 3. Қисман боғлиқ; 4. Алоқаси йўқ.

10. Манипулятор механизмининг ҳосил бўлиш тартибини кўрсатинг.

Жавоблар:

1. Бўлак бўғинларни кетма-кет қатламлаштириш билан;
2. Ҳаракатланувчанлиги ноль тузилма гуруҳларини кетма-кет қатламлаштириш билан;
3. Механизмларни кетма-кет қатламлаштириш билан;
4. Ассур гуруҳларини кетма-кет қатламлаштириш билан;
5. Ихтиёрий ҳолда.

11. Ассур гуруҳининг синф ва тартибини аниқланг (3.29 а=шакл).



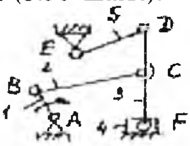
3.29а-шакл.

Жавоблар: 1. Биринчи синф 2-тартибли;
2. Биринчи синф 3-тартибли;

3. Биринчи синф 4-тартибли;
4. Иккинчи синф 6-тартибли;
5. Учинчи синф 6-тартибли.

12. Бошланғичи биринчи бўғин бўлган ясси босма машинаси механизмини синф ва тартибини аниқланг (3.30-шакл).

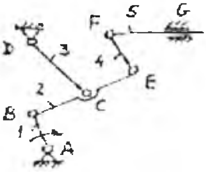
Жавоблар: 1. Биринчи синф 2-тартибли;
2. Биринчи синф 3-тартибли;
3. Биринчи синф 4-тартибли;
4. Иккинчи синф 6-тартибли;
5. Учинчи синф 6-тартибли.



3.30-шакл.

13. Бошланғич деб биринчи бўғинни қабул қилиб, трикотаж машинаси игнадон механизмининг синф ва тартибини аниқланг (3.31-шакл).

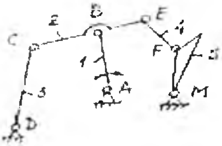
Жавоблар:1. Биринчи синф 2-тартибли;
2. Биринчи синф 3-тартибли;
3. Биринчи синф 4-тартибли;
4. Иккинчи синф 6-тартибли;
5. Учинчи синф 6-тартибли.



3.31-шакл.

14. Етакловчи деб биринчи бўғинни қабул қилиб, тўқув дастгоҳи батанли механизмининг синф ва тартибини аниқланг (3.32-шакл).

Жавоблар: 1. Биринчи синф 2-тартибли;
2. Биринчи синф 3-тартибли;
3. Биринчи синф 4-тартибли;
4. Иккинчи синф 6-тартибли;
5. Учинчи синф 6-тартибли.



3.32-шакл.

15. Механизмни ҳосил қилиш схемасини мисол билан кўрсатинг.

16. Бирламчи механизм, тузилма гуруҳи тушунчаларини изоҳлаб беринг.

17. Оддий фазовий тузилма – монадани таърифлаб беринг.

18. Монаданинг модификацияларини (турларини) кўрсатинг.

19. Диада, триада ва тетрада тушунчаларини мисоллар орқали изоҳланг.

20. Минус-монада қайси ҳолларда ишлатилади, тушунтиришни мисоллар орқали амалга оширинг.

21. Минус-тетрада билан алмаштиришга мисол келтиринг.

22. Ассур гуруҳларини ҳосил бўлишини изоҳлаб беринг.

23. Биринчи синф турли тартибли Ассур гуруҳларига мисоллар келтиринг.

24. Уч тортгичли, тўрт тортгичли, базис тушунчаларини мисоллар билан изоҳлаб беринг.

25. Иккинчи ва учинчи синф Ассур гуруҳлари қандай тузилади?

26. Тортғичсиз базис нимани англатади?

27. Диадани қандай қилиб III синф нолинчи тартибли Ассур гуруҳига айлантириш мумкин?

28. Механизмларнинг синф ва тартиби қандай белгиланади?

II ҚИСМ

МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

Бу қисмда механизмларнинг кинематикаси уларга таъсир қилувчи кучларни назарга олмасдан ўрганилади ва шунингдек, механизмларни кинематик схемаларини баъзи шартлар асосида лойиҳалаш-метрик (кинематик) синтез усуллари кўрилади.

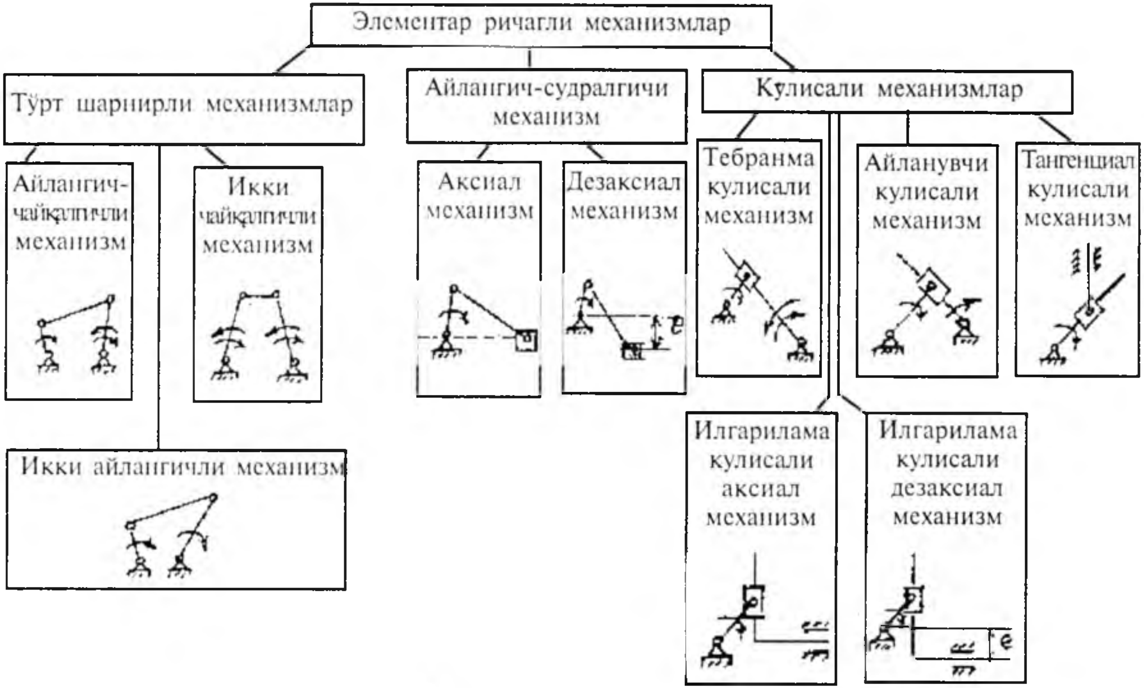
4-БОБ. РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

4.1. РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАР

Ричагли механизмлар бир-бири билан V синф қуйи кинематик жуфтлар билан боғланган ричаглардан ёки стерженлардан иборат. Ричагли механизмлар қатор афзалликларга эга бўлгани учун техникада кенг қўлланилади, чунки уларни тайёрлаш ва ишлатиш осон, ишончлилиги эса юқори ва катта кучларни узатиш мумкин. Айланма кинематик жуфтли ричагли механизмларда ишқаланишнинг кичиклиги ва жуфт элементларнинг ейилишга чидамлилиги юқори бўлгани учун фойдали иш коэффициенти каттадир.

Ричагли механизмлар камчиликдан холи эмас. Масалан, механизм бўғинларидан талаб қилинган ҳаракат қонунларини, айниқса, тўхтаб ҳаракат қилишини доимо амалга ошириб бўлмайди. Кўпинча ричагли механизмларнинг кирувчи бўғини текис ҳаракат қилишига қарамай, чиқувчи бўғинининг текис ҳаракатига эришиб бўлмайди.

Ричагли механизмлар Ассур классификациясига асосан синфлар ва тартибларга бўлинади. Бунда қўшимча ричагли механизмларнинг элементар ва қўшма механизмларга бўлинишини таъкидлаш зарур.



4.1-шакл. Бошланғич бўғинли айланувчи I синф 2-тартибли оддий текис механизмларнинг классификацияси.

Элементар механизм деганда, таркибида I синф 1-тартибли бирламчи механизм ва унга бириктирилган турли синф ва тартибдаги битта Ассур гуруҳидан иборат механизм тушунилади.

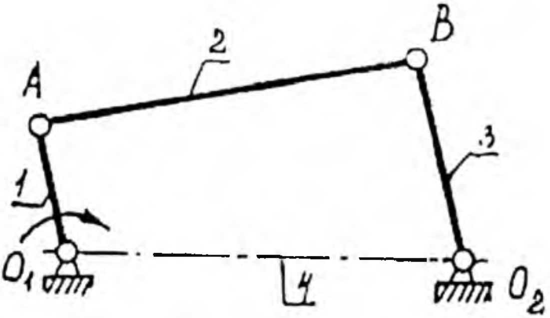
Қўшма ёки мураккаб механизмлар элементар механизмларга тузилмалар бирликлари — Ассур гуруҳларини қўшиш билан ҳосил бўлади.

Техникада кўпроқ қўлланиладиган I синф 2-тартибли элементар, 4 шарнирли ва айлангич-судралгичли механизмлар билан танишайлик:

4.1- шаклда бундай механизмларни классификацияси келтирилган. Текис элементар механизмларнинг тафсилотида керак бўлганда уларнинг фазовий турларига ҳам тўхталиб ўтамиз.

4.1.1. Тўрт шарнирли механизм

Механизм икки поводокли учта айланма кинематик жуфтли Ассур гуруҳидан иборат (4.2-шакл). Маълумки, механизм учта ортиқча боғланишга эга ва уларни йўқотиш усули иккинчи ва учинчи бобларда баён қилинган.



4.2-шакл. Тўрт шарнирли механизм.

Бўғинларнинг номи билан танишайлик.

Таянч билан айланма кинематик жуфтлар ҳосил қилувчи 1 ва 3 бўғинлар тўлиқ айланма ҳаракат қилса, айлангич, агарда тебранма ҳаркатланса, чайқалгич, деб аталади. Кўпинча 4.2-шаклда кўрсатилгандек, 1 бўғин айлангич, 3 бўғин чайқалгич, мураккаб ҳаракатланувчи 2 бўғин шатун, қўзғалмас 4 бўғин таянч деб аталади. Умуман олганда, тўрт шарнирли

механизмни учта турга ажратиш мумкин: айлангич-чайқалгичли, икки айлангичли ва икки чайқалгичли.

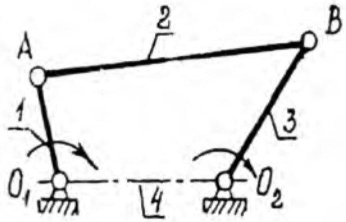
Қуйида улар билан танишамиз:

а) Айлангич-чайқалгичли механизм

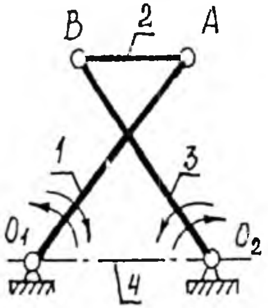
Бу механизмда таянч билан кинематик жуфт ҳосил қилиб, доимо айланувчи 1 бўғин айлангич, тебранма ҳаракатланувчи 3 бўгин чайқалгич ҳисобланади (4.2- шакл).

б) Икки айлангичли механизм

Бу механизмда таянч билан боғланган 1 ва 3 бўғинлар тўлиқ айланма ҳаракатланади (4.3-шакл).



4.3-шакл. Икки айлангичли механизм.

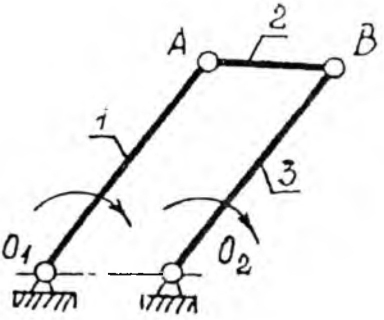


4.4-шакл. Икки чайқалгичли механизм.

в) Икки чайқалгичли механизм

Бу механизмда 1 ва 3 бўғинлар тўлиқ айланмайди (4.4 шакл). Улар фақат қандайдир бурчакка тебраниши мумкин ва шу сабабли чайқалгичлар ҳисобланади.

Айлангич-чайқалгичли механизмлар айланма ҳаракатни тебранма ҳаракатга ўзгартиради. Агарда механизмда кирувчи ва чиқувчи бўғинларнинг ўрни алмаштирилса, 3 бўғиннинг тебранма ҳаракати 1 бўғинни айланма ҳаракатига айлантирилади.



4.5-шакл. Параллелограмм

Икки айлангичли механизмда айланма ҳаракат 1 бўғиндан 3 бўғинга узатилади. Умуман, 1 ва 3 бўғинлар турли бурчак тезликлари билан айланади ва 3 бўғин нотекис ҳаракатланади. Аммо шарнирли параллелограмм механизмида $l_1=l_3$ ва $l_2=l_4$ бўлгани учун 1 ва 3 бўғинлар бир хил бурчак тезлиги билан айланади (4.5-шакл).

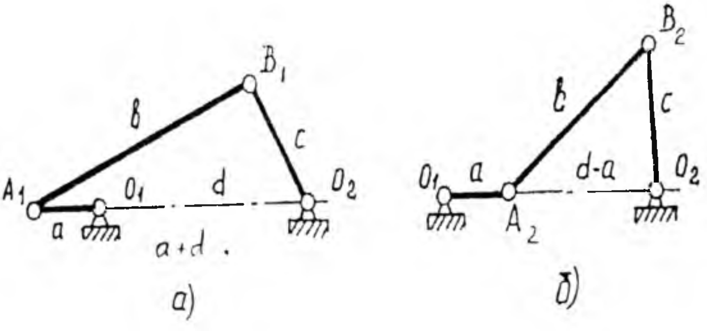
Икки чайқалгичли механизмлар тебранма ҳаракатни кирувчи 1 бўғиндан 3 чиқувчи бўғинга узатади.

4.1.2. Тўрт шарнирли механизмда айлангичнинг намоён бўлиши. Грасгоф қоидаси. Босим ва узатиш бурчаклари.

Тўрт шарнирли механизм турини аниқлаш қоидасини ва айлангичнинг намоён бўлиш шартини Грасгоф асослаб берди.

Бўғинларининг узунликлари a,b,c,d бўлган тўрт шарнирли механизмда энг қисқаси a бўғини, энг узуни d бўғини бўлсин.

Механизмда айлангич тўлиқ айланиши мумкин бўлган иккита ҳолатни кўрайлик (4.6-шакл).



4.6-шакл. Тўрт шарнирли механизмнинг икки ҳолати.

4.6-а ва 4.6-б шаклларида иккита $A_1B_1O_2$ ва $A_2B_2O_2$ учбурчаклари ҳосил бўлди. Улар учун иккита тенгсизлик ифодаларини тузиш мумкин!

$$a+d<b+c \qquad (4.1)$$

$$d-a<b+c \qquad (4.2)$$

Бу тенгсизликлар учбурчакларнинг маълум бўлган хусусиятларини ифодалайди: учбурчакнинг томони қолган икки томонининг йигиндисидан кичик.

Агарда (4.1) тенгсизлик бажарилса кучсизроқ бўлган (4.2) ифода ҳам бажарилади. (4.1) тенгсизликдан Грасгофнинг асосий қоидасини таърифлаш мумкин: **агарда энг қисқа ва энг катта бўғинларнинг узунликларини йиғиндиси қолган бўғинларнинг узунликлари йигиндисидан кичик бўлса энг қисқа бўғин айлангич бўлиши мумкин.**

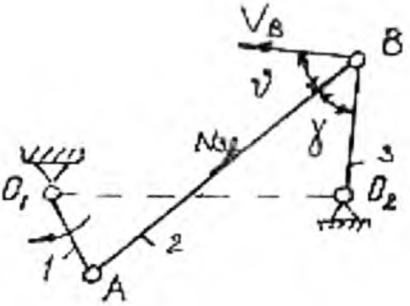
Грасгоф, шунингдек, қуйидаги қоидаларни ҳам асослади:

1. Агарда (4.1) шарти бажарилса ва таянч энг қисқа бўғин билан ёнма-ён жойлашса, тўрт шарнирли механизм айлангич-чайқалгичли механизм бўлади;

2. Агарда (4.1) шарти бажарилса ва энг қисқа бўғин таянч бўлса механизм икки айлангичли бўлади.

3. Қолган бошқа ҳолатларда, яъни (4.1) шарти бажарилмаганда ва (4.1) шарти бажарилиб энг қисқа бўғин шатун бўлганда тўрт шарнирли механизм икки чайқалгичли ҳисобланади.

Механизмни ишлашида узатиш бурчаги ёки босим бурчаги зарур кўрсаткичлар ҳисобланади.



4.7-шакл. Босим ва узатиш

4.7-шакл. Тўрт шарнирли механизмда босим ва узатиш бурчаклари (υ-босим бурчаги, γ-узатиш бурчаги).

Етакланувчи бўғинга таъсир этувчи N куч вектори билан куч қўйилган нуқтани тезлик вектори орасидаги ўткир бурчак босим бурчаги, деб аталади. Бунда шарнирдаги ишқаланиш ҳисобга олинмайди. Махсус адабиётларда кўпинча υ босим бурчаги ўрнига уни 90^0 га тўлдирувчи γ узатиш бурчагидан фойдаланилади.

4.7-шаклда 3 ва 2 бўғинлар орасидаги υ босим бурчаги учинчи бўғинни иккинчи бўғинга таъсир этувчи N_{32} босим кучининг вектори билан В нуқтани V_B тезлик вектори орасидаги ўткир бурчак бўлса, чайқалгич ва шатун орасидаги бурчак γ узатиш бурчаги эканлиги кўрсатилган.

Босим бурчаги механизмнинг самарали фойдаланиш шартига таъсир қилади.

Босим бурчагини қиймати қанча кичик бўлса (узатиш бурчаги қанча катта бўлса), механизмдаги кучлардан шунча яхшироқ фойдаланилади.

Механизмнинг баъзи ҳолатларида, яъни шатун ва чиқувчи бўғинларнинг ўқи бир тўғри чизиқда жойлашганда, босим бурчаги 90^0 га, узатиш бурчаги ноль градусга тенг бўлади. Бундай ҳолат «ўлик» ҳолат, деб аталади. «Ўлик» ҳолатда ўз-ўзидан тўхташ ёки «тиқилиш» содир бўлиб, шатунни чайқалгичга таъсир кучи қанча бўлишига қарамай, механизм ҳаракатланмайди.

Механизмларнинг синтезида «ўлик» ҳолатларни содир бўлишига йўл қўймаслик, яъни механизмнинг турли ҳолатларида босим бурчаги рухсат этилгандан кичик бўлишини таъминлаш шарти олдиндан кўзлаб қўйилиши керак.

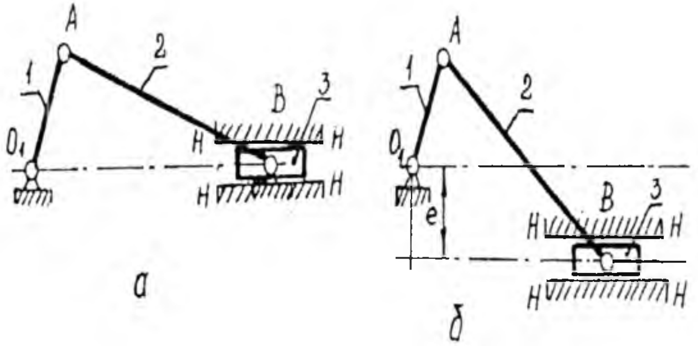
3.5г-шаклда тўрт шарнирли механизмнинг фазовий кўриниши келтирилган. Бу механизм I синф 1-тартибли бирламчи механизмга фазовий диадани бириктириш орқали олинган. Механизмнинг тузилиш схемасини бошқа йўл билан олиш мумкин. Бунинг учун текис тўрт шарнирли механизмдаги учта ортиқча боғланишларни кинематик жуфтлари синфини учтага-иккита, V синфли кинематик жуфтларни III ва IV синфли кинематик жуфтларга алмаштириш керак.

Фазовий айлангич-чайқалгичли механизм техникада кенг қўлланилади. Юқорида қайд этилган ричагли механизмлар афзалликларига таянч билан боғланган бўғинларни турли текисликларда жойлаш мумкинлигини қўшиш керак.

4.1.3. Айлангич-судралгичли механизм

Айлангич-судралгичли механизм тузилишига қараб I синф 1-тартибли бирламчи механизм ва унга бириктирил-

ган иккинчи хилдаги айланма ва битта илгарилама жуфтли икки тортгичли (поводокли) гуруҳдан иборат (4.8-шакл). Бу механизм 4 шарнирлигига ўхшаб учта ортиқча боғланишларга эга ва уларни маълум бўлган усуллар билан йўқотиш мумкин.



4.8-шакл. Айлангич-судралгичли механизм
(а —аксиал, б —дезаксиал механизм).

Механизмнинг илгарилама-қайтма ҳаракатланувчи 3 бўғини судралгич, деб аталади.

Судралгични Н-Н йўналтирувчиси кўпинча тўғри чизиқли, баъзида эса айлана ёйи шаклида бажарилади. Судралгич ҳаракат чизигининг жойлашишига қараб, 4.8-шаклда кўрсатилганидек, аксиал (марказий) ва дезаксиал (номарказий) механизмларга ажратиш мумкин. Аксиал айлангич-судралгичли механизмда (4.8а-шакл) судралгични Х-Х ҳаракат чизиғи айлангичнинг 0 марказидан ўтади, дезаксиалда эса бу чизиқ е масофада жойлашади. е масофа эксцентритет ёки дезаксиал деб аталади ва γ ишорага эга бўлади.

1 бўғиннинг ҳаракатига қараб, айлангич-судралгичли ва чайқалгич-судралгичли механизмларни учратиш мумкин. Айлангич-судралгичли механизмда 1 бўгин айлангич бўлса, чайқалгич-судралгичда 1 бўғин чайқалгич ҳисобланиб, у тўлиқ айланмайди. Дезаксиал айлангич-судралгичли механизмнинг ҳаракатлана олиши, яъни кривошипнинг намоён бўлиш шарти қуйидагича бўлади.

$$l_2 > l_1 + e \qquad (4.3)$$

бу ерда, l_2 — шатуннинг узунлиги;

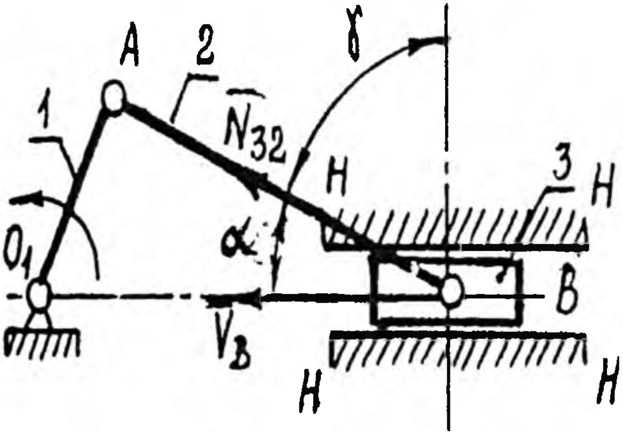
l_2 — айлангичнинг узунлиги;

e — дезаксиал.

Агарда (4.3) шарти бажарилмаса механизм чайқалгич-судралгичли механизм бўлади. Айлангич-судралгичли ва чайқалгич-судралгичли механизмлар 1 бўғинни айланма ёки тебранма ҳаракатларини 3 бўғиннинг илгарилма-қайтма ҳаракатига ва аксинча, илгарилама-қайтма ҳаракатни айланмага ёки тебранмага айлантиради.

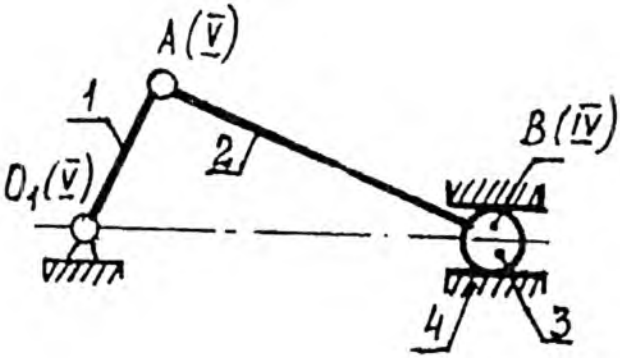
Тарихчиларнинг фикрича, айлангич-судралгичли механизм ғоясини биринчи бўлиб улуг математик олим Лейбниц таклиф қилган, аммо бу фикр техникада анча кечикиб амалга оширилган.

4.9-шаклда айлангич-судралгичли механизмнинг α босим ва γ узатиш бурчаклари кўрсатилган.



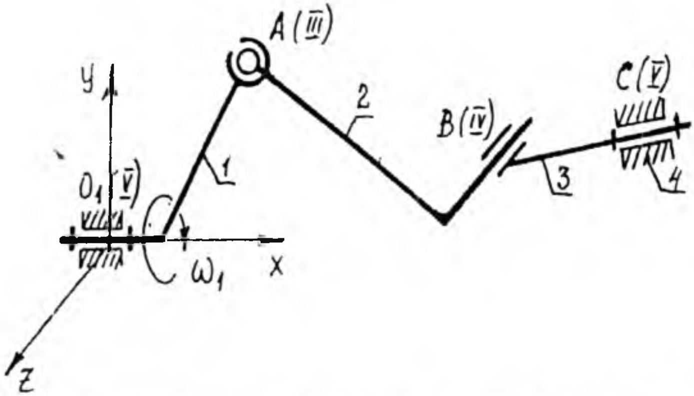
4.9-шакл. Айлангич-судралгичли механизмда босим ва узатиш бурчаклари (α —босим ва γ-узатиш бурчаги).

Техникада, шунингдек, уч бўғинли айлангич-судралгичли механизмлар қўлланади. Бундай механизм I синф 1- тартибли механизмга текис монадани бириктириш орқали ҳосил бўлади (4.10-шакл) ва унда судралгич бўлмайди. Судралгичнинг вазифасини шатуннинг олий жуфти бажаради.



4.10-шакл. Олий жуфтли уч бўғинли айлангич-судралгичли механизм.

Текис айлангич-судралгичли механизмни учта ортиқча боғланишларини кинематик жуфтлар синфини пасайтириш усули билан йўқотиб, техникада кенг қўлланиладиган фазовий айлангич-судралгичли механизмни ҳосил қилиш мумкин (4.11-шакл).

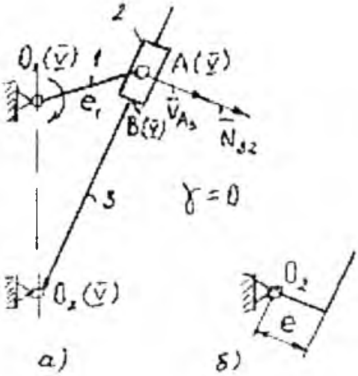


4.11-шакл. Айлангич-судралгичли фазовий механизм.

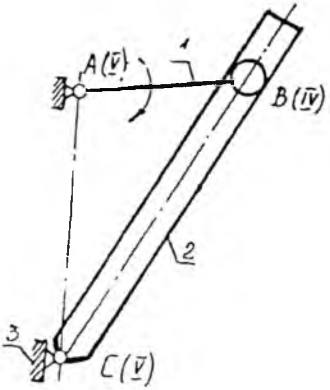
Техникада I синф 1-тартибли механизм ва унга бириктирилган фазовий монададан ҳосил бўлган уч бўғинли айлангич-судралгичли механизм қўлланилади (3.5б-шакл).

4.1.4. Кулисали механизмлар

I синф 1-тартибли бирламчи механизм ва икки поводокли ўртасида илгарилама жуфтли учинчи турдаги Ассур гуруҳидан ҳосил бўлган Витвортнинг кулисали механизми билан танишайлик (4.12-шакл).



4.12-шакл. Витвортнинг кулисали механизми.



4.13-шакл. Олий жуфтли уч бўғинли кулисали механизм.

Механизмда 3 бўғин 2 судралгич-тош учун йўналтирувчи бўлиб кулиса ҳисобланади.

Баъзида 3 кулиса айланиш ўқидан е масофага силжиган ҳолда бажарилади (4.12б-шакл).

Кулисали механизмда айлангич кирувчи бўлганда, босим бурчаги нолга тенг бўлади.

Амалда кулисалар тўғри чизикли, гоҳида айлана ёйи шаклида бўлиши мумкин.

Кулисали механизмда 2 тошни ва қуйи A(V) ҳамда B(V) кинематик жуфтларни битта олий жуфт билан алмаштирилса, натижада уч бўгинли тошсиз кулисали механизм (4.13-шакл) ҳосил бўлади. Бунда олий жуфт элементидан иборат моладани бир қисми тош вазифасини бажаради. Айлангич ва таянчнинг узунлиїклари нисбатига қараб кулиса тебраниши ёки айланиши мумкин.

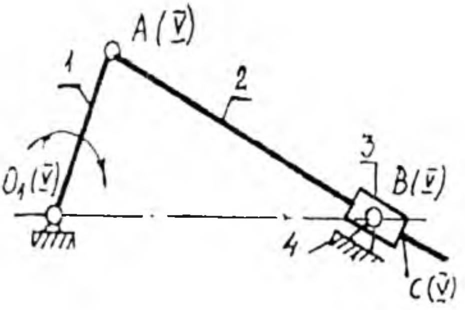
$$l_1 > l_4 \qquad (4.4)$$

шарти бажарилганда кулиса тўлиқ айланади, акс ҳолда, механизм тебранма кулисага айланади.

Айланма кулисали механизмда ҳаракат 1 бўғиндан 2 бўғинга узатилади. Айлангичнинг текис ҳаракати кулисанинг нотекис айланма ҳаракатига ўзгартирилади.

Тебранма кулисали механизмда айлангичнинг айланма ҳаракати кулисанинг тебранма ҳаракатига ўзгартирилади.

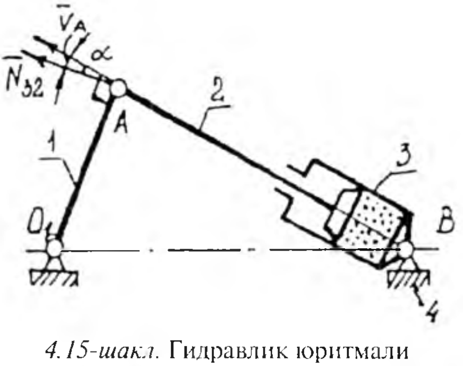
Кўрсатилган тузилма элементларидан фойдаланиб кулисали механизмни 4.14-шаклда келтирилганидек, бошқа ҳар хил вариантда йиғиш мумкин. Бу ҳолда тоши тебранувчи тошли кулисали механизм ҳосил бўлади. Кулиса мураккаб ҳаракат қилгани учун шатун, деб аталиши мумкин.



4.14-шакл. Тебранма тошли кулисали механизм.

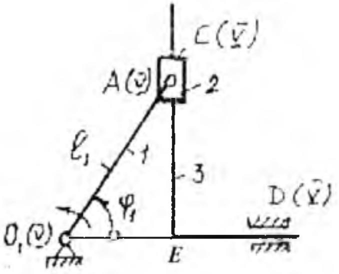
Тебранма тошли кулисали механизмлар гидравлик юритмали механизмларда, кранларда, экскаваторларда, роботсозликда ва бошқаларда кенг қўлланилади (4.15-шакл).

Бу механизмда тош гидроцилиндр кўринишида, кулиса эса учида ёғ босими остида цилиндр бўйлаб ҳаракатланувчи поршенга эгадир. Натижада 1 бўғин чиқувчига айланади.



4.15-шакл. Гидравлик юритмали кулисали механизм.

Витвортни кулисали механизмида айланма O_2 (V) кинематик жуфтни илгариламага алмаштирилса, илгарилама ҳаракатланувчи янги кулисали механизм келиб чиқади (4.16-шакл). Бу механизм уни ихтиро қилган Вольф номи билан аталади.



O_1AE учбурчакдан:

$AE=l_1 \sin\varphi_1$, (4.5)

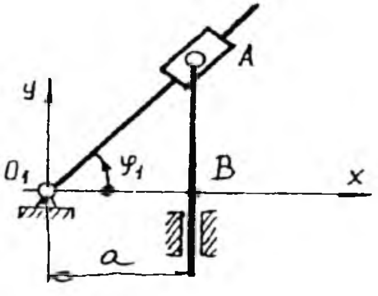
Агарда $l_1=1$ бўлса,

$AE=\sin\varphi_1$

Шунинг учун Вольф механизми кўпинча синусли механизм, деб аталади.

4.16-шакл. Вольфнинг илгарилама кулисали механизми.

Бирламчи I синф 1-тартибли механизмга икки тортгичли Ассур гуруҳини бешинчи хилини қўшиш натижасида тангенсли кулисали механизм ҳосил бўлади (4.17-шакл).



ΔO_1AB дан

$$tg\,\varphi_1 = \frac{Y_A}{} \quad (4.6)$$

Агарда a=1 бўлса,

$$tg\ \varphi_1 = Y_A$$

Механизм φ_1 бурчак тангенси фукнциясини такрорлайди.

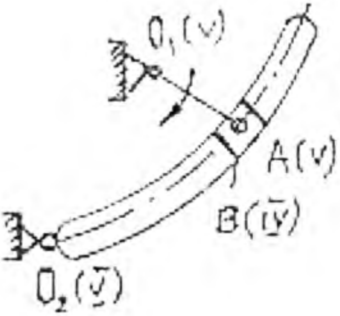
4.17-шакл. Тангенс механизми.

Техникада текис кулисали механизмлар билан бир қаторда фазовий кулисали механизмлар ҳам қўлланилади. Фазовий механизмлар I синф 1-тартибли бирламчи механизмга фазовий бириктириш орқали ҳосил бўлади.

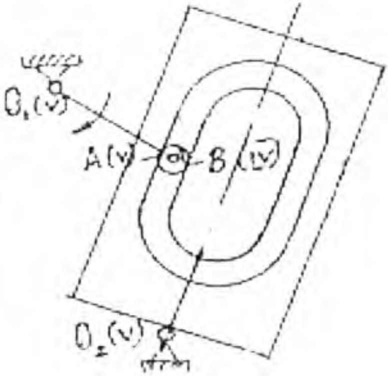
4.18.-шакл. Тебранма кулисали тўрт бўғинли фазовий кулисали механизм.

4.18-шаклда фазовий тебранма кулисали механизмни кинематик схемаси кўрсатилган.

Бу механизмда тош вазифасини бажарувчи иккинчи бўғин A(V) ва B(II) кинематик жуфтларига, тирсак 1-айлангич ва 3 кулиса 4 таянч билан O_1(V) ва O_2(V) ҳамда кинематик жуфтлар ҳосил қилади. Шунингдек, кулисани мураккаб ҳаракатларини ҳосил қилиш учун уни йўналтиргич қисми эгри профилдан иборат бўлиши мумкин (4.18а-шакл). Профессор А.Жураев томонидан таклиф этилган механизмда тош кулисанинг ёпиқ контурли йўналтиргичида ҳаракат қилади (4.18б-шакл).



4.18 а-шакл. Йўналтирувчи эгри профилли кулисали механизм.

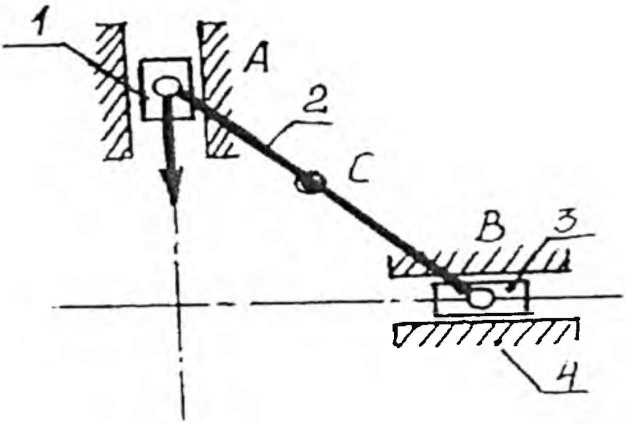


4.18 б-шакл. Ёпиқ контурли йўналтиргичли кулисали механизм.

4.1.5. Илгариланма ҳаракатланувчи кирувчи бўғинли I синф 2-тартибли оддий механизмлар

I синф 1-тартибли механизм бошлангич бўғинини илгарилама ҳаракатлантириб, унга икки тортгичли (поводокли) Ассур гуруҳларини қўшсак, турли элементар механизмларни ҳосил қилиш мумкин.

Шундай механизмлардан бири — эллипсограф механизми 4.19-шаклда кўрсатилган.



4.19-шакл.

Механизмда 1 кирувчи бўгинни илгарилама ҳаракати 3 судралгичнинг нотекис илгарилама ҳаракатига айлантирилади. Ҳаракатда 2 шатунининг нуқталари турли эллипсларни, унинг ўртасидаги С нуқта эса доира чизиш механизмнинг ажойиб хусусияти ҳисобланади.

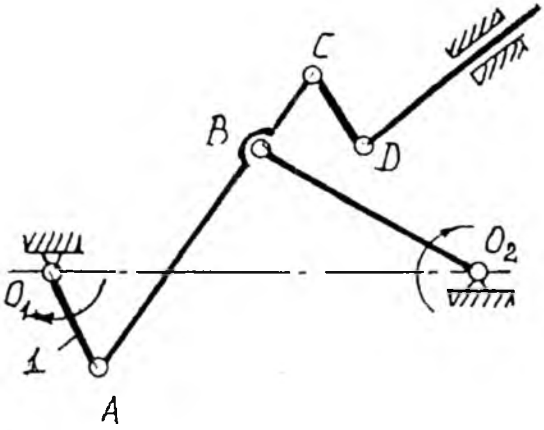
Элементар I синф 2-тартибли механизмларни кўриб чиқишни тугатишда ундан ҳам юқори тартибли механизмлар борлигини айтиб ўтиш керак.

4.1.6. Таркибли (мураккаб) ричагли механизмлар

Мураккаб ричагли механизмлар таркибида икки ва ундан ортиқ Ассур гуруҳлари бўлиши мумкин. Бу гуруҳлар айлангичга кетма-кет, параллел ёки аралаш ҳолда бириктирилиши мумкин. 3.21-шаклда трикотаж машиналарида қўлланилган мураккаб ричагли механизм кўрсатилганди. Техникада турли мураккаб ричагли механизмларни қўлланилишига кўп мисоллар келтириш мумкин.

Трикотаж машиналарида қўлланиладиган нинадонли ҳаракатлантирувчи механизм билан танишайлик (4.20-шакл).

Механизм 1 айлангичга кетма-кет уланган I синф 2-тартибли иккита Ассур гуруҳидан иборат.



4.20-шакл. Таркибли ричагли механизм.

Хулоса қилиб, ричагли механизмлар фақат ёпиқ кинематик занжирлар асосида қурилиб қолмай (бу бобда кўриб чиқилганидек), юқорида қайд қилингандек (3.7) очиқ кинематик занжирлар асосида ҳам қурилиши мумкинлигини эслаб ўтиш керак.

4.2. РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ

Механизмларнинг кинематик таҳлили, одатда ҳаракатнинг битта кинематик цикли учун бажарилади, яъни шундай давр учунки, унинг тугаши билан ҳаракатнинг кинематик характеристикалари яна такрорланиши керак.

Айлангич бир марта айланганда кинематик цикл тугайди, аммо баъзи ҳолларда бундан истисно бўлиши мумкин

Ҳар қандай механизмнинг кинематик таҳлили унинг Ассур асосида ҳосил бўлиш тартибига мос ҳолда бажарилади.

Дастлаб бошланғич бўғинни, сўнгра Ассур гуруҳларининг кетма-кет I синф 1-тартибли бирламчи меха-

низмга қўшилиши тартибида нуқталарининг ва бўғинларининг кинематик характеристикалари аниқланади.

4.2.1. Кинематик таҳлилнинг вазифалари. Механизмларнинг кинематик характеристикалари

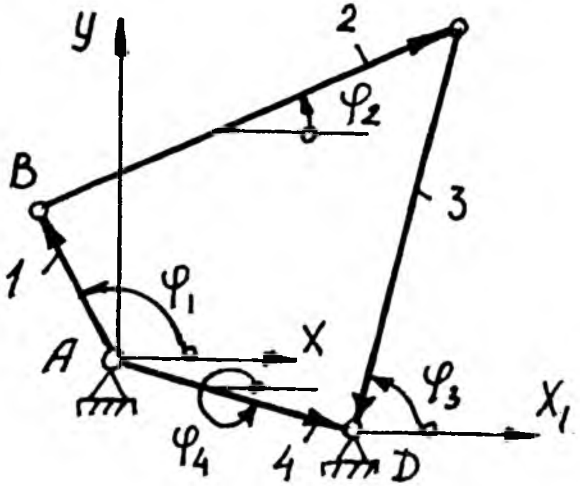
Механизмларнинг кинематик таҳлилини асосий вазифалари қуйидагилардир:

а) бўғинларнинг ҳолатини ва нуқталарнинг траектория ларини аниқлаш;

б) нуқталарнинг чизиқли (V) ва бўғинларнинг бурчак (ω) тезликларини аниқлаш;

в) нуқталарнинг чизиқли (а) ва бўғинларнинг бурчак (ε) тезланишларини аниқлаш.

Юқорида қайд қилинган механизм ҳаракатининг кинематик параметрлари умумлашган ҳолда кинематик характеристикалари деб аталади. 4.21-шаклда тўрт шарнирли механизмни кинематик характеристикаларини аниқлаш схемаси келтирилган. Бу ерда ҳар бир бўғин вектор сифатида тасвирланган.



4.21-шакл. Тўрт шарнирли механизмни кинематик характеристикаларини аниқлаш учун тузилган схема.

Кинематик характеристикалар

№	Чиқувчи бўғинни С нуқтаси учун	Чиқувчи 3 бўғин учун
1	Ҳаракат қонуни $S_C = S_i\ (t)$	Ҳаракат қонуни $\varphi_3 = \varphi_3\ (t)$ (4.7)
2	Чизиқли тезликлар $V_C = \frac{dS_C}{dt}$	Бурчак тезликлар $\omega_3 = \frac{d\ \varphi_3}{dt}$ (4.8)
3	Чизиқли тезланишлар $a_C^t = \frac{d^2 S_C}{dt^2}$ $a_C^n = \frac{V_C^2}{l_{CD}}$	Бурчак тезланишлар $\varepsilon_3 = \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2}$ (4.9)

Юқорида кўрсатилган кинематик характеристикалар I бошланғич $\varphi_1 = \varphi_1\ (t)$ берилган ҳолатлари орқали аниқланади. Агарда бошланғич бўғиннинг ҳаракат қонуни номаълум бўлса, механизм учун бошқа кинематик характеристикалар аниқланади:

а) Ҳолат функциялари $S_C = S_C(\varphi_1)$ ёки $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ (4.10)

б) Тезлик аналоглари $V_{qc} = \frac{dS_C}{d\varphi_1}$ ёки $\varphi_3 = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}$ (4.11)

в) Тезланиш аналоглари $a_{qc}^t = \frac{d^2 S_C}{d\varphi_1^2}$ ёки $\varepsilon_{q3} = \frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2}$ (4.12)

Кинематик характеристикалардан бирини билиб, иккинчисига ўтиш осон. Масалан, нуқталарнинг тезликлари билан уларнинг аналоглари орасидаги боғланишни қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$V_C = \frac{dS_C}{dt} = \frac{dS_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = V_{qc}\ \omega_1 \quad (4.13)$$

Шунга ўхшаш тарзда нуқталарнинг a_C тезланишлари билан a_{qc} аналоглари орасидаги боғланишни ифодалаш мумкин.

$$a_c = a_{qc}\omega_1^2 + v_{qc}E_1 \quad (4.14)$$

4.2.2. Механизмларнинг кинематик таҳлили усуллари

Механизмлар кинематик таҳлилининг турли усуллари қўлланилади. Бу усуллар ҳақидаги баъзи бир тушунчаларни 4.22-шаклда келтирилган схемадан кўриш мумкин. Ричагли механизмларнинг кинематик таҳлилининг универсал усули йўқлигини огоҳлантириб, турли синф ва тартибдаги механизмларнинг тадқиқоти турли усулларда бажарилишини таъкидлаш керак. Фақат I синф 2-тартибли механизмларнинг кинематикаси масалалари аниқ ечимга эга. Механизмларнинг тартиби ошиши билан кинематиканинг якунловчи тенгламалари юқори бўлиб, уларни илдиз остида ечиш мумкин эмас. Бундай тенгламалар фақат тахминий усулларда (итерация ва бошқа усулларда) ечилиши мумкин. Юқори синф ва тартибли механизмларни кинематика масалаларини график усулда ечишда фақат циркуль ва чизгич етарли бўлмайди.

Механизм ва машиналар назариясида аналитик, график, графоаналитик, экспериментал ва моделлаштириш усуллари қўлланади.

Механизмнинг кинематик характеристикаларини аниқлаш учун кинематик таҳлилни аналитик усулларидан фойдаланилганда керакли тенгламалар тузилади ва текшириладиган ҳаракат даври ичида механизмнинг ҳамма ҳолатлари учун умумий ечим олинади. Кинематик таҳлилда қўлланиладиган формулалар аниқ ёки тахминий бўлиши мумкин, бажариладиган ҳисоблар ҳам шунга мос аниқ ёки тахминий бўлади. Аммо, тахминий ҳисоблар, аниқликларга қараганда қадрсиз эмас, чунки тахминий ҳисоблаш усули билан талаб қилинган аниқликдаги натижаларни олиш мумкин.

Механизмларнинг кинематик таҳлили усулларини кўриб чиқишни аналитик усуллардан бошлаймиз.

Ричагли механизмларнинг кинематик тадқиқотининг аналитик усулларини фойдаланилган математик услублар мезони асосида аниқ классификациялаш қийиндир, чунки таҳлил усули турли математик аппаратларни турлича қўллаш билан ифодаланади. Шунинг учун ричагли механизмларнинг кинематик таҳлилини аналитик усуллари икки катта гуруҳларга бўлинади:

1. Геометрик (тригонометрик) усул;

4.22-шакл. Механизмларнинг кинематик таҳлили усуллари классификацияси

2. Алгебраик усул.

Геометрик усул векторлар контурларидан фойдаланишга асосланган. Векторлар контурларини координата ўқларига проекциялари тенгламаларидан фойдаланиб механизмларни кинематик таҳлилининг кўп масалаларини ечиш мумкин.

Механизмларнинг кинематик схемасини алмаштирувчи векторлар контурлари назариясини қўллаш, бўғинларнинг ҳар қандай нисбий ҳаракатини айланма ва илгарилама ҳаракатларнинг йиғиндисидан иборат, деб винтларни ҳаракатига қиёслаб келтириш, ёпиқ векторлар контурларнинг тенгламаларини комплекс ва гиперкомплекс функциялар билан ифодалаш ва бошқа геометрик усуллар ҳам қўлланилмоқда. Бу усуллар турли математик аппаратларни қўллашга асосланган.

Геометрик усулларни қатор афзалликлари билан бирга фазовий механизмларнинг таҳлилида қўлланилганда камчиликлари намоён бўлмоқда.

Механизм бўғинларининг ўқларида етувчи векторлар фазовий механизмлар кинематик жуфтларининг хусусиятларини тўлиқ ифодаламайди. Бу эса фазовий шаклдаги бўғинларни нисбий ҳолатини аниқловчи параметрлар орасида қўшимча богланишларни келтириб чиқаришни талаб қилади.

Алгебраик усулда геометрик богланишлар ва координата системасида ёпиқ занжирнинг тенгламалари битта тенглама билан ифодаланади.

Алгебраик усулда механизм кинематик жуфтларининг ҳамма ҳаракатланувчанлигини назарга олиниши унинг фазовий механизмларни таҳлил қилишда афзаллиги ҳисобланади.

Ҳаракатнинг кинематик характеристикаларини аниқлаш учун координаталарни ўзгартириш тенгламаларини кетма-кет қўллашга ва чизиқли алгебра аппаратидан фойдаланишга асосланган усуллар алгебраик усуллар орасида кенг тарқалган.

Матрица усули махсус координаталар системасини қўллашга ва матрицалардан фойдаланиш тартибига боглиқ бир неча гуруҳларга бўлинади:

а) учинчи тартибли координаталарни ўзгартиришда квадрат матрицаларни қўллаш усули;

б) тўртинчи тартибли матрицаларни қўллаш усули.

Матрицаларни стандарт дастурлардан фойдаланиб ҳисоблаш, машиналарида ечиш осонлиги матрица усулини кенг тарқалишига олиб келди.

Математик аппаратни қўллаб, ЭҲМ ёрдамида механизмларни кинематик тадқиқотини автоматлашган системасини яратиш мумкинлиги аналитик усулнинг муҳим афзаллигидир. Бу ғояни амалга ошириш учун I синф 2-тартибли механизмлар тадқиқотини автоматлаштиришда бошланғич ва ҳамма икки тортгичли (поводокли) Ассур гуруҳларини кинематик таҳлилини алгоритмлари ишлаб чиқилган.

Амалда қўлланувчи механизмларнинг кинематик таҳлилини автоматлашган системаси ҳисоблашни тезлаштириб олинадиган натижалар аниқлигини ошириб муҳандис ва конструкторларни чарчатадиган ҳисоблаш ишларидан озод қилди.

Механизмларнинг кинематик таҳлили график усулларини кўриб чиқамиз.

Узоқ вақт график усул механизмларнинг кинематик таҳлилини асосий усули ҳисобланиб келди. Уларнинг баъзиларига тўхтаймиз.

I синф 2-тартибли механизмларнинг бўғинлари ҳолатини чизмада график тарзда аниқлаш учун «кесиштириш» усули қўлланади. Учбурчак ва тўртбурчакларни маълум бўлган баъзи параметрлар асосида геометрик шаклини қуриш кесиштириш усулидир.

Механизмнинг бўғинлари узунлиги катта бўлиб, чизма сатҳига жойлашмаганда доиравий шаблонлар усулидан фойдаланган маъқул. Юқори тартибли текис механизмларнинг ҳолатини график аниқлашда бўғинлар шаблони ва геометрик ўрни усуллари қўлланади.

Механизм нуқталарининг кўчиши, тезлиги ва тезланишларини аниқлаш учун кинематик диаграммалар усулини қўллаш қулай. Кинематик таҳлил вазифасини ечишда ҳамма натижалар чизмада геометрик қурилмалар орқали олинади. Бунда циркул ва чизғич асосий асбоблардир. График усул аналитик усулга нисбатан ноаниқ бўлиб, ҳисоблаш машиналари ривожланиши натижасида иккинчи даражалига айланди. Аммо бу билан график усул ўз моҳиятини йўқотди, деб бўлмайди. Мутахассисларнинг фикрича, график усулдан аниқ натижаларни олиш зарурати бўлмаганда қўллаш мумкин.

Механизмларни кинематик таҳлилини учинчи гуруҳи графоаналитик усулдир. Кинематика масалаларини бу усулда ечишда чизмадаги график қурилмалар баъзи ҳисоблар билан биргаликда бажарилади.

I синф 2-тартибли механизмлар учун тезлик ва тезланиш режалари, юқори тартибли механизмлар учун нотўғри ҳолат ва Ассурнинг махсус нуқтаси усуллари қўлланади.

График ва графоаналитик усуллар содда ва кўзга кўринарлиги уларнинг катта афзаллиги ҳисобланади.

Механизмларнинг кинематик тадқиқотини тажриба усули амалдаги кинематик характеристикаларни ўлчаш ва назарий тадқиқот натижаларини амалий натижалар билан солиштириб баҳолаш мақсадида ҳаракатланувчи машиналар ва механизмларда ўтказилади.

Механизмларнинг ҳаракатига таъсир қилувчи факторларни (масалан, кинематик жуфтлардаги бўшлиқлар, бўғинларнинг деформацияси ва ҳ.к) назарий ҳисобларда тўлиқ инобатга олиб бўлмаслик тажриба ўтказишни тақозо қилади. Механизм бўғинлари ва нуқталарининг кўчиш тезлиги ва тезланиши осциллографлар ва сезгир датчиклар ёрдамида ўлчаб ёзилади.

Механизмнинг кинематик тадқиқотида математик ёки физик моделлаш усуллари ҳам қўлланади.

Математик моделлаштиришда берилган механизм кинематик таҳлилини ЭҲМ дан фойдаланиб аналитик тенгламалар, ифодалар сифатидаги тўлиқ дастури асосида амалга оширилади.

Мураккаб механизмларнинг таҳлилида физик ва электрон моделлаштиришдан фойдаланади. Бунда физик ва электрон моделда ва текшириладиган механизмда ўтувчи жараёнлар бир хил қонунда ўзгариши ва бир хил дифференциал тенгламалар билан ифодаланиши керак.

Механизмларнинг кинематик таҳлили усулларини аввал текис, сўнгра фазовий механизмларда қўллашни кўриб чиқамиз.

4.2.3. Текис механизмларнинг кинематик таҳлили

I синф 2-тартибли ричагли механизмлар кинематик таҳлилининг аналитик усули

Бу бўлимда механизмлар аналитик тадқиқотининг кўпроқ қўлланиладиган усуллари билан танишамиз.

Аввало текис механизмлар учун қўлланиладиган координаталар ва ёпиқ векторлар контури усуллари билан,

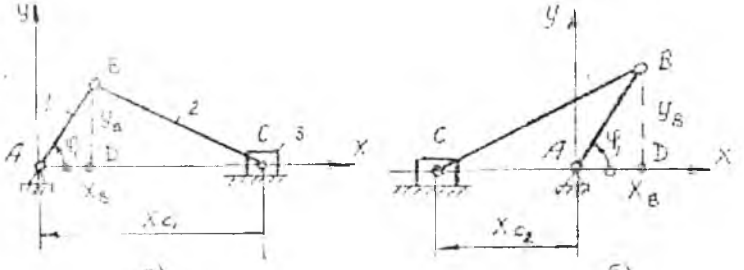
9-84

сўнгра фазовий механизмлар учун координаталарни ўзгартиришнинг матрица усули билан танишамиз.

Ҳамма ҳолатларда механизмнинг кирувчи бўғини ўзгармас тезлик билан ҳаракатланади, деб тахмин қилинади.

4.2.3.1. Координаталар усули

Бу усул механизмларнинг кинематик таҳлилида кенг қўлланилади ва у орқали механизмнинг турли нуқталарини берилган ва изланадиган координаталари орасидаги аналитик боғланиш аниқланади.



4.23- шакл. Айлангич-судралгичли механизмни йиғиш вариантлари.

Ноаниқ координаталар аниқлагандан сўнг, уларни кетма-кет вақтга нисбатан дифференциаллаб, нуқталарнинг ва бўгинларнинг тезлик ҳамда тезланишлари топилади. Аксиал айлангич-судралгичли АВС механизм бўғинларининг l_1 ва l_2 узунликлари ва айлангич ω_1 бурчак тезлиги берилган бўлсин. Судралгичнинг С нуқтаси координаталари, тезликлари ва тезланишлари аниқланиши керак.

4.23-шаклда кўрсатилганидек, ХАУ координата ўқларини ўтказамиз ва ВСД тўғри бурчакли учбурчакдан фойдаланиб, шатуннинг l_2 узунлигини аниқлаш ифодасини тузамиз

$$(X_c-X_в)^2+(Y_в-Y_c)^2=l_2^2 \qquad (4.15)$$

$Y_c=0$ бўлгани учун

$$(X_c-X_B)^2+Y_B^2=l_2^2 \qquad (4.16)$$

(4.16) ифодани ўзгартириб, X_c номаълумга нисбатан квадрат тенгламани оламиз.

$$X_c^2-2X_вX_c+X_в^2+Y_в^2-l_2^2=0$$

$$X_c^2-2X_BX_c+(X_B^2+Y_B^2-l_2^2)=0 \qquad (4.17)$$

(4.17) дан C нуқтани абсциссасини аниқлаш мумкин:

$$X_{C1.2} = X_B \pm \sqrt{X_B^2 - X_B^2 + Y_B^2 + l_2} = X_B \pm \sqrt{l_B^2 - Y_B^2} \qquad (4.18)$$

бу ерда, $X_B = l_1 \cos\varphi_1$ (4.19)

$$Y_B = l_1 \sin\varphi_1 \qquad (4.20)$$

Квадрат тенгламани иккита илдизи айлангич-судралгич механизмни икки хилда йиғилиши мумкинлигини кўрсатади. 4.23-шаклда йиғиш вариантлари кўрсатилган. 4.23а-варианти (4.18) ифодани радикали олдида мусбат, б варианти минус ишораларини қўйилишига мосдир.

Реал механизмнинг ишлашида йиғиш варианти ўз-ўзидан ўзгармайди, шунинг учун конкрет масалани ечишда механизмни йиғиш вариантига мос илдиз олдидаги белгини танлаш керак.

Квадрат тенгламани ечишда квадрат илдиздан чиқариш ушбу усулнинг асосий камчилиги ҳисобланади.

(4.17) тенглама вақтга нисбатан дифференциалланганда қуйидаги ифодалар келиб чиқади:

$$2X_C \frac{dX_C}{dt} - 2X_B \frac{dX_C}{dt} - 2X_C \frac{dX_C}{dt} + 2X_B \frac{dX_B}{dt} + 2Y_B \frac{dY_B}{dt} = 0 \qquad (4.21)$$

тенгламадан $$\frac{dX_C}{dt} = \frac{X_C \frac{dX_B}{dt} - Y_B \frac{dY_B}{dt} - X_B \frac{dX_B}{dt}}{X_C - X_B} \qquad (4.22)$$

бу ерда, $\frac{dX_C}{dt} = V_C$ – нуқтали тезлиги

$\frac{dx_B}{dt} = V_{BX} = -\omega_1 l_1 \cos\varphi_1$ — B нуқта тезлигини OX ўқига проекцияси;

$\frac{dY_B}{dt} = V_{BY} = \omega_1 l_1 \sin\varphi_1$ — B нуқта тезлигини OY ўқига проекцияси.

Киритилган белгиларни назарга олиб, C нуқта тезлигининг (4.22) формуласини қуйидаги кўринишда ифодалаш мумкин:

$$V_C = \frac{X_C V_{BX} - Y_B V_{BY}}{X_C - X_B} \qquad (4.23)$$

V_{BX} ва V_{BY} ларнинг қийматларини (4.23.) га қўйсак,

$$V_C = -W_1 l_1 \frac{X_C \cos\varphi_1 + Y_B \sin\varphi_1}{X_C - X_B} \qquad (4.24)$$

келиб чиқади.

(4.23) тенгламада айлангичнинг бурчак тезлигини $\omega_1=1$ қабул қилсак, С нуқтанинг тезлик аналоги ҳосил булади.

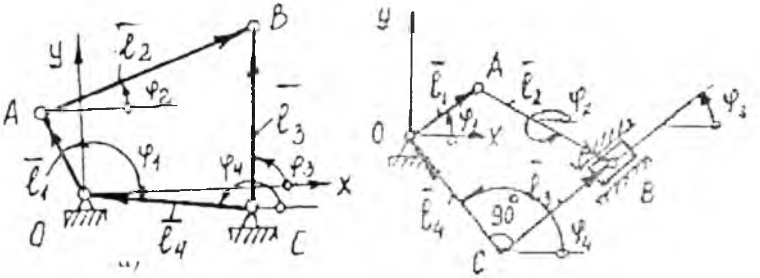
$$V_{\varphi c} = -l_1 \frac{X_C \cos\varphi_1 + Y_B \sin\varphi_1}{X_C - X_B} \qquad (4.25)$$

С нуқтанинг тезланишини аниқлаш учун (4.24) тенгламани вақтга нисбатан дифференциаллаш зарур.

4.2.3.2. Ёпиқ векторларнинг контури усули

Кинематик таҳлилни бажариш учун механизмни векторларнинг контури кўринишида тасвирлаш қулайдир.

Бунинг учун механизм бўғинлари векторлар билан алмаштирилади: векторларнинг йўналиши ихтиёрий бўлиши мумкин. 4.24-шаклда тўрт шарнирли ва дезаксиал айлангич-судралгичли механизмлар тўртбурчакли ёпиқ векторлар тарзида кўрсатилган.



4.24-шакл. Векторларнинг контури.

а) тўрт шарнирли механизм учун; б) айлангич-судралгичли механизм учун.

Векторлар миқдор ва йўналишга эга. Векторнинг катталиги унинг $l_{НК}$ узунлиги билан, йўналиши эса йўналтирувчи $\varphi_{НК}$ бурчаги билан ифодаланади. Бурчакнинг мусбат йўналиши мусбат абцисса ўқидан соат стрелкаси ҳаракатига қарши йўналишда белгиланади. Соат стрелкаси йўналишига мос бурчак манфий, деб ҳисобланади. Векторлар ва йўналтирувчи бурчаклардаги индекслар умумий кўринишда векторларни «н»-бошланиши, «к»-тугашини кўрсатади. Конкрет ҳолларда улар векторнинг бошланишига ва тугашига мос ҳарфлар билан алмаштирилади.

4.24-шаклда тасвирланган механизмларни ёпиқ вектор контурлари тенгламаси қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\bar{l}_3 = \bar{l}_4 + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 \qquad (4.26)$$

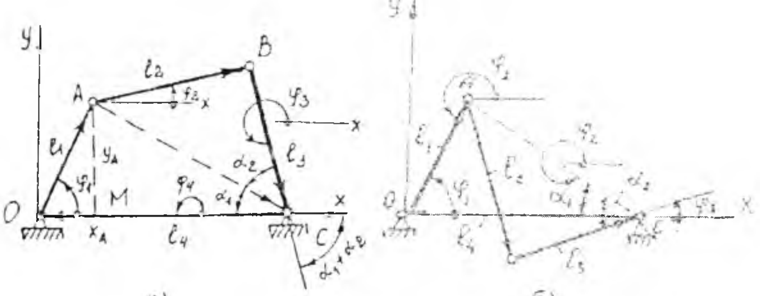
Текширилаётган механизмларнинг кинематикаси бу тенгламада мужассамланган.

Усулнинг татбиқини конкрет механизмларда кўрайлик.

4.2.3.3. Тўрт шарнирли механизмларни ёпиқ векторлар контурлари усулида кинематик таҳлили

Механизм бўғинларининг узунликлари ва ҳаракат қонуни берилган бўлсин. Механизмнинг берилган ҳолати учун кинематик характеристикаларини аниқлаш керак.

Биринчи йиғиш варианти. Иккинчи йиғиш варианти.



а) б)

4.25 шакл. Тўрт бўғинли шарнирли механизмни йиғиш вариантлари.

Умумлашган координатани хар бир қийматига механизмларни иккита вариантда йиғиш тўғри келади (4.25 шакл).

АВС учбурчакни АС диогонал вектор атрофида айлантириб, биринчи йиғиш вариантидан иккинчисига ўтиш мумкин. Иккала вариантлар учун ёпиқ векторлар контурларининг координата уқларига проекциялари тенгламалари қуйидагича:

$$\begin{cases} l_1\cos\varphi_1 + l_2\cos\varphi_2 + l_3\cos\varphi_3 + l_4\cos\varphi_4 = 0 \\ l_1\sin\varphi_1 + l_2\sin\varphi_2 + l_3\sin\varphi_3 + l_4\sin\varphi_4 = 0 \end{cases} \qquad (4.27)$$

Дастлаб айлангични А нуқтасини координатасини аниқлаймиз

$$X_A = l_1\cos\varphi_1, \qquad Y_A = l_1\sin\varphi_1 \qquad (4.28)$$

АСМ учбурчагидан α_1 бурчагини аниқлаймиз.

$$\alpha_1 = \mathrm{arctg}\left(Y_A / (l_4 - X_A)\right) \qquad (4.29)$$

Умуман α_1 бурчагини аниқлаш алгоритмида ифоданинг махражи нолга тенг бўлган ҳолатни назарга олиш керак.

Бунда,

$$\alpha_1 = \begin{cases} \operatorname{arctg}\left(\dfrac{Y_A}{(l_4 - X_A)}\right) & \text{агарда } l_4 \neq X_a \\ 0.5\,\pi & \text{агарда } l_4 = X_A,\ Y_A > 0 \\ \dfrac{3}{2}\,\pi & \text{агарда } l_4 = X_A,\ Y_A < 0 \\ 0 & \text{агарда } l_4 = X_A,\ Y_A = 0 \end{cases}$$

AC диоганал-векторнинг узунлиги ACM учбурчагидан аниқланади

$$AC = \begin{cases} \dfrac{Y_A}{\sin\alpha_1} & \text{агар} \quad \alpha_1 \neq 0 \\ l_4 - X_A & \text{агар} \quad \alpha_1 = 0 \end{cases} \quad (4.31)$$

α_1 бурчаги ABC учбурчагидан аниқланади

$$\alpha_2 = arctg\left(r / (p - l_2) \right) \qquad (4.32)$$

бу ерда,

$$p = (l_2 + l_3 + AC)/2 \qquad (4.33а)$$

$$r = \sqrt{(p - l_2)(p - l_3)(p - Ac)/p} \qquad (4.33б)$$

Иккита йиғиш усули учун чайқалгичнинг йўналтирувчи бурчаги қуйидагича ифодаланади:

$$\varphi_3 = \begin{cases} 2\pi - (\alpha_1 + \alpha_2) & \text{йиғишни биринчи варианти учун;} \\ \alpha_2 - \alpha_1 & \text{ни иккинчи варианти учун} \end{cases}$$

φ_2 бурчагини A ва B нуқталарини координаталари орқали ҳисоблаш мумкин.

B нуқтанинг координатаси:

$$X_B = l_4 - l_3 \cos\varphi_3; \qquad Y_B = -l_3 \sin\varphi_3 \qquad (4.35)$$

$$\varphi_2 = \begin{cases} \operatorname{arctg}(Y_B - Y_A)/(X_B - X_A) & \text{агарда } X_B > X_A & 1 \text{ вариант} \\ \pi + \operatorname{arctg}((Y_B - Y_A)/(X_B - X_A)) & \text{агарда } X_B < X_A & 1 \text{ вариант} \\ \pi/2 & \text{агарда } X_B = X_A & 1 \text{ вариант} \\ 2\pi - \operatorname{arctg}((Y_B - Y_A)/(X_B - X_A)) & \text{агарда } X_B > X_A & 2 \text{ вариант} \\ \pi + \operatorname{arctg}((Y_B - Y_A)/(X_B - X_A)) & \text{агарда } X_B < X_A & 2 \text{ вариант} \\ 3\pi/2 & \text{агарда } X_B = X_A & 2 \text{ вариант} \end{cases}$$

(4.36)

Механизмнинг бурчак тезликларини аниқлаш учун тўртбурчакли контурнинг (4.27) ёпиқ вектор тенгламасини вақтга нисбатан дифференциаллаш керак.

$$-l_1\ \omega_1\ \sin\varphi_1 - l_2\omega_2 \sin\varphi_2 - l_3\omega_3 \sin\varphi_3 = 0 \qquad (4.37.)$$
$$l_1\ \omega_1\ \cos\varphi_1 + l_2\omega_2 \cos\varphi_2 + l_3\omega_3 \cos\varphi_3 = 0 \qquad (4.38.)$$

бу ерда, $\dfrac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1,\qquad \dfrac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2,\qquad \dfrac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3$

Бўғинларнинг бурчак тезликларини (4.37) ва (4.38) тенгламалар системасини ечиб аниқлаш мумкин.

$$\omega_3 = \omega_1 l_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)/\, l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \qquad (4.39)$$
$$\omega_2 = \omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)/\, l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \qquad (4.40)$$

В нуқтани чизиқли тезлиги аниқланади.

$$V_B = \omega_3 l_3 \qquad (4.41)$$

(4.37) ва (4.38) ифодаларни вақтга нисбатан дифференциаллаб, бурчак тезланишлари аниқланади

$$l_1\varepsilon_1 \cos\varphi_1 - l_1\omega_1^2 \sin\varphi_1 + l_2\varepsilon_2 \cos\varphi_2 - l_2\omega_2^1 \sin\varphi_2 + $$
$$+ l_3\varepsilon_3 \cos\varphi_3 - l_3\omega_3^2 \sin\varphi_3 = 0 \qquad (4.42)$$

$$l_1\varepsilon_1 \sin\varphi_1 + l_1\omega_1^2 \cos\varphi_1 + l_2\varepsilon_2 \sin\varphi_2 + l_2\omega_2^2 \cos\varphi_2 + $$
$$+ l_3\varepsilon_3\ \sin\varphi_3 + l_3\omega_3^2 \cos\varphi_3 = 0 \qquad (4.43)$$

бу ерда, $\varepsilon_1 = \dfrac{d\omega_1}{dt} = 0,\quad \varepsilon_2 = \dfrac{d\omega_2}{dt},\quad \varepsilon_3 = \dfrac{d\omega_3}{dt}.$

(4.42) ва (4.43) тенгламалардан бўғинларни бурчак тезланишларини аниқлаш мумкин.

$$\varepsilon_3 = (\omega_1^2 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \omega_2^2 l_2 - \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_1)/\, l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2 \qquad (4.44)$$
$$\varepsilon_2 = \left(\omega_1^2 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + \omega_2^2 l_2 + \omega_3 l_3 \cos(\varphi_2 - \varphi_3)/\, l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2 \qquad (4.45)\right.$$

Чайқалгични В нуқтасини тезланиши аниқланади:

а) В нуқтани тангенциал тезланиши

$$a^t_B = \varepsilon_3 l_3;$$

б) В нуқтани нормал тезланиши

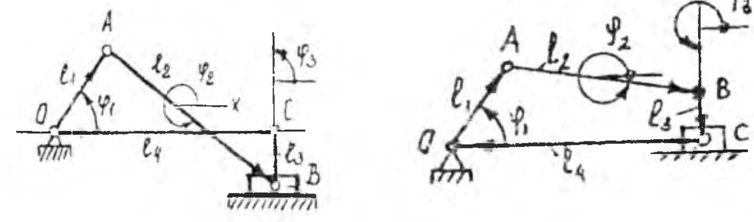
$$a_B^n = \omega_3^2 l_3$$

в) В нуқтани тўлиқ тезланиши

$$a_B = \sqrt{(a^n{}_B)^2 + (a^t{}_B)^2}$$

4.2.3.4. Айлангич-судралгичли механизмни ёпиқ векторлар контурлари усулида кинематик таҳлили

Айлангични ҳаракат қонуни ва бўғинларнинг ўлчамлари маълум, деб қараймиз (4.26-шакл).



4.26-шакл.

Айлангич-судралгичли механизмнинг ёпиқ векторлар контурларининг икки варианти

а) $\varphi_3 = 90^0$ б) $\varphi_3 = 270^0$

Ёпиқ вектор контурларини координата ўқларига проекциялари тенгламалари тузилади

$$l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2 + l_3 \cos\varphi_3 + l_4 \cos\varphi_4 = 0 \quad (4.49)$$

$$l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2 + l_3 \sin\varphi_3 + l_4 \sin\varphi_4 = 0 \quad (4.50)$$

В нуқтани вертикал бўйлаб ҳолатларига қараб механизмни 4.26-шаклда кўрсатилганидек $\varphi_3 = 90^0$ ва $\varphi_3 = 270^0$ бўлганда икки хил йиғиш мумкин. Бурчакларни кўрсатилган қийматларида $cos\,\varphi_3 = 0$. $\varphi_4 = 180^0 = const$ назарга олганимизда (4.49) ва (4.50) тенгламаларни қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2 - l_4 = 0 \quad (4.51)$$

$$l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2 + l_3 \sin\varphi_3 = 0 \quad (4.52)$$

бу тенгламалардан

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\left(l_3 \sin\varphi_3 + Y_1\right)/l_2\right) \quad (4.53)$$

$$l_4 = X_4 + l_2 \cos\varphi_2 \quad (4.54)$$

бу ерда $Y_1 = l_1\, sin\,\varphi_1$ ва $X_4 = l_1\, cos\,\varphi_1$.

(4.51) ва (4.52) тенгламаларни вақтга нисбатан навбати билан дифференциаллаб қуйидаги ифодаларни оламиз:

$$l_1\omega_1 \sin\varphi_1 + l_2\omega_2 \sin\varphi_2 + V_B \quad (4.55a)$$
$$l_1\omega_1 \cos\varphi_1 + l_2\omega_2 \cos\varphi_2 = 0 \quad (4.55б)$$

бу ерда, $V_B = \dfrac{dl_4}{dt}$.

$$l_1\varepsilon_1 \sin\varphi_1 + l_1\omega_1^2 \cos\varphi_1 + l_2\varepsilon_2 \sin\varphi_2 + l_2\omega_2^2 \cos\varphi_2 + a_B = 0 \quad (4.56.)$$
$$l_1\varepsilon_1 \cos\varphi_1 + l_1\omega_1^2 \sin\varphi_1 + l_2\varepsilon_2 \cos\varphi_2 + l_2\omega_2^2 \sin\varphi_2 + a_B = 0 \quad (4.57.)$$

бу ерда, $a_B = \dfrac{d^2 l_4}{dt^2}$

ω_1 ва ε_1 қийматлари вақтнинг ҳар бир дақиқасида аниқдир. Изланаётган тезликлар қуйидаги тенгламалардан аниқланади:

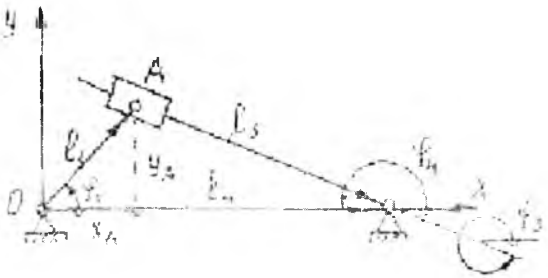
$$\omega_2 = -l_1\omega_1 \cos\varphi_1 / l_2 \cos\varphi_2 \quad (4.58)$$
$$V_B = -l_1\omega_1 \sin\varphi_1 - l_2\omega_2 \sin\varphi_2 \quad (4.59)$$

Тезланишлар эса (4.56) ва (4.57) ифодаларда аниқланади

$$\varepsilon_2 = \left(-l_1\varepsilon_1 \cos\varphi_1 + l_1\omega_1^2 \sin\varphi_1 + l_2\omega_2^2 \sin_2\right)/ l_2 \cos\varphi_2 \quad (4.60)$$
$$a_B = -l_1\varepsilon_1 \sin\varphi_1 - l_1\omega_1^2 \cos\varphi_1 - l_2\varepsilon_2 \sin\varphi_2 - l_2\omega_2^2 \cos\varphi_2 \quad (4.61)$$

4.2.3.5. Витвортнинг кулисали механизмини ёпиқ векторлар контурлари усулида кинематик таҳлили

Айлангични ҳаракат қонуни ва бўғинларнинг ўлчамлари маълум бўлсин (4.27 шакл)



4.27- шакл. Витвортни кулисали механизми.

Ёпиқ вектор контурларини тенгламаларини тузамиз

$$l_1 + l_3 + l_4 = 0 \tag{4.62}$$

Контурни координата ўқларига проекциялари

$$l_1 \cos\varphi_1 + l_3 \cos\varphi_3 - l_4 = 0 \tag{4.63}$$

$$l_1 \sin\varphi_1 + l_3 \sin\varphi_3 0 \tag{4.64}$$

Булардан $l_1 cos\varphi_1 = X_A$, $l_1 sin\varphi_1 = Y_A$ А нуқтанинг координаталари эканлигини таъкидлаб қуйидагиларни оламиз:

$$\varphi_3 = \operatorname{art} tg\left(Y_A \middle/ l_4 - X_A \right) \tag{4.65}$$

(4.64) тенгламадан кулисани узунлигини аниқлаймиз.

$$l_3 = \frac{l_4 - l_1 \cos\varphi_3}{\cos\varphi_3} = \frac{l_4 - X_A}{\cos\varphi_3} \tag{4.66}$$

Хисоблашда $l_3 = 0$ бўлса, механизм ишлашга лаёқатсиз, деб бахоланади.

(4.63), (4.64) тенгламаларни вақтга нисбатан бир марта дифференциаллаб:

$$-l_1\omega_1 \sin\varphi_1 + \frac{dl_3}{dt}\cos\varphi_3 - l_3\omega_3 \sin\varphi_3 = 0, \tag{4.67}$$

$$l_1\omega_1 \cos\varphi_1 + \frac{dl_3}{dt}\sin\varphi_3 + l_3\omega_3 \cos\varphi_3 = 0; \tag{4.68}$$

иккинчи марта дифференциаллаб:

$$-l_1\varepsilon_1 \sin\varphi_1 + l_1\omega_1^2 \cos\varphi_1 + \frac{d^2 l_3}{dt^2}\cos\varphi_3 - 2\frac{dl_3}{dt}\omega_3 \sin\varphi_3 - \\ -l_3\varepsilon_3 \sin\varphi_3 - l_3\omega_3 \cos\varphi_3 = 0 \tag{4.69}$$

$$l_1\varepsilon_1 \cos\varphi_1 - l_1\omega_1^2 \sin\varphi_1 + \frac{d^2 l_3}{dt^2}\sin\varphi_3 + 2\frac{dl_3}{dt}\omega_3 \cos\varphi_3 + \\ + l_3\varepsilon_3 \cos\varphi_3 - l_3\omega_3 \sin\varphi_3 = 0 \tag{4.70}$$

(4.67), (4.68) ва (4.69), (4.70) тенгламалар системасини ечиб, кулисани ω_3 бурчак тезлиги ва ε_3 бурчак тезланишларини, шунингдек, тошни кулиса бўйлаб сирпаниш

$V_{A_4A_3} = \dfrac{dl_3}{dt}$ тезлиги ва $a_{A_4A_3} = \dfrac{d^2l_3}{dt^2}$ тезланишларини

аниқлаш мумкин.

4.2.4. I синф 2-тартибли текис механизмларнинг кинематик таҳлилининг график усуллари

Бу бўлимда кесиштириш ва кинематик диаграммалар усули кўрилади.

4.2.4.1. Механизмнинг кетма-кет ҳолатлари ва нуқталарнинг траекторияларини аниқлаш

Механизм чизмада масштаб коэффициентига амал қилинган ҳолда чизилади. Механизм ва машиналар назариясида масштаб коэффициенти деганда ўлчанадиган қиймат бирлигини чизмада бир миллиметрда ифодаланиши тушунилади.

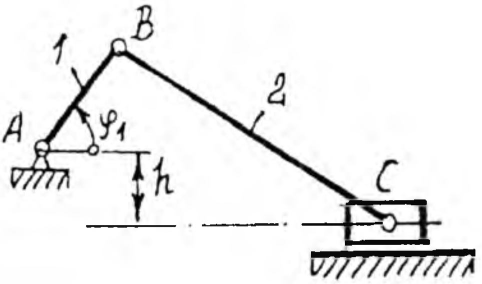
$$\mu_l = \frac{\text{бўғинни ҳақиқий узунлиги, } (мм)}{\text{чизмадаги кесма узунлиги } (мм)}$$

Масалан, 4.28-шаклдаги айлангич-судралгичли механизм учун

$$\mu_e = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{200}{100} = 2\frac{мм}{мм} \text{ ёки } 0.002\frac{м}{мм}$$

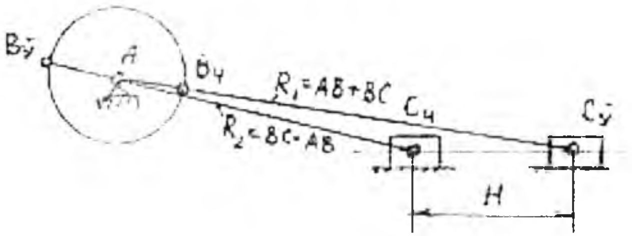
Бўғинлар нуқталарининг ҳолатини аниқлаш учун **«кесиштириш»** усули қўлланилади. Бўғинларнинг кетма-кет ҳолатларини бошланғич бўғинни ихтиёрий ҳолатидан бошлаб аниқлаш мумкин.

Аммо баъзида уни чиқувчи бўғиннинг четки ҳолатидан бошлайдилар.



4.28-шакл. Айлангич-судралгичли механизмни кинематик схемаси (бўгинларнинг ҳақиқий узунликлари $l_{AB} = 200$ *мм*, $l_{BC} = 600$ *мм*, $l_h = 50$ *мм*, чизмадаги узунликлар $AB = 100$ *мм*, $BC = 300$ *мм*, $h = 25$ *мм*).

Масалан, айлангич-судралгичли механизмнинг С нуқтасини четки ҳолатларини аниқлаш учун судралгични х-х ҳаракат чизиғида $R_1 = AB + BC$ ва $R_2 = BC - AB$ радиусли ёйларни кесиштириб, С нуқтани четки C_1 ўнг ва C_2 чап ҳолатлари топилади. C_1 ва C_2 нуқталарини А нуқта билан туташтириб бўгинларнинг ҳолатлари аниқланади.

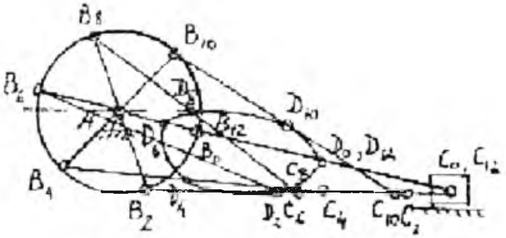


4.29-шакл. Айлангич-судралгичли механизмни чиқувчи бўгинининг С нуқтасини четки ҳолатларини аниқлаш.

(C_1 - С нуқтанинг ўнг четки ҳолати;
C_2 - С нуқтанинг чап четки ҳолати)

Механизм бўгинларининг кетма-кет ҳолатларини қуриш учун бошланғич бўгиннинг ҳаракат қонунига мос ҳолда айлангични В нуқтасини траекторияси чизилади.

Агар $\omega_1 = const$ бўлса, айлангич айланаси тенг бир неча қисмларга бўлинади. «**Кесиштириш**» орқали С ва D нуқталарининг, сўнгра бўғинларнинг ҳолатлари аниқланади. Ҳосил бўлган нуқталарни туташтириб D нуқтанинг траекторияси чизилади.



4.30-шакл. Айлангич-судралгичли механизмнинг кетма-кет ҳолатлари режаси.

Мураккаб механизмлар бўгинларининг ҳолатлари механизмни Ассур гуруҳлари асосида ҳосил бўлиш тартибида аниқланади.

Механизм нуқталарининг траекториялари бошланғич бўғин бир хил бурчакка айланганда С ва D нуқталарнинг силжиши ҳар хил эканлигини, яъни нуқталар нотекис ҳаракат қилишини кўрсатиб турибди.

4.2.4.2. Кинематик диаграммалар

Кинематик диаграммалар механизмларни кинематик характеристикаларининг график тасвиридир.

Қуйидаги диаграммалар бизни қизиқтиради:

а) кўчишлар (силжишлар) диаграммаси, $S = S(t)$;

б) тезликлар диаграммаси, $V = V(t)$;

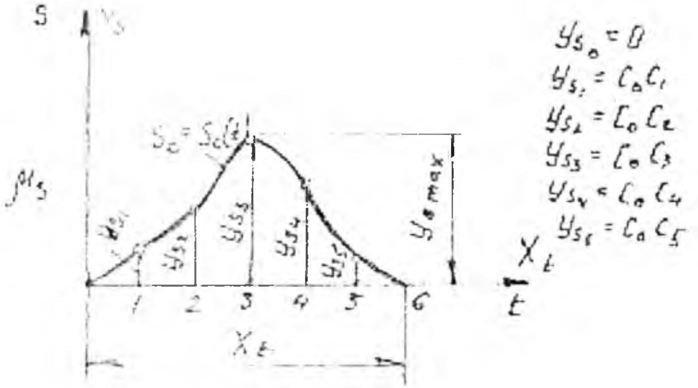
в) тезланишлар диаграммаси, $a = a(t)$.

Кинематик диаграммалар ўзаро боғланган. Улардан бири орқали қолганларини топиш мумкин.

4.2.4.3. Кўчишлар (силжишлар) диаграммаси

Диаграмма икки кўринишда: масофалар ёки йўллар графиклари шаклида қурилади. С нуқтанинг четки C_0 ҳолати-

дан ўлчанган масофа диаграммасини қурамиз. Абцисса ўқига айлангични айланиш бурчагига пропорционал бўлган тенг кесмаларни, ордината ўқлари бўйлаб С нуқтанинг масофаларини қўямиз (4.31-шакл):



4.31. шакл. Айлангич-судралгичли механизм С нуқтасининг кўчиш диаграммаси.

Агарда график кичик бўлса, ҳамма ординаталарни «К» марта (К=2,3,4.....) катталаштириш мумкин. Аксинча, график катта бўлса, ординаталарни «К» марта кичиклаштириш мумкин.

Масофа диаграммасининг масштаблари аниқланади. Кўчиш диаграммасининг масштаб коэффициенти қуйидагича аниқланади.

$$\mu_S = \frac{S_{max}}{Y_{max}} \frac{мм}{мм} \qquad (4.71)$$

бу ерда, S_{max} — С нуқтани максимал кўчиши;

Y_{max} — графикдаги максимал ордината.

Абцисса ўқининг вақт масштаби:

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 x_t}, \quad \left[\frac{с}{мм}\right] \qquad (4.71а)$$

бу ерда, $n_1\left[\frac{1}{мин}\right]$ — айлангичнн айланиш частотаси

$x_t\,[мм]$ — абцисса ўқининг узунлиги

4.2.4.3. График дифференциаллаш

Кўчиш диаграммасини вақтга нисбатан кетма-кет дифференциаллаб, тезлик ва тезланиш диграммаларини оламиз, чунки

$$V=\frac{dS}{dt}\,,\qquad a^t=\frac{dv}{dt}=\frac{d^2S}{dt_2}\,.$$

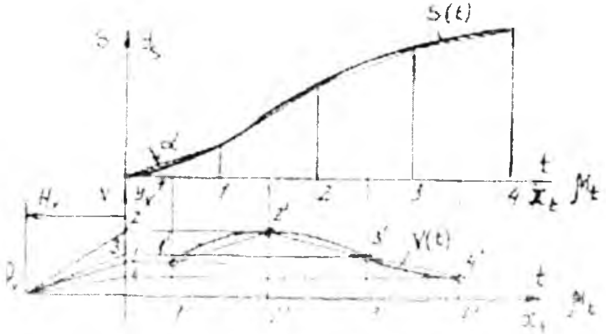
Амалда кўпроқ қуйидаги график дифференциаллаш усуллари қўлланади:

1) ватарлар усули;

2) ордината орттирмаларини ўлчаш усули

Ватарлар усулини кўрайлик (4.32-шакл).

$S(t)$ эгри чизиғини 0,1,2,3,.....синиқ чизиқлар билан алмаштирамиз



4.32-шакл. Ватарлар усулида график дифференциаллаш

Интервалдаги ўртача тезлик аниқланади

$$V_{ур}=\frac{\Delta S}{\Delta t}=\frac{\mu_S\Delta Y_S}{\mu_t\Delta x_t}=\frac{\mu_S}{\mu_t}\mathrm{tg}\alpha \qquad (4.71б)$$

Интервалдаги ўртача тезлик ватарнинг α қиялик бурчаги тангенсига пропорционалдир.

P_V нуқтани белгилаб ҳар бир интервалдаги ватарларга $01^0, 1^02^0 м$ P_V1, P_V2 параллел чизиқлар ўтказилади. $\Delta 011^0 \sim P_V 01$ бўлгани сабабли, P_V нуқтадан тарқалувчи чизиқлар ордината ўқи билан кесишиб, ўртача тезликларга пропорционал кесмалар ҳосил қилади. Ордината ўқидаги 1, 2, 3 нуқталардан ўртача $1^1, 2^1, 3^1$.... ординаталар билан кесишгунча горизонтал чизиқлар ўтказиб тезлик диаграммаси аниқланади. Диаграмма масштаб коэффициенти ҳисобланади:

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t H_V} \qquad (4.71в)$$

$V(t)$ диаграммани вақтга нисбатан дифференциаллаб тангенциал тезланиш диаграммасини келтириб чиқарилади.

Тезланишни масштаб коэффициенти аниқланади.

$$\mu_a = \frac{\mu_V}{\mu_t H_a} \qquad (4.71г)$$

бу ерда, H_a — тезланиш диаграммасидаги қутб масофаси, мм.

Агарда кўчиш диаграммасини ордината ўқига φ бурчаги қўйилса, вақтга нисбатан дифференциаллаб, бурчак тезлиги $\omega - t$, сўнгра бурчак тезланиши $\varepsilon - t$ диаграммаси аниқланади.

4.2.4.4. Кинематик диаграммалар усулининг афзаллик ва камчиликлари

Кинематик диаграммалар афзаллик ва камчиликларга эга. Унинг афзалликлари қуйидагилардир:

1) Содда ва кўзга кўринарли.

Камчиликлари:

1) Усул тахминий, тезлик ва тезланишларнинг ўртача қийматлари келиб чиқади;

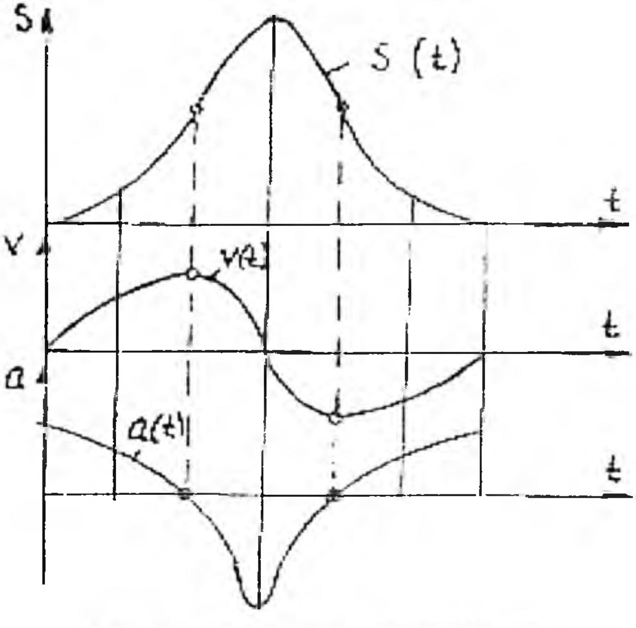
2) Тезлик ва тезланишларнинг йўналиши номаълум;

3) Нормал тезланишлар йўқдир.

4.2.4.5. Кинематик диаграммаларнинг мослик аломатлари

1) Функциянинг экстремал қийматида унинг ҳосиласи нолга тенг.

2) Функциянинг букилиш нуқталарида унинг ҳосиласи экстремал қийматга эга бўлади.



4.33-шакл. Кинематик диаграммалар.

4.2.5. Механизмларнинг кинематик таҳлилини графоаналитик усули. Тезликлар ва тезланишлар режалари усули.

Бу усул тезлик ва тезланишларнинг вектор тенгламаларини тузиш ва ечишга асосланган. Усул кинематик диаграммалар усулига хос камчиликлардан холи.

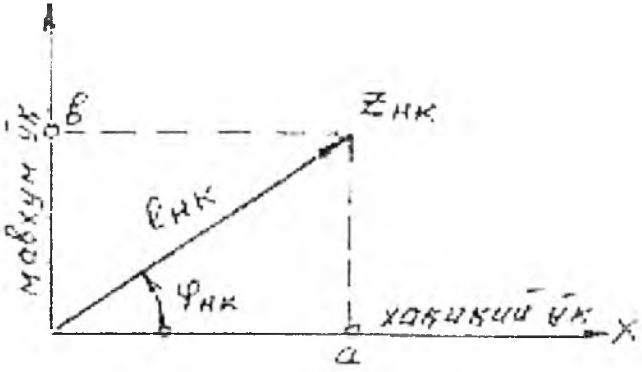
10-84

Уни 1870 йилда немис олими О. Мор ишлаб чиққан.

Ҳақиқий ўзгарувчининг комплекс функцияси математик аппаратига асосланган усулини кўриб чиқамиз.

4.2.5.1. Тезликлар ва тезлашлар режаларининг назарий асослари. Комплекс сонлар ва функциялар ҳақида баъзи бир маълумотлар

Комплекс текисликда $Z_{НК} = a + ib$ ихтиёрий нуқтани олайлик ва уни координаталарнинг бошланиши билан туташтириб, $l_{НК}$ узунлигини ва $\varphi_{НК}$ йўналтирувчи бурчагини ўзгартирмасдан XOY текислигида кўчириш мумкин бўлган $Z_{НК}$ эркин векторни оламиз.



4.34-шакл. Комплекс сонни геометрик тасвири.

Шундай қилиб, $Z_{НК} = a + bi$ комплекс сонни комплекс текисликдаги нуқта ва эркин вектор сифатида қараш мумкин. Демак, текисликдаги ҳар қандай эркин векторни бир маънода комплекс сон билан аниқлаш мумкин ва векторлар билан бажариладиган жараёнлар комплекс сонларни алгебраик амаллари билан алмаштирилади. Комплекс сонларни турли шаклда ёзиш мумкин. Уларнинг баъзиларини кўрайлик:

а) Комплекс сонни алгебраик шакли:

$$Z_{НК} = a + bi \qquad (4.72а)$$

бу ерда, a ва b — ҳақиқий сонлар ёки векторнинг ОХ ва ОУ ўқларига проекциялари узунликлари;

i — мавҳум бирлик $\left(i = \sqrt{-1}; \qquad i^2 = -1\right)$

Z_{HK} комплекс сонни "a" ташкил этувчиси ҳақиқий, bi эса мавҳум қисмидир.

б) Комплекс сонни тригонометрик шакли:

$$Z_{HK} = l_{HK}\left(\cos\varphi_{HK} + i\sin\varphi_{HK}\right) \qquad (4.72б)$$

бу ерда, l_{HK} — Z_{HK} комплекс соннинг ёки векторнинг модули (қиймати) $\left(l_{HK} = \sqrt{a^2 + b^2}\right)$

φ_{HK} — комплекс соннинг аргументи ёки Z_{HK} векторнинг йўналтирувчи бурчаги $\left(\varphi_{HK} = arctg\frac{b}{a}\right)$

в) Комплекс соннинг кўрсаткичли шакли:

$$Z_{HK} = l_{HK}e^{i\varphi_{HK}} \text{ ёки } Z_{HK} = l_{HK}\,\mathrm{exp}i\varphi_{HK} \qquad (4.73)$$

бу ерда, e — натурал логарифм асоси;
$expi\varphi_{HK}$ — функция белгиси.

г) кўпинча комплекс сонларнинг $|Z_{HK}| = l_{HK}$ модулини ва $Z_{HK} = \varphi_{HK}$ аргументи алоҳида ёзувлар билан ёки $R_eZ_{HK} = a$ ҳақиқий ва $J_mZ_{HK} = b$ мавҳум бўлаклари ажралган ҳолда белгиланади.

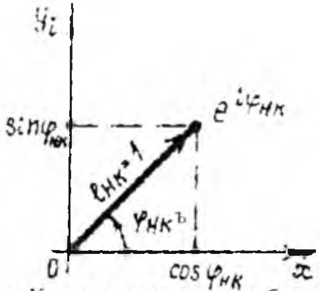
Комплекс сонларни ёзиш турларидан кўрсаткичли шаклини қўллаш мақсадга мувофиқдир:

$$Z_{HK} = l_{HK}e^{i\varphi_{HK}}$$

Ифодани $e^{i\varphi_{HK}}$ қисмини батафсил кўрайлик. (4.72) ва (4.73) ифодаларни тенглаштирсак,

$$e^{i\varphi HK} = co\varphi_{HK} + i\sin\varphi$$

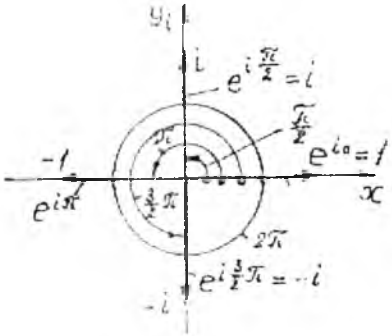
Эйлер номи билан аталувчи формула ҳосил бўлади. Бу ерда $e^{i\varphi_{НК}}$ бирламчи, яъни узунлиги бирга тенг бўлган вектор (4.35-шакл).



4.35- шакл. Комплекс шаклдаги бирламчи вектор.

$\varphi_{НК}$ бурчаги бирламчи векторнинг текисликдаги йўналишини билдиради. Агар

$$\begin{aligned}
\varphi_{НК} &= 0, & e^{i0} &= 1 \\
\varphi_{НК} &= \frac{\pi}{2}, & e^{i\frac{\pi}{2}} &= i \\
\varphi_{НК} &= \pi, & e^{i\pi} &= -1 \\
\varphi_{НК} &= \frac{3}{2}\pi, & e^{i\pi} &= -i \\
\varphi_{НК} &= 2\pi, & e^{i2\pi} &= 1
\end{aligned} \qquad (4.75)$$



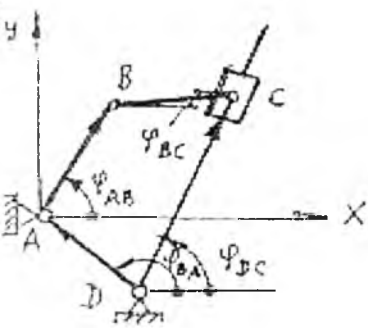
4.36-шакл.

Йуналтирувчи бурчаклар ва бирламчи векторлар φ_{HK} нинг хусусий ҳоллари 4.36-шаклда кўрсатилган.

Шундай қилиб, комплекс сон кўрсаткичли шаклда бўлса:

$$Z_{HK} = l_{HK} e^{i\varphi_{HK}}$$

l_{HK} ҳақиқий сони Z_{HK} векторнинг модулини (узунлигини) ифодаласа, $e^{i\varphi_{HK}}$ кўпайтмаси бирламчи вектор бўлиб, фақат Z_{HK} векторнинг йўналиши, яъни йўналтирувчи φ_{HK} бурчаги ҳақида ахборот беради. $e^{i\varphi_{H}}$ ни кўрсаткичидан $i\varphi_{HK}$ кўпайтмани ажратиш мумкин эмас, акс ҳолда маъно йўқолади.



4.37-шакл. Механизмнинг вектор контури.

Текис ричагли механизмларнинг бўғинларини векторлар билан боғлаб, улар Z_{HK} комплекс сонларни тасвирласин, деб ҳисоблаймиз. 4.37-шаклда кулисали механизмнинг бўғинлари векторлар билан тасвирланган. Векторларнинг йўналиши юқорида айтилганидек, ихтиёрий бўлиши мумкин. Механизмнинг ёпиқ вектор контури тенгламасини тузамиз.

$$Z_{DC} = Z_{DA} + Z_{AB} + Z_{BC},$$

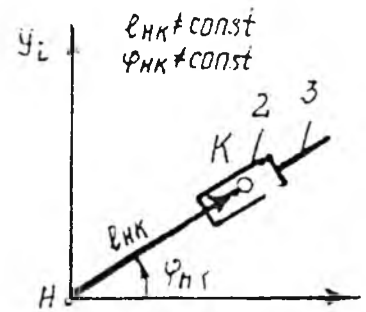
ёки комплекс сонни кўрсаткичли шаклида ифодалаймиз;

$$l_{DC} e^{i\varphi_{DC}} = l_{DA} e^{i\varphi_{DA}} + l_{AB} e^{i\varphi_{AB}} + l_{BC} e^{i\varphi_{BC}} \qquad (4.77)$$

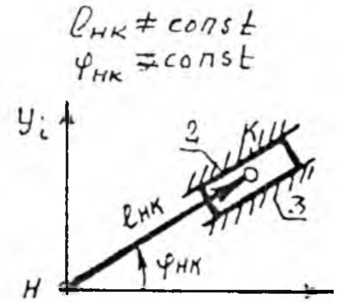
Тенгламаларнинг ташкил этувчиларини векторлар тезлик ва тезланишлар масаласини режалар усулида ечиш мумкин. Буни кўриб чиқайлик.

Агарда Z_{HK} векторни ҳақиқий катталиклар ҳисобланувчи l_{HK} модули ва φ_{HK} йўналтирувчи бурчаги ўзгарса, уни ифодаловчи $Z_{HK} = l_{HK} e^{i\varphi_{HK}}$ функция ҳақиқий ўзгарувчининг комплекс функцияси, деб аталади.

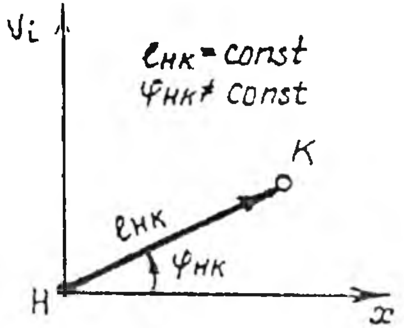
Шундай қилиб, умумий ҳолда механизмларнинг бўғинлари билан боғланган комплекс векторларни, тош билан кулисани 4,38-шаклда кўрсатилганидек, l_{HK} модули ва φ_{HK} йўналтирувчи бурчаклари ўзгаради.



4.38-шакл. Тош билан кулиса. Миқдори ва йўналиши ўзгарувчи векторнинг тасвири.



4.39-шакл. Судралгич қўзғалмас йўналтирувчида. Фақат миқдори ўзгарувчи векторнинг тасвири.



4.40. шакл. Узунлиги ўзгармас бўғин. Фақат йўналиши ўзгарувчан векторнинг тасвири.

Хусусий ҳолда φ_{HK} бурчаги доимий бўлганда l_{HK} векторнинг модули (4.39-шакл) ёки l_{HK} бўғиннинг узунлиги ўзгармас бўлганда φ_{HK} йўналтирувчи бурчаги ўзгаради (4.40- шакл).

Механизмларни тезлик ва тезланишларини аниқлаш учун (4.76) ёки (4.77) ёпиқ контурлар тенгламаларини, яъни комплекс функциялар суммаларини, вақтга нисбатан дифференциаллаш керак.

Кинематик занжирдан ажратилган Z_{HL} векторни кўрайлик. Векторни «Н» боғланиш нуқтасини илгарилама ҳаракатланувчи ХОУ координата боғланиши билан боғлаймиз. Маълумки,

l_{HK} модулини ва φ_{HK} йўналтирувчи бурчакни вақт бирлигида ўзгариши векторнинг охирги «К» нуқтасини қўзғалувчан координата системасидаги ҳаракатини ифодалайди.

Натижада бўлак олинган векторни вақтга нисбатан дифференциаллаб, унинг туташ нуқтаси «К»ни бошланиш «Н» нуқтасига нисбатан нисбий тезлиги ва тезланишлари аниқланади. Уларни $\overline{V}_{KH}$ ва a_{KH} билан белгилаймиз. Индексда биринчи бўлиб векторнинг туташ «К» нуқтаси ва иккинчи — қайси нуқтага нисбатан, яъни векторнинг «Н» бошланиш нуқтасига нисбатан баҳоланиши кўрсатилган. «Н» нуқтанинг ҳаракати қўзғалувчан координата системасининг бошланишининг кўчишига боғлиқ бўлиб, кўчирма ҳаракатни ифодалайди. Агарда «Н» нуқта таянчга боғланса, унинг тезлик ва тезланиши нолга тенг бўлади ва белгиларга кирмайди. Қўзғалмас нуқтага-таянчга нисбатан олинган тезликлар ва тезланишлар абсолют ҳисобланади.

Кўрсаткичли функциянинг ҳосиласи сифатида ҳисобланадиган бирламчи векторнинг вақт бирлигида ҳосиласини аниқлаймиз.

$$\frac{d}{dt}\left(e^{i\varphi_{HK}}\right)=\frac{d^{i\varphi_{HK}}}{dt}e^{i\varphi_{HK}}=i\frac{d\varphi_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}}$$

(4.77а)

$i=e^{i\frac{\pi}{2}}$ назарга олинса, (4.75 қаралсин).

$$\frac{d}{dt}\left(e^{i\varphi_{HK}}\right)=\frac{d\varphi_{HK}}{dt}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} \qquad (4.78)$$

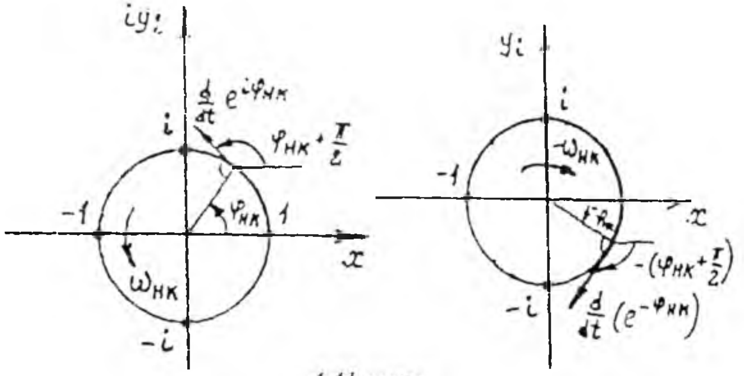
Ифодадан бирламчи вектор ҳосиласининг модули

$$\left|\frac{d}{dt}e^{i\varphi_{HK}}\right|=\frac{d\varphi_{HK}}{dt}$$

га тенг ва берилган векторга нисбатан бўғинни айланиш йўналишига мос 90^0 бурилган вектор эканлиги кўриниб турибди. Бу хулоса ҳосиладаги йўналтирувчи бурчакдан келиб чиқади (4.41)

$$arg\left(\frac{d}{dt}e^{i\varphi_{HK}}\right)=\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}$$

бу ерда, arg символи комплекс векторнинг йуналтирувчи бурчагини белгилайди.



4.41-шакл.

Бирламчи векторнинг соат стрелкаси ҳаракатига тескари (a) ва мос $(б)$ айланишидаги ҳосилалари.

Бирламчи векторнинг бурчак тезлиги $\omega_{HK} = \frac{d\varphi_{HK}}{dt}$ унинг ҳосиласи модулини ифодалайди.

$Z_{HK} = l_{HK}e^{i\varphi_{HK}}$ векторни вақтга нисбатан дифференциаллаб умумий ҳолда, яъни $l_{HK} \neq const$ ва $\varphi_{HK} = const$ назарга олиб, V_{KH} тезлиги аниқланади.

$$\bar{V}_{KH} = \frac{dZ_{HK}}{dt} = \frac{d}{dt}\left(l_{HK}e^{i\varphi_{HK}}\right) = \frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} + l_{HK}\frac{di\varphi_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} =$$

$$= \frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} + \frac{d\varphi_{HK}}{dt}l_{HK}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}, \quad \text{т.к. } i = e^{i\frac{\pi}{2}}$$

$$\bar{V}_{KH} = \frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} + \frac{d\varphi_{HK}}{dt}l_{HK}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}. \tag{4.79}$$

(4.79) ифодани ҳадларини таҳлил қилиб, физик моҳиятини билдирувчи ва умумий қабул қилинган одатдаги белгиларни киритамиз.

а) $\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}}$ биринчи ҳади нисбий сирпаниш V_{KH}^{CK} тезлиги бўлиб, l_{HK} модули вектор ўзгариш тезлиги билан баҳоланади. Демак,

$$\bar{V}_{KH}^{CK} = \frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} \tag{4.80}$$

Сирпаниш тезлиги модулини V_{KH}^{CK} символи билан:

$$V_{KH}^{CH} = \frac{dl_{HK}}{dt} \qquad (4.81)$$

унинг йўналтирувчи бурчагини (аргументини)

$$\arg \overline{V}_{KH}^{CK} = \arg e^{i\varphi_{HK}} = \varphi_{HK} \qquad (4.82)$$

билан белгилаймиз.

Булардаги нисбий сирпаниш V_{KH}^{CK} тезлиги вектори Z_{HK} бўйлаб йўналиши кўриниб турибди.

б) Ифоданинг иккинчи ҳади вектор охирини бошланишига нисбатан айланиш тезлиги, деб аталади. Бу тезликни $\left(V_{KH}^{пов}\right)$ билан белгилаймиз. Демак,

$$V_{KH}^{пов} = \frac{d\varphi_{KH}}{dt} l_{HK} e^{i\left(\varphi_{KH}+\frac{\pi}{2}\right)} = \omega_{KH} l_{HK} e^{i\left(\varphi_{KH}+\frac{\pi}{2}\right)} \qquad (4.83)$$

бу ерда,

$$\frac{d\varphi_{HK}}{dt} = \omega_{KH} \qquad (4.84)$$

Айланиш тезлиги қийматини

$$V_{KH}^{пов} = \omega_{HK} l_{HK} \qquad (4.85)$$

уни йўналтирувчи бурчагини

$$\arg \overline{V}_{KH}^{пов} = \arg e^{i\left(\varphi+\frac{\pi}{2}\right)} = \varphi_{HK} + \frac{\pi}{2} \qquad (4.86)$$

билан белгилаймиз.

(4.86) дан $V_{KH}^{пов}$ айланиш тезлиги берилган Z_{KH} ктор-га нисбатан тик бўлиб, унинг айланишга мос йўналганлиги кўриниб турибди.

Янги белгилардан фойдаланиб қўшилувчиларнинг ўрнини алмаштириб (4.79), вектор тенгламани қуйидагича кўрсатиш мумкин:

$$\overline{V}_{KH} = \overline{V}_{KH}^{пов} + \overline{V}_{KH}^{CK} \qquad (4.87)$$

(4.87) тенглама умумий Z_{HK} векторнинг миқдори ва бурчаги ўзгарувчан умумий ҳолат учун келтириб чиқарилди.

Кулиса билан боғланган вектор бунга мисол бўлади (4.42-шакл). Бунда К нуқтада бир-бирига мос: K_2 – тошга ва K_3 – кулисага тегишли иккита физик нуқталарни фарқ қилиш керак.

Юқоридагиларни инобатга олиб, $V_{KH} = V_{K_3H}$, $V_{KH}^{пов} = V_{K_3H}$ ва $V_{KH}^{ск} = V_{K_2K_3}$ белгиларни киритиб, (4.87) тенгламани қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\overline{V}_{K_2H} = \underset{\parallel KH}{\overline{V}_{K_3H}} + \underset{\parallel KH}{\overline{V}_{K_2K_3}} \qquad (4.88)$$

Агарда векторнинг бошланиши таянч билан боғланса, унинг бошлангич «Н» нуқтаси тезлиги нолга тенг бўлади ва у ифодада белгиланмайди. Натижада (4.88) қуйидагича бўлади:

$$\overline{V}_{K_2} = \underset{\parallel KH}{\overline{V}_{K_3}} + \underset{\parallel KH}{\overline{V}_{K_2K_3}} \qquad (4.89)$$

Юқорида таъкидланганидек, хусусий ҳолларда (4.88) тенглама соддалашади, чунки унинг ҳадларидан бири нолга тенг бўлади. Масалан, $\varphi_{HK} = const$, $l_{HK} \neq const$ бўлганда (судралгич кўзғалмас йўналтирувчида, 4.43-шакл) айланиш тезлиги ноль бўлади, чунки $\frac{d\varphi_{HK}}{dt} = 0$, шу учун $V_{K_3H} = 0$

Бунда $$\overline{V}_{K_2H} = \overline{V}_{K_2K_3} \qquad (4.90)$$

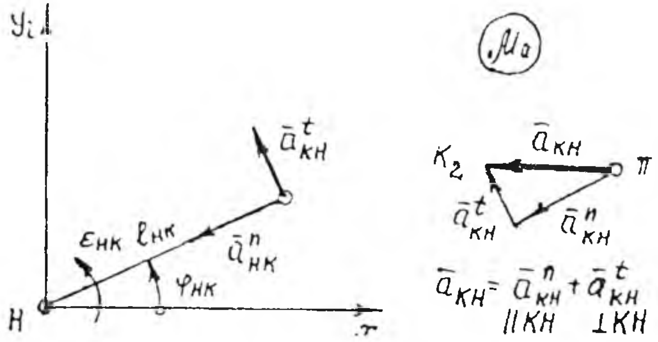
Агарда «Н» нуқта таянч билан боғланган бўлса

$$V_{K_2} = \underset{\parallel KH}{V_{K_2K_3}} \text{ ёки } V_{K_2} \parallel KH \qquad (4.91)$$

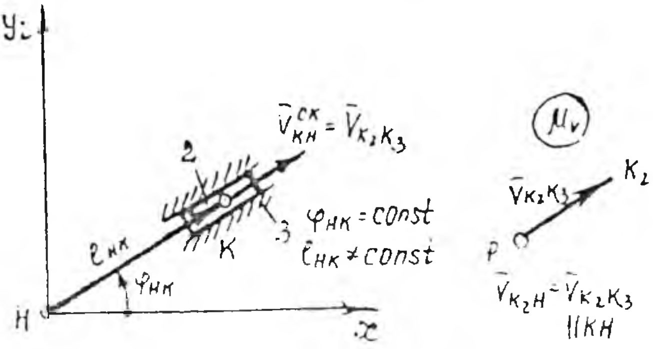
Векторнинг узунлиги ўзгармай $(l_{HK} = const)$ унинг йўналтирувчи бурчаги ўзгарса $(\varphi_{HK} \neq const)$, (4.44-шаклда узунлиги ўзгармас бўғин кўрсатилганидек) нисбий сирпаниш тезлиги нолга тенг бўлади, $V_{K_2K_3} = 0$, чунки $\frac{dl_{HK}}{dt} = 0$ Натижада,

$$\overline{V}_{KH} = \underset{\perp KH}{\overline{V}_{KH}^{пов}}, \quad \text{ёки} \quad V_{KH} \perp KH \qquad (4.92)$$

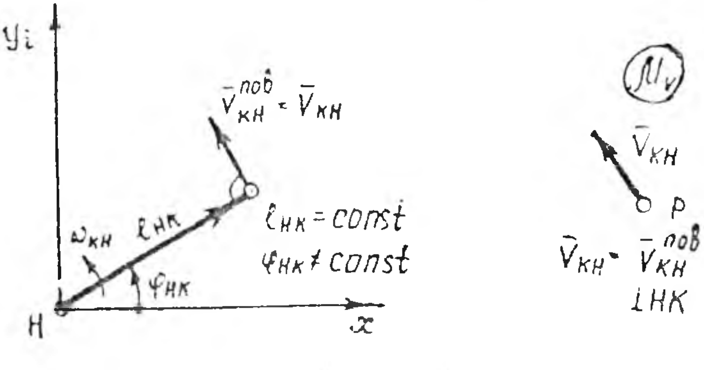
4.42, 4.43, 4.44-шаклларда (4.89), (4.90) ва (4.91) тенгламаларнинг μ_V масштабида қурилган векторлар йиғиндисидан иборат геометрик интерпретацияси кўрсатилган.



4.42-шакл. Тошга тегишли K_2 нуқтанинг тезлиги.



4.43-шакл. Ползунга тегишли K_2 нуқтанинг тезлиги.



4.44-шакл. Узунлиги ўзгармас бўғинга тегишли К нуқтанинг тезлиги.

Шакллардаги чизмалар бўғинларининг **тезлик режалари,** деб аталади. Режанинг бошланиш **Р нуқтаси қутб дейилади.**

Режадан фойдаланиб тезликнинг қийматини топиш учун тегишли кесмани μ_l масштабига кўпайтириш керак.

Тезланишларни аниқлаш. $Z_{HK} = l_{HK}e^{i\varphi_{HK}}$ векторини вақтга нисбатан икки марта дифференциаллаб, унинг «К» ни «Н» га нисбатан тезланишини аниқлаш мумкин.

$$a_{KH} = \frac{d^2 Z_{HK}}{dt^2} = \frac{d}{dt}\frac{dZ_{HK}}{dt} = \frac{d}{dt}\left[\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} + \frac{di\varphi_{HK}}{dt}\left(l_{HK}e^{i\varphi_{HK}}\right)\right] = \frac{d^2 l_{HK}}{dt^2}e^{i\varphi_{HK}}$$

$$+\frac{dl_{HK}}{dt}\frac{di\varphi_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} +$$

$$+\frac{d^2(i\varphi_{HK})l_{HK}}{dt^2}e^{i\varphi_{HK}} + \frac{di\varphi_{HK}}{dt}\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}} + \frac{di\varphi_{HK}}{dt}l_{HK}\frac{di\varphi_{HK}}{dt}l_{HK}\frac{di\varphi_{HK}}{dt}ei\varphi_{HK} =$$

$$= \frac{d^2 l_{HK}}{dt^2}e^{i\varphi_{HK}} + 2\frac{di\varphi_{HK}}{dt}ei\varphi_{HK} + \frac{d^2(i\varphi_{HK})}{dt}l_{HK}e^{i\varphi_{HK}} + \left(\frac{di\varphi_{HK}}{dt}\right)^2 l_{HK}e^{i\varphi_{HK}} =$$

$$\frac{d^2 l_{HK}}{dt^2}e^{i\varphi_{HK}} + +2\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}} + \frac{d^2\varphi_{HK}}{dt}l_{HK}e^{i\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}} + \left(\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\right)^2 l_{HK}e^{i\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}}$$

Бу ерда, $i = e^{i\frac{\pi}{2}}$ (4.75 ифодага қаралсин).

Натижада қуйидаги ҳосил бўлади:

$$\bar{a}_{KH} = \frac{d^2 l_{HK}}{dt^2}e^{i\varphi_{HK}} + 2\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} + \frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2}l_{HK}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} +$$

$$\left(\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\right)^2 l_{HK}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} \qquad (4.93)$$

Олинган (4.93) вектор тенгламани таҳлил қилиб, унинг ташкил қилувчиларини амалда қўлланиладиган белгилар билан кўрсатамиз

а) (4.93) тенгламани биринчи ҳади $\frac{d^2 l_{HK}}{dt^2}e^{i\varphi_{HK}}$ нисбий релятивистик сирпаниш тезланиши ҳисобланади.

Уни $\bar{a}^{\tau}_{KH}$ билан белгилаймиз

$$\bar{a}^{\tau}_{KH} = \frac{d^2 l_{HK}}{dt^2}e_{\tau}^{i\varphi_{HK}} \qquad (4.94)$$

Бу тезланишнинг модули

$$a^{\tau}_{KH} = \frac{d^2 l_{HK}}{dt^2} \qquad (4.95)$$

Унинг йўналтирувчи бурчаги

$$\arg a^{\tau}_{KH} = \arg e^{i\varphi_{HK}} = \varphi_{HK} \qquad (4.96)$$

Юқоридагилардан $\overline{a}^{\tau}_{KH}$ вектори берилган Z_{HK} вектори бўйлаб жойлашиб йўналиши унга мос ёки π бурчагига фарқ қилиши кўриниб турибди.

б) (4.93) тенгламани иккинчи ҳади $2\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}$

Кориолис, айлантирувчи ёки қўшимча тезланиш, деб аталиб, $\overline{a}^{кор}_{KH}$ символи билан белгиланади.

$$\left.\begin{aligned} \overline{a}^{кор}_{HK} &= 2\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\frac{dl_{HK}}{dt}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} \\ \text{ёки} \quad \overline{a}^{кор}_{KH} &= 2\omega_{KH}\overline{V}^{CK}_{KH}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} \end{aligned}\right| \qquad (4.97)$$

Бу тезланишнинг миқдори

$$a^{кор}_{HK} = 2\omega_{KH}V^{CK}_{HK} \qquad (4.98)$$

йўналиши аргументни кўрсатишига қараганда Z_{HK} векторга тикдир:

$$\arg \overline{a}^{кор}_{KH} = \arg e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} = \varphi_{HK} + \frac{\pi}{2} \qquad (4.99)$$

(4.97) ифодадан Кориолис тезланишнинг йўналишини аниқлаш қоидаси келиб чиқади. **Бунинг учун нисбий тезлик векторини кулисани бурчак тезлиги йўналишида 90^0 га буриш керак.**

Икки ҳолда Кориолис тезланиш нолга тенг:

1) Нисбий сирпаниш тезлиги нолга тенг бўлганда

$$V^{CK}_{KH} = 0;$$

2) Кулиса илгариланма ҳаракат қилганда, $\omega_{HK} = 0$.

в) Тенгламани учинчи ҳади $\frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2} l_{HK} e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}$ тангенциал ёки уринма тезланишдир.

$$\bar{a}^{t}_{KH} = \frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2} l_{HK} e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} \qquad (4.100)$$

Бу тезланишнинг қиймати

$$a^{t}_{KH} = \frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2} l_{HK} = \varepsilon_{HK} l_{HK} \qquad (4.101)$$

бунда $\frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2}$ бурчак тезланиши

$$\varepsilon_{HK} = \frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2} \qquad (4.102)$$

Тангенциал тезланишнинг аргументи

$$\arg \bar{a}^{t}_{KH} = \arg e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} = \varphi_{HK} + \frac{\pi}{2} \qquad (4.103)$$

(4.103) ифода тангенциал тезланишни Z_{HK} векторига тик, ε_{HK} бурчак тезланишига мос йўналганлигини кўрсатади.

г) тенгламанинг тўртинчи ҳади нормал тезланиш ҳисобланади. Унинг модули

$$a^{n}_{KH} = \left(\frac{d\varphi_{HK}}{dt}\right)^2 l_{HK} = W^2{}_{HK} l_{HK} = \frac{V^2_{KH}}{e_{HK}} \qquad (4.104)$$

Нормал тезланиш векторга параллел унинг «К» охиридан «Н» бошланишига қараб йўналган.

Буни вектор аргументи:

$$\arg \bar{a}^{n}_{KH} = \arg e^{i(\varphi_{HK}+\pi)} = \varphi_{HK} + \pi \qquad (4.105)$$

Шундай қилиб киритилган белгиларни ҳисоблаганда (4.93) тенглама қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\bar{a}_{KH} = \underset{\parallel KH}{\bar{a}^{n}_{KH}} + \underset{\perp KH}{\bar{a}^{t}_{KH}} + \underset{\parallel KH}{\bar{a}^{\tau}_{KH}} + \underset{\perp KH}{\bar{a}^{кор}_{KH}} \qquad (4.106)$$

(4.106) тенгламада (4.93) га нисбатан ташкил этувчилар тартиби бироз ўзгартирилган.

Векторнинг модули ва бурчаги ўзгарганда, масалан, кулиса билан боғлиқ векторда (4.45-шакл) К нуқтада иккита физик тошнинг (K_2) ва кулисаниНГ (K_3) нуқталарини бир-биридан ажратиш зарур. Бунда (4.106) вектор тенгламани қулай бўлган индекслар билан белгилаб қуйидагича фойдалаш мумкин:

$$\bar{a}_{K_2H} = \bar{a}^{n}_{K_2H} + \bar{a}^{t}_{K_2H} + \bar{a}^{\tau}_{K_2H} + \bar{a}^{кор}_{K_2K_3}$$

бу ерда;

$$a_{KH} = a_{K_2H}, \quad a^{n}_{KH} = a^{n}_{K_2H}, \quad a^{t}_{KH} = a^{t}_{K_2H},$$
$$a^{кор}_{KH} = a^{кор}_{K_2K_3}, \quad a^{\tau}_{KH} = a^{\tau}_{K_2K_3}$$

Агарда векторнинг бошланиши, «Н» нуқта таянч билан боғланса (4.107) тенглама қуйидаги кўринишга эга бўлади.

$$a_{K_2} = \bar{a}^{n}_{K_3} + \bar{a}^{t}_{K_3} + \bar{a}^{\tau}_{K_3K_2} + \bar{a}^{кор}_{K_3K_2} \qquad (4.108)$$

Хусусий ҳолда Z_{HK} векторнинг фақат битта компоненти ўзгарса (4.107) ва (4.108) тенгламалар соддалашади. Масалан, агар $\varphi_{HK} = const$ ва $l_{HK} \neq const$ (қўзғалмас йўналтирувчида судралгич, 4.46).

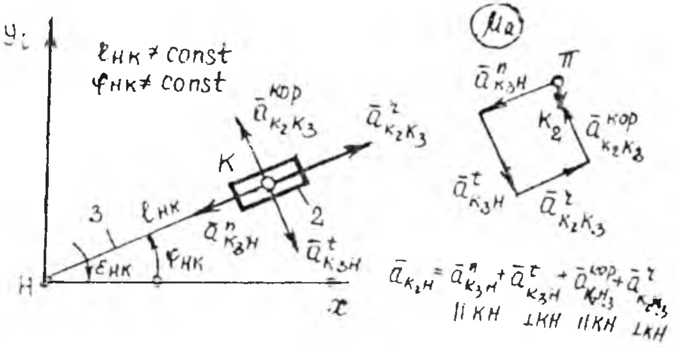
$$a^{n}_{K_3} = 0, \quad a^{t}_{K_3} = 0, \quad a^{кор}_{K_2K_3} = 0, \text{ чунки } \frac{d\varphi_{HK}}{dt} = 0 \text{ ва}$$

$$\frac{d^2\varphi_{HK}}{dt^2 = 0}, \quad a_{K_2} = a^{\tau}_{\substack{K_2K_3 \\ \parallel KH}}$$

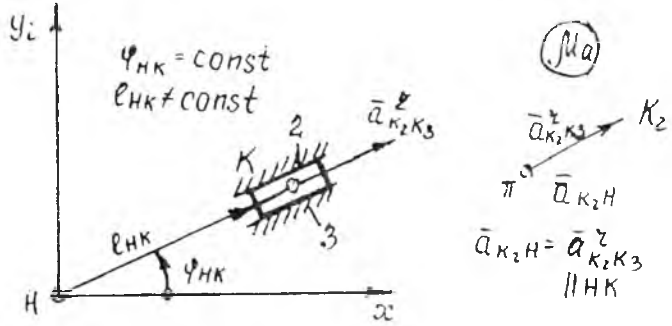
Агарда $\varphi_{HK} \neq const$, $l_{HK} = const$ (доимий узунликдаги бугин, 4.47 шакл)

$$a = a_{\substack{KH \\ \parallel KH}} + a_{\substack{KH \\ \perp KH}}, \quad a = 0, \quad a = 0, \quad чунки \ \frac{dl}{dt} = 0$$

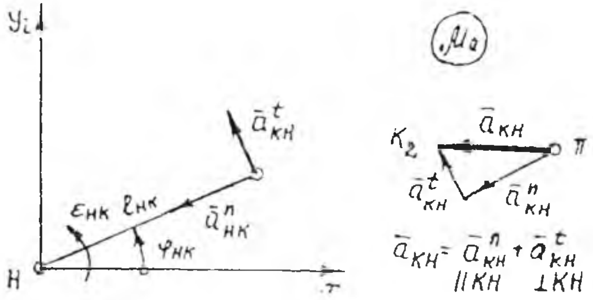
4.45, 4.46 ва 4.47 шаклларида (4.107), (4.109) ва (4.110) вектор тенгламаларга мос геометрик қурилмалар келтирилган.



4.45-шакл. Тошнинг K_2 нуқтасини тезланиши.



4.46-шакл. Судралгичнинг K нуқтасини тезланиши.



4.47-шакл. Ўзгармас узунликдаги буғиннинг K нуқтасини тезланиши.

Бу қурилмалар бўғинларнинг тезланиш режалари, деб аталади ва μ_a масштабида чизилган қутб деб аталувчи π нуқтадан бошланган векторларнинг йиғиндисидан иборат.

Тезлик режаси учун ўхшашлик теоремаси: BDC қаттиқ жисмни (бўғинни) текис параллел ҳаракатида нисбий тезлик ва тезланиш масаласини кўриб тезлик, тезланиш режалари учун ўхшашлик аломатларини аниқлаймиз, Ушбу BDC бўғиннинг (4.43-шакл) томонларини Z_{BC}, Z_{CD}, Z_{DB} векторлари билан кўрсатиб, ёпиқ контурни ёпиқлик тенгламасини тузамиз.

$$\bar{Z}_{BC} + \bar{Z}_{CD} + \bar{Z}_{DB} = 0$$

$$l_{BC}e^{i\varphi_{BC}} + l_{CD}e^{i\varphi_{CD}} + l_{DB}e^{i\varphi_{DB}} = 0 \qquad (4.111)$$

ёки умумий шаклда

$$\sum l_{HK}e^{i\varphi_{HK}} = 0 \qquad (4.112)$$

$\varphi_{HK} \neq const,\quad l_{HK} = const$ назарга олиб (4.111) тенгламани вақтга нисбатан дифференциаллаймиз

$$\frac{dZ_{BC}}{dt} + \frac{dZ_{DC}}{dt} + \frac{dZ_{DB}}{dt} = 0$$

$$l_{BC}\omega_{BC}e^{i\left(\varphi_{BC}+\frac{\pi}{2}\right)} + l_{CD}\omega_{CD}e^{i\left(\varphi_{CD}+\frac{\pi}{2}\right)} = 0 \qquad (4.113)$$

ёки умумий шаклда

$$\sum l_{HK}\omega_{HK}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)} = 0 \qquad (4.114)$$

(4.113) тенгламани вектор шаклида ёйилган ҳолда қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\bar{V}_{CB} + \bar{V}_{DC} + \bar{V}_{BD} = 0, \qquad (4.115)$$

(4.111) ва (4.113) ларни солиштирсак:

а) (4.111) ва (4.113) тенгламалари ўхшаш учбурчакларни ифодалайди, чунки $\Delta bcd \sim \Delta BCD$ (4.48-шакл, а,б) ва томонлари ўзаро тик жойлашган.

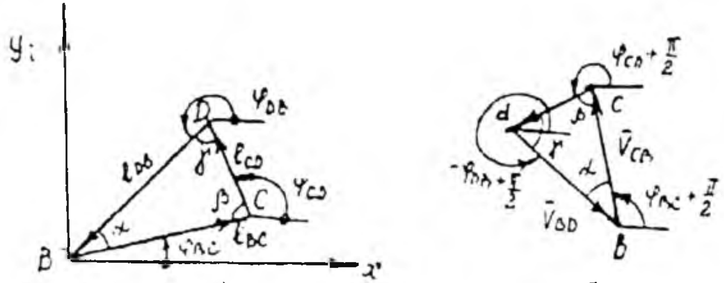
$\angle b = \angle B = \angle\alpha,\ \angle c = \angle C = \angle\beta,\ \angle d = \angle D = \angle\gamma$.

Бундан учбурчакларнинг томонларини пропорционаллиги келиб чиқади:

11-84

$$\frac{bc}{BC}=\frac{cd}{CD}=\frac{db}{DB};\qquad (4.116)$$

б) юқоридагилар асосида Δbcd *ни* ΔBCD га нисбатан бўғинни ҳаракат йўналишига мос ҳолда 90^0га бурилганлигини таъкидлаш керак.



а) б)

4.48-шакл. Тезлик режаси учун ўхшашлик теоремасини асослаш: а — бўғинни режаси; б — нисбий тезликлар режаси.

в) Бурчакларни жойлашиш тартиби, масалан, соат стрелкаси ҳаракатига тескари равишда, бир хилда бўлиши керак.

Шундай қилиб, Δbcd ва ΔBCD лар ўхшаш бўлиб,бир-бирига нисбатан $\frac{\pi}{2}$ бурчагига бурилган ҳолда бўлади.

Тезланиш режаси учун ўхшашлик теоремаси (4.113) тенгламани вақтга нисбатан дифференциаллаб бўғин нуқталарининг нисбий тезланишлари орасидаги богланиш олинади:

$$\sum\frac{d}{dt}\left[e_{HK}\omega_{HK}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}\right]=$$

$$=\sum\left[l_{HK}\frac{d\omega_{H}}{dt}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}+i\,l_{HK}\,\omega_{HK}\frac{d\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}{dt}e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}\right]=$$

$$=\sum\left[l_{HK}\,\varepsilon_{HK}\,e^{i\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)}+i\,l_{HK}\,\omega_{HK}^{2}ei\left(\varphi_{HK}+\frac{\pi}{2}\right)\right]=0\qquad (4.117)$$

(4.117) тенгламада $l_{НК}\,\varepsilon_{НК}\,e^{i(\varphi_{НК})}=\bar{a}'_{КН}$

$$i\,l_{НК}\,\omega^2_{НК}\,e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}\right)}=\bar{a}^n_{КН}$$

уларнинг йиғиндисидан тўлиқ нисбий $a_{КН}$ тезланиш келиб чиқади. Юқоридаги (4.117) тенгламага баъзи бир ўзгаришлар киритамиз:

$$\sum\bar{a}_{КН}=\sum\left[l_{НК}\,\varepsilon_{НК}\,e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}\right)}+i\,l_{НК}\,\omega^2_{НК}\,e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}\right)}\right]=$$

$$=\sum l_{НК}\,e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}\right)}\left[\varepsilon_{НК}+i\,\omega^2_{КН}\right] \qquad (4.118)$$

Қовус ичидаги комплекс сонни l модули ва θ аргументини аниқлаймиз:

$$l=\sqrt{\varepsilon^2_{КН}+\omega^4_{НК}}\,,\quad \mathrm{tg}\theta=\frac{\varepsilon_{НК}}{\omega^2_{КН}}\,,\quad \theta=\mathrm{arctg}\frac{\varepsilon_{НК}}{\omega^2_{КН}}$$

Демак, $l\,e^{i\theta}=\varepsilon_{НК}+i\omega^2_{КН}=\sqrt{\varepsilon^2_{НК}+\omega^4}\,e^{i\,\mathrm{arctg}\frac{\varepsilon_{НК}}{\omega^2_{НК}}}$ (4.119)

Олинган (4.119)ни (4.118)га қўйсак,

$$\sum a_{КН}=\sum l_{НК}\,e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}\right)}\left[\varepsilon_{НК}+i\,\omega^2_{НК}\right]=$$

$$\sum l_{НК}\,e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}\right)}\sqrt{\varepsilon^2_{НК}+\omega^4_{НК}}\,e^{i\,\mathrm{arctg}\frac{\varepsilon_{НК}}{\omega^2_{НК}}}=$$

$$\sum\sqrt{\varepsilon^2_{НК}+\omega^4_{НК}}\;l_{НК}\;e^{i\left(\varphi_{НК}+\frac{\pi}{2}+\mathrm{arctg}\frac{\varepsilon_{НК}}{\omega^2_{НК}}\right)} \qquad (4.120)$$

Ўзаро (4.112) ва (4.120) тенгламаларини таққослаб, (4.112)-ни ҳамма ҳадларини

$$\sqrt{\varepsilon^2_{НК}-\omega^4_{НК}}\,e^{i\,\mathrm{arctg}\frac{\varepsilon_{НК}}{\omega^2_{НК}}}$$

га кўпайтириб, (4.120) тенгламани ҳосил қилиш мумкинлигини айтиш лозим.

Бундан қуйидагилар келиб чиқади:

а) (4.112) ва (4.120) тенгламалари билан аниқланган шакллар ўхшаш бўлиб, $\sqrt{\varepsilon^2_{KH} + \omega^4_{HK}}$ кўпайтма пропорционаллик коэффициенти ҳисобланади.

Ушбу Δbcd *ва* ΔBCDларнинг томонлари учун пропорцияни тузиш мумкин:

$$\frac{bc}{BC} = \frac{cd}{CD} = \frac{db}{DB} \qquad (4.121)$$

б) векторлардан тузилган учбурчаклар аргументлари нисбий бурилиш $\theta = \frac{\pi}{2} + arctg\frac{\varepsilon_{HK}}{\omega^2_{HK}}$ бурчагига фарқ қилади.

Натижада нисбий тезланиш векторларидан ҳосил бўлган шакл бўғин шаклига ўхшаш бўлиб, θ бурчагига бурилган бўлади.

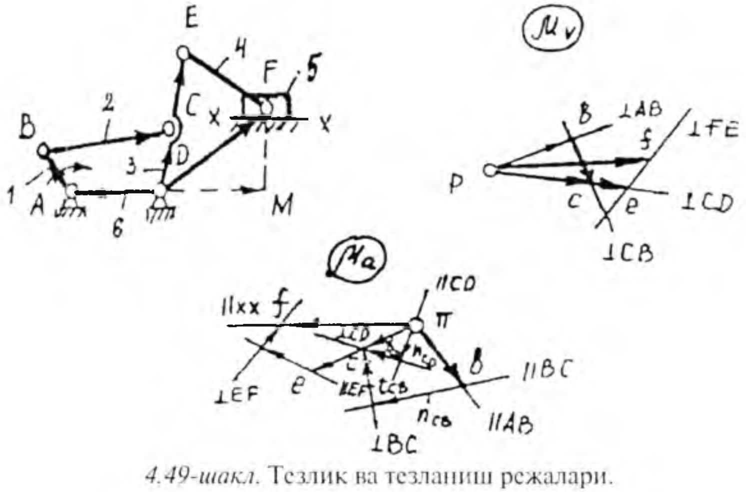
4.2.5.2. Кўп бўғинли механизмларнинг тезлик ва тезланиш режалари усулида кинематик таҳлили

Келтирилган усулда 4.49-шаклда тасвирланган механизмнинг тезлик ва тезланишларини аниқлаймиз.

I. Тезлик режасини қурамиз:

1) DABC ёпиқ контур тенгламасини тузамиз

$$\bar{Z}_{DC} = \bar{Z}_{DA} + \bar{Z}_{AB} + \bar{Z}_{BC}$$



4.49-шакл. Тезлик ва тезланиш режалари.

Ёпиқ контур тенгламасини дифференциаллаб, тезликнинг вектор тенгламасини оламиз:

$$\begin{cases} \bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{\underset{\perp CB}{CB}} \\ \bar{V}_C \perp CD \end{cases}$$

Шунингдек 2 та ABC ва DAC контурлари тенгламаларини тузиб олиш мумкин:

$$\begin{cases} \bar{Z}_{AC} = \bar{Z}_{AB} + \bar{Z}_{BC} \\ \bar{Z}_{AC} = \bar{Z}_{AD} + \bar{Z}_{DC} \end{cases} \qquad (2) \begin{cases} \bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{\underset{\perp CB}{CB}} \\ \bar{V}_C = \bar{V}_{\underset{\perp CD}{CD}} \end{cases}$$

2) E нуқтанинг тезлик вектори тегишли пропорциядан аниқланади.

$$\frac{DC}{DE} = \frac{Pc}{Pe}; \quad Pe = \frac{DE \cdot Pc}{Dc}, \quad \text{мм}$$

3) DEF ва DMF контурларининг тенгламаларини тузамиз:

$$\begin{cases} \bar{Z}_{DF} = \bar{Z}_{DE} + \bar{Z}_{EF} \\ \bar{Z}_{DF} = \bar{Z}_{DM} + \bar{Z}_{MF} \end{cases} \qquad (3) \begin{cases} \bar{V}_F = \bar{V}_E + \bar{V}_{\underset{\perp FE}{FE}} \\ \bar{V}F = \bar{V}_{\underset{\perp XX}{FM}} \end{cases}$$

4) Бўғинларининг бурчак тезликлари аниқланади.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}[1/c]; \quad \omega_3 = \frac{V_{CB}}{e_{CB}}[1/c], \quad \omega_4 = \frac{V_{FE}}{e_{FE}}[1/c]$$

II. Тезланиш режаси.

1. (2) тенгламани вақтга нисбатан икки марта дифференциаллаб, C нуқтанинг тезланиши аниқланади.

$$\begin{cases} \bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB} = \bar{a}_B + \bar{a}^n_{\underset{\parallel CB}{CB}} + \bar{a}^t_{\underset{\perp CB}{CB}} \\ \bar{a}_C = \bar{a}_{CD} = \bar{a}^n_{\underset{\parallel CD}{CD}} + \bar{a}^t_{\underset{\perp CD}{CD}} \end{cases}$$

бу ерда, $a^n_{CB} = \frac{V^2_{CB}}{l_{CB}} \left[\frac{м}{c^2}\right]$, $\quad n_{CB} = \frac{a^n_{CB}}{\mu_a} [мм]$

$$a^n_{CD} = \frac{V^2_{CD}}{l_{CD}} \left[\frac{м}{c^2}\right], \quad n_{CD} = \frac{a^n_{CD}}{\mu_a} [мм]$$

2 Е нуқтанинг тезланиши пропорциядан аниқланади.

$$\frac{DC}{DE} = \frac{\pi_C}{\pi e}; \qquad \pi e = \frac{DE \cdot \pi e}{DC} \quad [мм]$$

3 (3) Тенгламани вақтга нисбатан икки марта дифференциаллаб, F нуқта тезланишининг вектор тенгламаси олинади.

$$\begin{cases} \bar{a}_F = \bar{a}_E + a_{FE} = \bar{a}_E + \underset{\|FE}{\bar{a}^n_{FE}} + \underset{\perp FE}{\bar{a}^t_{FE}} \\ \bar{a}_F = \underset{\|XX}{\bar{a}_{FM}} \end{cases}$$

4. Бўғинларнинг бурчак тезланишлари қуйидаги ифодалардан аниқланади:

$$\varepsilon_2 = \frac{a^t_{CB}}{l_{CB}} \left[\frac{1}{c^2}\right], \qquad \varepsilon_3 = \frac{a^t_{CD}}{l_{CD}} \left[\frac{1}{c^2}\right], \qquad \varepsilon_4 = \frac{a^t_{FE}}{l_{FE}} \left[\frac{1}{c^2}\right]$$

4.2.4. Фазовий ричагли механизмларнинг кинематик таҳлили

Фазовий механизмлар кинематик таҳлилининг кенг тарқалган: **вектор контурлари** ва **координаталарни матрица орқали ўзгартириш усуллари** билан танишамиз.

4.2.4.1. Фазовий векторларнинг контурлари усули

Бу усул **вектор алгебраси** ва **аналитик геометрия** қоидаларига асосланган. Материални фазовий векторлар ва **орталар** ҳақидаги қисқача маълумотдан бошлаймиз.

l_m векторни фазодаги ҳолати унинг модулини ортага кўпайтириб аниқланади (4.50-шакл).

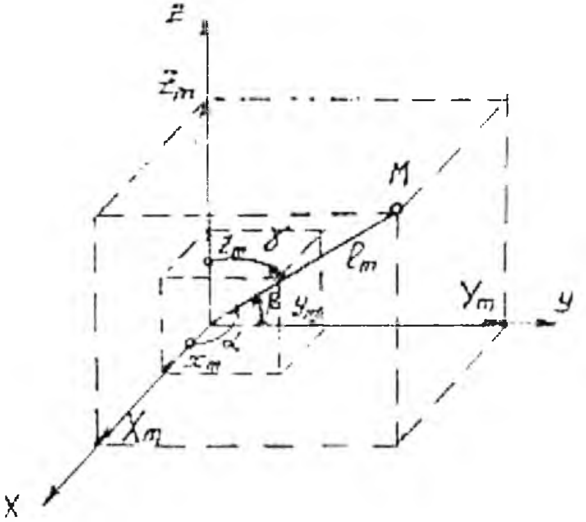
l_m векторни координата ўқларига проекцияларини катта X_m, Y_m ва Z_m ҳарфлар билан, e ортанинг проекцияларини кичик x_m, y_m ва z_m ҳарфлар билан белгилаймиз.

Ортанинг координата ўқларига проекцияларини миқдори $\cos\alpha_m$, $\cos\beta_m$, $\cos\gamma_m$ - йўналтирувчи косинусларга тенглигини эслатиб ўтамиз.

ОХ, ОУ ва OZ координата ўқларидаги бирламчи векторларни $\bar{i}$, $\bar{j}$ ва $\bar{k}$ символлари билан белгилаймиз.

Учта ортогонал орталарни скаляр кўпайтмаси қуйидаги қоидага бўйсунади.

$$\left.\begin{aligned} \bar{i}\,\bar{i} = \bar{j}\,\bar{j} = \bar{k}\,\bar{k} = 1 \\ \bar{i}\,\bar{j} = \bar{i}\,\bar{k} = \bar{j}\,\bar{k} = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (4.122)$$



4.50-шакл. Векторнинг ва бирламчи ортанинг координата ўқларига проекциялари.

Координата ўқларидаги орталарни вектор кўпайтмаси қуйидагича аниқланади:

$$\bar{i}\times\bar{i}=\bar{j}\times\bar{j}=\bar{k}\times\bar{k}=0$$
$$\bar{i}+\bar{j}=-\bar{j}\times\bar{i}=\bar{k}$$
$$\bar{j}\times\bar{k}=-\bar{k}+\bar{j}=\bar{i}$$
$$\bar{i}\times\bar{k}=-\bar{k}\times\bar{i}=-\bar{j} \qquad (4.123)$$

Фазовий векторни ва ортани уларнинг координата ўқларидаги проекциялари орқали кўрсатиш мумкин:

$$\bar{l}_m=l_m\bar{e}_m=\bar{i}X_m+\bar{j}Y_m+\bar{k}Z_m$$
$$\bar{e}_m=\bar{i}x_m+\bar{j}Y_m+\bar{k}Z_m \qquad (4.124)$$

Векторни модули билан проекциялари қуйидагича боғланган:

$$X_m^2+Y_m^2+Z_m^2=l_m^2 \qquad (4.125)$$

Фазовий векторни ортаси проекциялари билан қуйидагича боғланган:

$$x_m^2+y_m^2+z_m^2=1$$

бу формулани бошқа кўринишда ёзиш мумкин

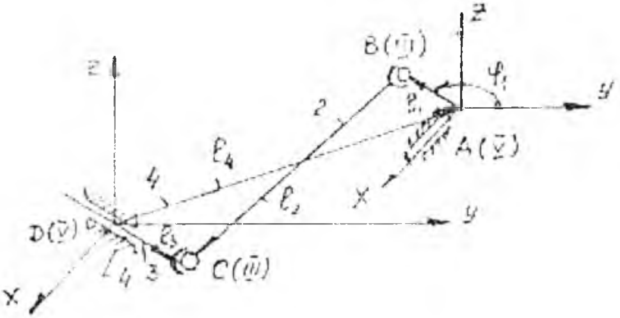
$$\cos^2\alpha+\cos^2\beta+\cos^2\gamma=1 \qquad (4.126)$$

Икки вектор ортасини скаляр кўпайтмаси улар орасидаги бурчак косинусига тенг бўлиб орталарнинг проекцияларини жуфт кўпайтмаси билан ифодаланиши мумкин.

$$\cos\bar{e}_p\,\bar{e}_q=\bar{l}_p\bar{l}_q=x_p x_q+y_p y_q+z_p z_q \qquad (4.128)$$

Фазовий айлангич-судралгичли механизмнинг кинематик таҳлили

Берилган 4.51-шаклда тасвирланган фазовий айлангич-судралгичли механизмнинг кинематик таҳлилини бажариш усулини кўриб чиқамиз.



4.51-шакл. Фазовий айлангич-судралгичли механизмнинг кинематик схемаси.

Ҳар бир бўғинга боғланган фазовий векторларнинг l_1 l_2 l_3 узунликлари, учинчи бўғинни e_3 ортасининг x_3, y_3, z_3 проекциялари, тўртинчи бўғин e_4 ортасининг x_4, y_4, z_4 проекциялари ва айлангичнинг ҳаракат қонуни $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ берилган бўлсин. Учинчи чиқувчи бўғинни–судралгични кинематик характеристикалари аниқланиши талаб қилинади.

Таркибида иккита V синф ва иккита III синф кинематик жуфтлари бўлган айлангич-судралгичли механизм шатуннинг ўқи атрофида ортиқча ҳаракатланишига-айланишига эга. Бу ортиқча ҳаракатланувчанлик механизмни ҳаракатига таъсир қилмайди ва фойдали бўлиб, B(III) ва C(III) сферик кинематик жуфтларни бир меъёрда ейилишини таъминлайди.

ABCDA ёпиқ контурни вектор тенгламасини тузамиз

$$\bar{l}_4 + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 = \bar{l}_3 \qquad (4.129)$$

Вектор контурининг тенгламасини қуйидаги кўринишда ҳам ёзиш мумкин:

$$l_4\bar{e}_4 + l_1\bar{e}_1 = l_3\bar{e}_3 = -l_2\bar{e}_2 \qquad (4.130)$$

(4.130) тенгламадан e_2 ортани йўқотиш учун уни қуйидагича ёзамиз:

$$l_4\bar{e}_4 + l_1\bar{e}_1 = l_3\bar{e}_3 = -l_2\bar{e}_2 \qquad (4.131)$$

Сўнгра скаляр $\bar{e}_2 \cdot \bar{e}_2 = 1$ ни назарга олиб (4.131) тенгламасини квадратга оширамиз. Натижада l_3 номаълумга нисбатан квадрат тенглама келиб чиқади.

$$l_4^2 + l_1^2 + l_3^2 - l_2^2 + 2l_1l_4\bar{e}_4 \cdot \bar{e}_1 - 2l_3l_4\bar{e}_4\bar{e}_3 - 2l_1l_3\bar{e}_1\bar{e}_3 = 0 \qquad (4.132)$$

Баъзи ўзгартиришлардан сўнг (4. 123)ни ҳисобга олиб l_3 номаълумли квадрат тенглама олинади.

$$l_3^2 - 2(l_4c_{43} + l_1c_{13})l_3 + c = 0 \qquad (4.133)$$

бу ерда,

$$c_{43} = x_4x_3 + y_4y_3 + Z_4Z_3;$$

$$c_{13} = y_3 \cos\varphi_1 + Z_3 \sin\varphi_1 \qquad (4.134)$$

$$C = l_4^2 + l_1^2 - 2l_1l_4(y_4 \cos\varphi_1 + Z_4 \sin\varphi_1) \qquad (4.135)$$

Олинган (4. 133) тенгламани ечиб, қуйидаги ифодани оламиз:

$$l_3 = (l_4c_{43} + l_1c_{13}) \pm \sqrt{(l_4c_{43} + l_1c_{13})^2 - c}. \qquad (4.136)$$

Ушбу (4.136) дан механизмни иккита вариантда йиғиш мумкинлиги келиб чиқади.

Судралгични l_3 кўчишини аниқлагандан сўнг (4.130) тенгламадан иккинчи бўғини e_2 орта аниқланиши мумкин.

$$\bar{e}_2 = \frac{l_3}{l_2}\bar{e}_3 - \frac{l_4}{l_2}\bar{e}_4 - \frac{l_1}{l_2}\bar{e}_1 \qquad (4.137)$$

(4.125) ёрдамида (4.131) тенгламани проекциялар тенгламасига ёйиш мумкин.

$$\tau x + \bar{j}y + K\bar{Z}_2 = \frac{l_3}{l_2}(\tau x_3 - jy_3 + \bar{K}Z_3) -$$

$$\frac{l_4}{l_2}(\tau x_4 + \bar{j}y_4 + \bar{K}Z_4) - \frac{l_1}{l_2}(\tau x_1 - \bar{j}y_1 + KZ_1) \qquad (4.138)$$

Бундан, e_2 орта проекцияси ёки l_2 векторни йўналтирувчи косинуси аниқланиши мумкин.

$$x_2 \frac{l_3}{l_2}x_3 - \frac{l_4}{l_3}x_4 - \frac{l_1}{l_2}x_1;$$

$$y_2 = \frac{l_3}{l_2}y_3 - \frac{l_4}{l_2}y_4 - \frac{l_1}{l_2}y_1;$$

$$z_2 = \frac{l_3}{l_2}z_3 - \frac{l_4}{l_2}z_4 - \frac{l_1}{l_2}z_1 \qquad (4.139)$$

V_{qc} тезлик аналогини аниқлаш учун (4.136) вектор контурининг тенгламасини ўзгарувчан φ_1 га нисбатан дифференциалласак:

$$l_1\bar{e}_1^1 + l_2\bar{e}_2^1 = l_3^1\bar{e}_3^1 \qquad (4.140)$$

Бу ерда, l_3^1 тезлик аналоги ҳисобланади.

Зарур ўзгартиришлардан сўнг C нуқтани тезлик аналоги ифодаси келиб чиқади.

$$V_{qc} = l_3^1 = \frac{-Y_2 \sin\varphi_1 + Z_2 \cos\varphi_1}{X_3X_2 + Y_3Y_2 + Z_3Z_2} \qquad (4.141)$$

C нуқтани тезланиши қуйидагича аниқланади:

$$V_c = \omega_1 V_{qc} \qquad (4.142)$$

C нуқтани тезланиш аналогини топиш учун (4.140) тенгламани φ_1 нисбатан дифференциаллаш керак. Тезланиш аналогидан фойдаланиб, C нуқтанинг тезланишини маълум бўлган ифодадан аниқлаш мумкин.

$$a_c = \varepsilon_1 V_{qc} + \omega_1^2 a_{qc} \qquad (4.143)$$

Агарда механизм айлангичи текис ҳаракатланса, $\varepsilon_1 = 0$ ни инобатга олиб, C нуқтани тезланиши аниқланади.

$$a_c = \omega_1^2 a_{qc} \qquad (4.144)$$

Қурилган вектор усулини профессор В.А.Зиновеьев ишлаб чиққан ва у амалда кенг қўлланилади.

4.2.4.2. Координаталарни матрицада ўзгартириш усули

Механизмларни кинематик таҳлилини ЭҲМ ни қўллаб бажаришда **координаталарни ўзгартириш** усулидан фойдаланиш қулайдир. Механизм бўғинларининг бир-бирига нисбатан ҳолатларини аниқловчи умумлашган координаталарни боғлайдиган тенгламаларни тузиш ва ечиш усулнинг мақсади ҳисобланади.

Масалан, қандайдир нуқтани координаталари $i-1$ координата системасида берилган бўлса, унинг i системадаги янги координаталарини қуйидаги боғланишдан аниқлаш мумкин.

$$r_i = A_{i,}(i-1) \cdot r_{i-1} \qquad (4.145)$$

бу ерда, r_i — нуқтани i координата системасидаги радиус вектори;

$r_{(i-1)}$ — нуқтани $i-1$ координата системасидаги радиус вектори;

$A_{i(i-1)}$ — $i-1$ системадаги координатадан i системадагига ўтишнинг кенгайтирилган матрицаси.

r_i ва $r_{(i-1)}$ радиус векторлари қўриладиган нуқтани координаталари орқали матрица-устунда ифодаланади.

$$r_i = \begin{vmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \\ 1 \end{vmatrix} \quad (4.146) \quad \text{ва} \quad r_{(i-1)} = \begin{vmatrix} x_{i-1} \\ y_{i-1} \\ z_{i-1} \\ 1 \end{vmatrix} \quad (4.147)$$

Бир координата системасидан бошқасига ўтишни кенгайтирилган $A_{i,(i-1)}$ матрицаси баъзида **кинематик жуфтнинг матрицаси, деб аталади.** Бу ҳақда кейинроқ тўхталамиз.

Механизмларни кинематик таҳлилида координаталарни ўзгартириш учун аниқ қоидаларга қараб танланувчи махсус координаталар системасидан фойдаланилади.

Фараз қилайлик, айланма ва илгариланма V синфли жуфтлардан иборат фазовий механизм берилган бўлсин.

Механизмнинг ҳамма бўғинларини нолинчи бўғин ҳисобланган таянчдан бошлаб рақамлар билан белгилаймиз ва ҳар бир бўғинга махсус танланган декарт координата системаларини боғлаймиз.

а) Z_i ўқи i ва $i-1$ бўғинларидан тузилган кинематик жуфтнинг ўқи бўйлаб йўналиши керак;

б) X_i ўқи Z_{i-1} ўқини тўғри бурчак остида кесиб ўтиши керак;

в) Y_i ўқининг йўналиши ўнг координаталар системасини таъминлаши зарур.

Юқоридаги қоидалар асосида танланган махсус координаталар қуйидаги афзалликларга эга:

• координата ўқларини айлантириб, икки марта параллел силжитиб ва яна бир марта айлантириб $i-1$ системани i системасига ўзгартириш мумкин.

Бу жараёнлар қуйидаги тартибда бажарилади (4.52-шакл):

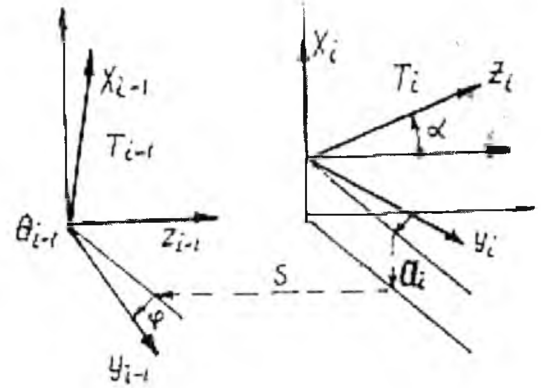
1) $i-1$ системани Z_{i-1} ўқи атрофида θ_i бурчагига X_{i-1} ўқи X_i ўқига параллел бўлгунча буриш;

2) Бурилган системани Z_{i-1} ўқи бўйлаб X_{i-1} ва X_i ўқлари бир чизиқда жойлашгунча S_i миқдорга силжитиш;

3) Координаталарнинг бошланишлари бир-бирига мос келгунча системани X_i ўқи бўйлаб a_i миқдорга силжитиш;

4) Z_{i-1} ва Z_i ўқлари биргаликда бўлгунча системани X_i ўқи атрофида α_i бурчагига айлантириш.

Бу ҳаракатлар натижасида $i-1$ система i система билан биргаликда бўлади.



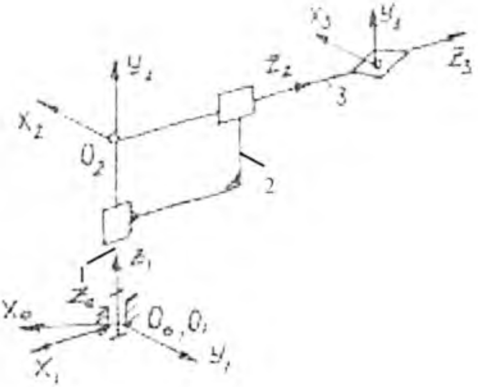
4.52-шакл. Икки фазовий координата системасини биргаликда бўлиш схемаси.

$i-1$ системадан i системага ўтишини якунловчи матрицаси қуйидаги кўринишда бўлади:

$$A_i = \begin{pmatrix} \cos\theta_i & -\sin\theta_i\cos\alpha_i & \sin\theta_i\sin\alpha_i & a_i\cos\theta_i \\ \sin\theta_i & \cos\theta_i\cos\alpha_i & -\cos\theta_i\sin\alpha_i & a_i\sin\theta_i \\ 0 & \sin\alpha_i & \cos\alpha_i & S_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.148)$$

A_i матрицада тўртта параметрлар:

θ_i, α_i, a_i *ва* S_i умумлашган координаталар бўлиб, улардан бири: айланма жуфтлар учун θ_i бурчаги, илгариланма жуфтлар учун S_i силжиши ўзгарувчандир. Бу соддалаштириш махсус координаталар системасини киритиш йўли билан эришилди.



4.53-шакл. Манипулятор механизмини махсус координата системалари.

4.53-шаклда тасвирланган манипулятор механизми ушлагичи марказининг ҳолатини аниқлаш масаласини кўрамиз. Манипуляторнинг ҳамма бўғинлари ҳолати маълум деб тахминланади. Ушлагичнинг таянч билан боғланган 0_0 X_0 $У_0$ Z_0 координаталар системасидаги ҳолати аниқланиши талаб қилинади.

Бўғинлар билан боғланган махсус координаталар системаси юқорида кўрсатилган қоидалар асосида танланади. Z_0 ўқи (0,1) кинематик жуфтнинг айланиш ўқи бўйлаб йўналган; Z_1ўқи иккинчи звено ҳаракат қилувчи (1,2) илгарилама жуфт ўқи бўйлаб йўналган; Z_2 ўқи учинчи звено ҳаракат қилувчи (2,3) илгарилама жуфт ўқи бўйлаб йўналган; Z_3 ўқи эса Z_2 ўқига ўхшаш йўналган.

Кинематик жуфтларни тури ва уларнинг параметрлари кўрсатилган жадвални тузамиз.

Кинематик жуфт	Жуфтнинг тури	Бўғин рақами (номери)	Параметрларнинг моҳияти			
			Θ	α	S	α
0,1	айланма	1	θ_1	0	0	0
1,2	илгариланма	2	180	90	S_2	0
2,3	илгариланма	3	0	0	S_3	0

Жадвалга ва (4.142) матрицага мос кинематик жуфтларнинг матрицасини тузамиз.

$$A_1 = \begin{pmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 .0. & 0. & 0 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 . & 0. & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \qquad (4.149)$$

$$A_2 = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & S_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \qquad (4.150)$$

$$A_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & S_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \qquad (4.151)$$

Матрицаларни кўпайтириш қоидасига A_1, A_2 ва A_3 матрицаларни кўпайтириб, ушлагич асосида марказининг координатасини ҳамда X_3 ва Z_3 ўқларининг йўналтирувчи косинусларини аниқлаш мумкин бўлган Т матрицани ҳосил қиламиз.

$$T_3 = \begin{pmatrix} -\cos\theta_1 0. & -\sin\theta_1 & -S_3 \sin\theta_1 & \\ -\sin\theta_1 0. & \cos\theta_1 . & & S_3 \cos\theta_1 \\ 0 & 1 & 0 & S_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \qquad (4.152)$$

(4.152) матрицадан ва таянч билан боғланган координата системасида ушлагич марказини координатаси аниқланади.

$$X_3 = -S_3 \sin \theta_2 \qquad (4.153)$$

$$Y_3 = S_3 \cos \theta_2 \qquad (4.154)$$

$$Z_3 = S_2 \qquad (4.155)$$

Ушлагич марказининг ҳолати ифодасини вақтга нисбатан дифференциаллаб нуқта тезлигининг координата ўқларига проекцияларини ва сўнгра ушлагич марказини тўлиқ тезлигини аниқлаш мумкин. Навбатдаги дифференциаллаш орқали тезланиш аниқланади.

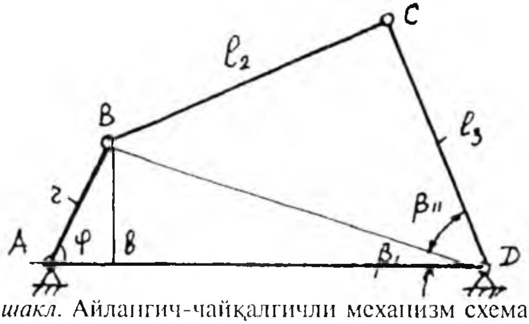
Ушлагич марказининг ҳаракатини кинематик таҳлили масалани тўғри ечими бўлиб, манипулятор ҳамма бўғинларининг умумлашган координаталарини берилган қийматларидан ушлагичнинг ҳаракати ва ориентацияси аниқланади.

Кинематиканинг тескари ечимида ушлагични маълум ҳолати ва ориентациясига қараб манипуляторнинг бўғинларининг ҳолатини аниқлаш зарур.

Координаталарни матрица орқали ўзгартириш усулидан ёпиқ векторлар контурларидан иборат механизмларни кинематик таҳлилидан ҳам фойдаланиш мумкин.

4.2.5. Текис ва фазовий механизмларнинг кинематик таҳлилини геометрик боғланишлар орқали амалга ошириш

Айлангич-чайқалгичли механизмни кинематик таҳлилини геометрик боғланишлар орқали аниқлаймиз. Бизга 4.53а-шаклда берилган механизмни таҳлил қилиш талаб этилсин.



4.53а-шакл. Айлангич-чайқалгичли механизм схемаси.

Чизмадаги ABв дан Bв=rsinφ; AB=rcosφ ёки вД=l_4-rcosφ
Δ

ΔBвД дан $tg\beta = \dfrac{r\sin\varphi}{l_4 - r\cos\varphi}$;

Чизмадаги ΔBCД ва ΔABД лардан косинуслар теоремасига асосан:

$$l_2^2 = BD^2 + l_3^2 - 2BD \cdot l_3 \cos\beta'',$$

$$BD^2 = r^2 + l_4^2 - 2rl_4\cos\varphi$$

Ҳосил қилинган ифодалардан cosb" аниқлаймиз:

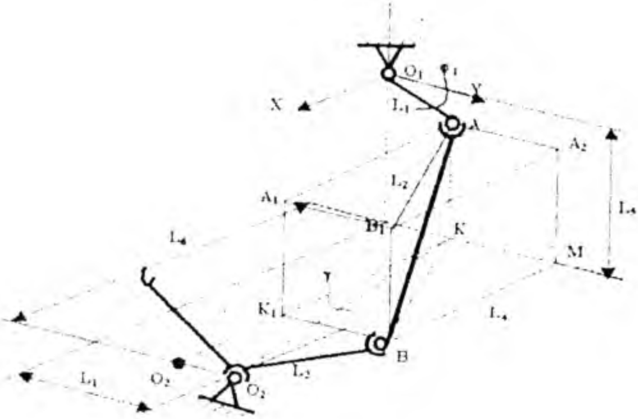
$$cosЯ" = \frac{r^2 + l_{24} + l_{23} - l_{22} - 2rl_4 \cos\varphi}{2l_3\sqrt{r^2 + l_{24} - 2rl_4\cos\varphi}}$$

Чизмадан $\beta = \beta' + \beta''$ ни ҳисобга олиб,

$$Я = arctg\frac{r\sin\varphi}{l_4 - r\cos\varphi} + arccos\frac{r^2 + l_{24} + l_{23} - l_{22} - 2rl_4\cos\varphi}{2l_3r_2 + l_{24} - 2rl_4\cos\varphi}$$

Бундан $\varpi_3 = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{dt} + \frac{d\beta'}{dt}; \varepsilon_3 = \frac{d^2\beta}{dt^2}; U_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}$ топилади.

Энди фазовий айлангич-чайқалгичли механизмни кинематик таҳлилини кўриб чиқайлик. 4.53б-шаклда пастки ипни тортувчи механизм схемаси кўрсатилган.



4.53б-шакл.

Бу механизмда айлангич O_1A ZO_1Y текислигида ҳаракат қилса, чайқалгич-туртгич O_2B горизонтал текисликда ҳаракат қилади, шатун AB эса фазовий мураккаб ҳаракат қилади.

ΔBKO_2 дан (4.55-шакл) косинуслар теоремаси асосида қуйидаги ифодани ёзиш мумкин: $BK^2=O_2B^2+O_2K^2-2O_2B*O_2K\cos(j_3+g)$

ΔAKB дан: $BK^2=L^2_2-AK^2$

$AK=L_3-L_1\sin j_1$ назарга олиб, $BK^2=L_3+O_2K^2-2L_3O_2K\cos(j_3+g)$

12-84

AK қийматини (3) дан (2) га қўйсак $BK^2=L^2_2-(L_5-L_1\sin j_1)^2$
4.55-шаклдан $O_2K^2=O_{21}K^2+(L_6-L_1\sin j_1)^2$

$\Delta O_2O_{21}K$ дан: $tg\gamma=\frac{O\ O}{O21K}$ ёки $\gamma=\operatorname{arctg}\frac{L6-L1\cos'}{L7}$, бу ерда $L_7=O_{21}K$.

Ўзгаришлардан сўнг

$$\varphi_3=\arccos\frac{L_1-L_2+L_3+L_6+L_7-2L_1L_6\cos\varphi_1+L_{25}-2L_1L_5\sin\varphi_1}{2L_3\sqrt{L_7+(L_6-L_1\cos\varphi_1)^2}}-$$

$$-arctg\frac{L_5-L_1\cos\varphi_1}{L_7}$$

Бундан ташқари пастки ипни туртувчи механизм шатунининг ҳолати шатун билан проекцияланадиган H, V, W текисликлар орасидаги қуйидаги формулаларда ҳисобланадиган бурчаклар орқали аниқланади:

$$\varphi_2^H=\arccos\frac{L_6-L_1\cos\varphi}{L_2};$$

$$\varphi_2^V=\arcsin\frac{L_3\sin\varphi_3+L_6-L_1\sin\varphi_1}{L2};$$

$$\varphi_2^W=\arcsin\frac{\sqrt{(L_3\sin\varphi_3+L_6-L_1\cos\varphi_1)^2+(L_5-L_1\sin\varphi_1)^2}}{L_2}$$

бу ерда, j_1, j_3 – айлангич ва турткичнинг (чайқалгични) бурчак силжишлари; j_2^H, j_2^V, j_2^W – шатуннинг проекцияланадиган текисликларга нисбатан силжиш бурчаклари; L_1, L_2, L_3 –айлангични, шатунни ва чайқалгични узунликлари; L_5, L_6, L_7-Z, X, Y- ўқлари бўйлаб O1O2 шарнирлар орасидаги масофалар.

φ_3 ни вақтга нисбатан дифференциаллаб, турткичнинг бурчак тезлигини аниқловчи ифода келтириб чиқарилади.

$$\omega_3=\frac{2Ll_3(l_4-l_1\cos\omega_1t)l_1\omega_1\sin\omega_1t-2K^2(l_1l_6\omega_1\sin\omega_1t-l_1l_5\omega_1\cos\omega_1t)}{l_3K\sqrt{K^2-L^2}}-$$

$$-\frac{l_4\omega_1\sin\omega_1t}{\left[I+\left(\frac{l_6-l_1\cos\omega_1t}{l_1}\right)^2\right]}l_3$$

бу ерда, $L = l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + l_7^2 + l_5^2 - 2l_1l_6\cos\omega_1 t - 2l_1l_5\sin\omega_1 t;$

$$K = 2l_3\sqrt{l_7^2 + (l_6 - l_1\cos\omega_1 t)^2}$$

l_1, l_2..., l_7-механизмни геометрик ўлчамлари; φ_1, φ_2, φ_3 – айлангичнинг, шатунни ва чайқалгичнинг бурчак силжишлари.

4.3. РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК СИНТЕЗИ

Кинематик (метрик) синтези берилган шартларга мос механизмнинг кинематик схемасини ўзгармас параметрлари аниқланади. Бўғинларнинг узунлиги, таянч билан боғланган кинематик жуфтлар элементларининг координаталари, баъзи бир доимий бурчаклар ва бошқа механизмнинг ўзгармас параметрлари ҳисобланади.

Механизмнинг кинематик синтезида кинематик боғланишларни ифодаловчи тенгламалар кинематик схемани ўзгармас параметрларига нисбатан ечилади, ўзгарувчан кинематик характеристикалар (кўчишлар, тезликлар, тезланишлар) берилган, деб ҳисобланади. Бу эса кинематик синтезни кинематик анализга тескари масала, деб қарашга асос бўлади.

Синтезда қўйиладиган шартлар турли-тумандир ва уларни кинематик синтезнинг учта гуруҳдаги масалаларига келтириш мумкин.

1. Қаттиқ жисмнинг берилган ҳаракат дастурини амалга ошириш;

2. Қаттиқ жисмнинг айрим элементларини — нуқтани, чизиқни ва бошқаларни, берилган ҳаракат дастурини амалга ошириш;

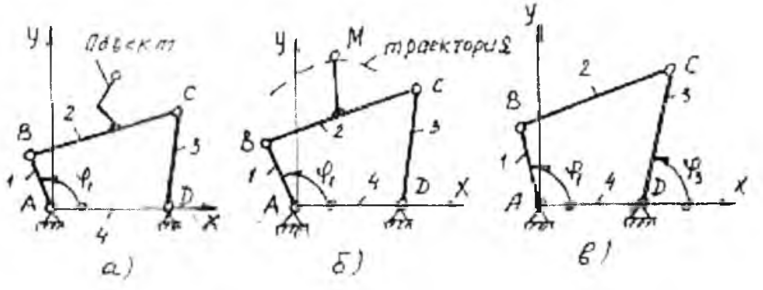
3. Иккита ва ундан ортиқ бўғинларнинг чизиқли ёки бурчакли кўчишларини мувофиқлаштириш.

Биринчи масала,Я механизмнинг функцияси ижрочи органни кўчиши билан боғлиқ бўлганда, масалан, телескопларни ёки бошқа мосламларни ориентация системаларида намоён бўлади.

Иккинчи масала, механизмни траекториялар генератори, деб қаралганда намоён бўлади. Бундай механизмлар йўналтирувчи механизмлар деб аталади.

Учинчи масала механизм кирувчи ва чиқувчи бўғинларни кўчишлари орасидаги функционал боғланишни қайтарганда намоён бўлади. Бундай механизмларни узатувчи механизмлар деб аталади. Узатувчи механизмларга ўқлари турлича жой-

лашган икки бўғиннинг айланишини боғлайдиган универсал чизиқли бўлмаган муфталар, деб қараш мумкин.



4.54. шакл. Тўрт бўғинли шарнирли механизмни турли сифатда намоён бўлиши (а-кўчирувчи механизм, б-йўналтирувчи механизм, в-узатувчи механизм).

4.54-шаклда тўрт бўғинли шарнирли механизм турли учта вазифада: а) берилган объектни силжитувчи механизм сифатида (4.54а-шакл); б) йўналтирувчи механизм сифатида (4.54б-шакл) ва в) j, f(j_1) функцияни бажарувчи узатувчи механизм сифатида (4.54в-шакл) тасвирланган.

Бўғинларнинг ва нуқталарнинг лойиҳаланадиган механизмда амалга ошириладиган бўғинлар ва нуқталарнинг ҳаракатлари дастури икки усулда берилиши мумкин.

1) Ҳаракатланадиган бўғинни вақтга нисбатан узлуксиз ўзгарувчан координаталари функцияларида ёки

2) дискрет тарзда, бўғинни бир нечта охирги ҳолатлари мажмуида.

Механизмларнинг синтези турли усулларда бажарилиши мумкин:

1) Аналитик усул;

2) График усул;

3) Графоаналитик усул;

4) Физик ва электрон моделлаштиришнинг тажриба усули;

5) Синтезни математик модели асосида компьютерда виртуал моделлаштириш усули.

График усуллар (баъзида геометрик-график, деб аталади) чизмадаги геометрик қурилмаларга асосланган бўлса,

графоаналитик усуллар эса график ва **аналитик усулларнинг** симбиози ҳисобланади. Бу усулларнинг аниқлиги ҳақида юқорида баён қилинган.

Кинематик синтезнинг аналитик усуллари математиканинг яқинлаштириш, интерполяция, функцияни оптималлаштириш каби йўналишларини ўз ичига олган кенг кўламдаги математик аппаратга асосланган.

Аналитик синтезнинг ҳамма усуллари синтезнинг берилган функциясини тиклашда турли яқинлашишларга асосланган. Чунки ричагли механизмларни синтезида берилган шартларни аниқ бажариш мумкин эмас ва қўйилган масалани тахминий ечими билан чекланишга тўғри келади.

Баъзи аналитик синтез усулларини моҳияти билан танишамиз.

Синтез масаласини ечишда У = f (x) берилган функцияни бажариш маъқул бўлсин, У = F (x) эса алмаштирувчи, яъни лойиҳаланадиган ричагли механизм воситасида бажариши мумкин бўлган функция бўлсин.

Функциянинг оғишини белгилаймиз

$$\Delta(X)=f(X)-F(X) \tag{4.156}$$

Синтез масаласини интерполяция усулида ечишда алмаштирувчи F (x) функцияга қуйидаги талаблар қўйилади:ўзгарувчан X ни баъзи интервалдаги берилган нуқталарининг оғиши

$\Delta(X)=f(X)-F(X)$ нолга тенг бўлиши керак. f (x) ва F (x) функцияларининг графикдаги кесишувчи нуқталари **интерполяция тугунлари,** деб аталади. Механизмларнинг синтезида берилган ва унинг ўрнини босадиган функцияларни интерполяция тугунида мос келиши билан чегараланиш мумкин бўлганда, яъни механизмларни баъзи ҳолатларида интерполяция усулидан фойдаланиш керак.

Академик Чебишев ишлаб чиққан энг яхши яқинлаштириш усулидан фойдаланилганда алмаштирувчи F (x) функцияни ўзгарувчан X нинг берилган интервалдаги ҳамма қийматларида f (x) функцияга яқинлашишини таъминлаш талаби қаттиқ қўйилади. Бунинг учун F(X) функциясини доимий коэффициентининг танланган қийматлари қўйилган шартларни қониқтирувчи полиномлар шаклида келтирилади. Интерполяция усулига нисбатан яқинлаштириш усулида синтез масаласини аниқроқ ечими таъминланади.

Механизмларнинг синтезида оптимизация усулидан фойдаланилганда асосий талабларни ифодаловчи ва синтезни номаълум параметрларини сақловчи функцияни тузиш керак. Бу функция — мақсад функцияси ёки оптималлаштириш мезони, деб аталади.

Синтез масаласини ечишда мақсад функциясини минималлаштириш ва ундан кинематик схемани номаълум параметрларини аниқлаш керак.

Юқорида баён қилинган усуллар билан бир қаторда кинематик синтезнинг бошқа аналитик усуллари ҳам қўлланилади.

Аналитик усулларни амалга ошириш учун ЭҲМни қўллаш мақсадга мувофиқдир.

4.3.1. Механизмларнинг кинематик синтез терминлари

Назарий ва амалий синтезда қўлланиладиган баъзи терминлар билан танишиш керак. Уларга кирувчи ва чиқувчи, синтезнинг асосий ва қўшимча шартлари киради.

Механизмни кинематик схемаси маълум сондаги доимий параметрлар (бўгинларнинг узунлиги, таянч элементларининг координаталари ва бошқалар) билан аниқланади.

Кинематик синтез масаласини ечишда доимий параметрларнинг бир қисми берилса, қолган қисми механизмларнинг синтезини бажаришда топилади.

Мустақил берилган (маълум бўлган) доимий параметрлар синтезнинг кирувчи параметрлари, деб аталади.

Кинематик схемани номаълум бўлган ва синтез масаласини ечишда аниқланадиган мустақил параметрлари синтезни чиқувчи параметрлари, деб аталади.

Лойиҳаланувчи механизм кинематик синтезини бажаришда ҳосил бўладиган шартларни қониқтириши керак. Қўйилган шартлардан бирини — муҳимини танлаб, уни синтезнинг асосий шарти, деб атаймиз. Бу, масалан, бўғиннинг берилган кўчишини таъминлаш, нуқтани талаб қилинган траекториясини таъминлаш ва ҳ.к. Қолган шартлар синтезнинг қўшимча шартлари, деб аталади.

Синтезнинг қўшимча шартларига, масалан, кривошипни намоён бўлиш масаласи ёки бўғинларнинг ўлчамларини, тезлик ва тезланишларнинг максимал қийматини баъзи чекланишлари ва бошқалар киради.

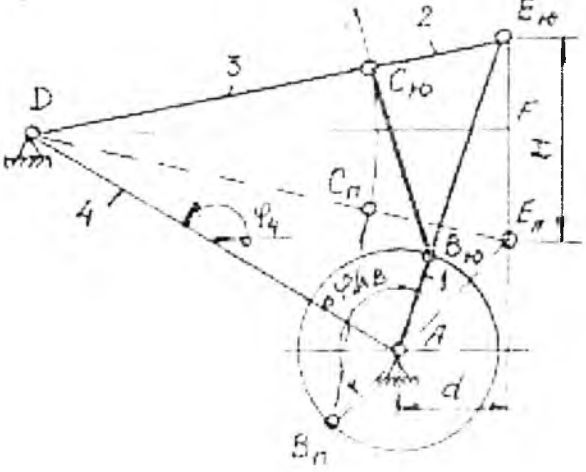
Синтез шартлари қарама-қарши бўлиб, механизмларнинг синтези масалаларини ечишни қийинлаштиради.

Баён қилинганлардан механизмларнинг синтезида лойиҳаланадиган механизмга қўйилган ҳамма шартларни билиш ва кўз олдига келтириш муҳимдир. Шунинг учун кинематик синтезнинг баъзи оддий масалаларини кўрганда юқорида айтилган ҳолатларга алоҳида эътибор бериш зарур.

4.3.2. I синф 2-тартибли текис механизмлар синтези

I синф 2-тартибли кенг тарқалган механизмлар синтезини бир нечта масалаларини кўриб чиқамиз. Мисоллар тариқасида техникада, шунингдек, тўқимачилик ва енгил саноатида қўлланиладиган механизмлар олинган.

А) **Тикув машинасининг ипни тортувчи айлангич-чайқалгичли механизми шатун нуқтасининг икки четки ҳолатига қараб синтези.**



4.55-шакл. Тикув машинасининг ипни тортувчи механизми схемаси.

Тикув машинасининг ипни тортувчи айлангич-чайқалгичли механизм шатунининг нуқтасини икки четки ҳолатига қараб лойиҳалаш талаб қилинсин.

Механизм схемаси 4.55-шаклда курсатилган.

Механизмни Е кузчасидан ип утказилган. Кузчани пастга қараб ҳаракатида маълум узунликдаги ип нинага узатилади, тезда юқорига ҳаракатида тикилган чок тортилиб, ортиқча ип олинади.

4.55-шаклда лойиҳаланадиган механизм икки ҳолатда, яъни шатуннинг Е нуқтаси $E_ю$ – юқори ва $E_п$ – пастки ҳолатларида курсатилган. Бу нуқталар шатунни оний тезлик марказига туғри келгани учун механизмни бу ҳолатларида Е нуқтанинг тезлиги нолга тенг булади, чунки шу онда Е нуқтани ҳаракат йуналиши узгаради.

Бу масалада кирувчи параметрлар қуйидагилардир:

1) Е нуқта траекториясининг Н баландлиги.

2) Е кузчани юқорига ҳаракатланишидаги айлангични айланиш бурчаги - $\Delta \varphi_{AB}$.

3) Конструктив улчам – d (мм).

Механизмнинг чиқувчи параметрлари:

а) Механизм буғинларининг l_{AB}, l_{BC}, $l_{CД}$, $l_{ДA}$, l_{BE}, l_{CE} улчамлари ва йуналтирувчи φ бурчаги.

Е нуқтани юқори ва пастки ҳолатларида унинг тезлиги нолга тенг булиш шарти синтезнинг асосий шарти ҳисобланади.

$$V_{ею}=0, \; V_{еп}=0$$

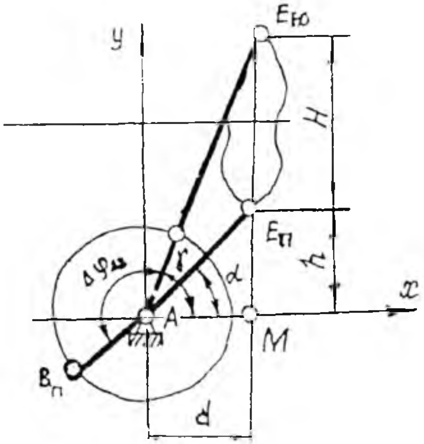
«Ю» «П» индекслари кузгунинг юқори ва пастки ҳолатларини билдиради.

Синтезнинг қушимча шарти этиб механизмнинг айлана олишини, яъни айлангичнинг намоён булишини қабул қиламиз.

4.56-шаклдан фойдаланиб, механизм синтезини графоаналитик усулда бажарамиз.

Шаклда механизмнинг бир қисми курсатилган. Айлангич $\Delta\varphi_{AB}$ бурчагича айлаганда траекториядаги $E_ю$ ва $E_п$ нуқталари энг четки нуқталар ҳисобланади. Бу ерда айлангич-судралгичли механизм судралгичини H масофага силжишига ухшашлик борлигини қайд қилиш лозим.

Номаълум h ни аниқлаш тенгламасини тузамиз. 4.56-шаклдан:



4.56-шакл. Ўлчамларни аниқлаш схемаси.

$$\gamma + \Delta\varphi_{ав} - \alpha = 180^0 \quad (4.157)$$

(4.157) ни ўзгартиришлардан сўнг

$$\frac{tg\,\alpha - tg\,\gamma}{1 + tg\,\gamma \cdot tg\,\alpha} = -tg\,\varphi_{AB} \quad (4.158)$$

4.56 шаклдан фойдаланиб

$$tg\,\gamma = \frac{H + h}{d} \quad (4.159)$$

$$tg\,\alpha = \frac{h}{d} \quad (4.160)$$

аниқланади.

(4.158) ни (4.159) ва (4.160) га қўйиб ўзгартиришлардан сўнг қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$h^2 + Hh + \left(d^2 + \frac{Hd}{tg\,\varphi_{AB}}\right) = 0 \quad 4.161)$$

Бундан:

$$h_{1,2} = -\frac{H}{2}\sqrt{\frac{H^2}{4} - \frac{Hr}{tg\varphi_{AB}} - d^2} \quad (4.162)$$

h ни икки қийматидан биттасини илдиз олдида мусбат бўлганини танлаймиз. Айлангич l, ўлчамини аниқлаш учун 4.56-шаклдаги схемани d, h ва H ўлчамларини ҳисобга олиб, ҳақиқий катталикда қурилади, сўнгра $E_п$ ва $E_н$ нуқталари аниқланиб улар, A нуқта билан туташтирилади.

$AE_ю$ ва $AE_п$ узунликлари ўлчаниб, айлангични узунлиги ва учбурчакли шатуннинг AE томони формуладан аниқланади:

$$AB = \frac{AE_ю - AE_п}{2} \quad (4.163)$$

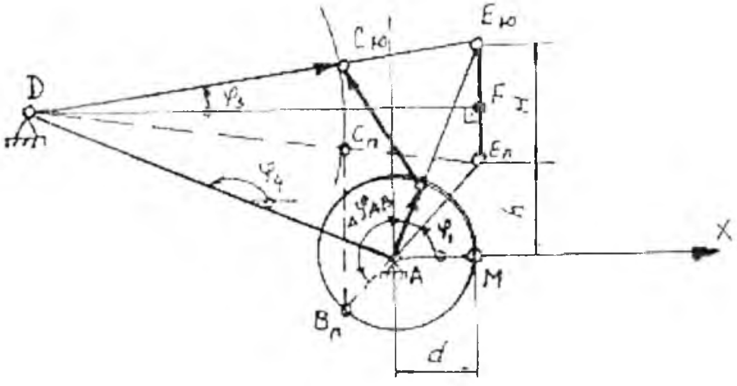
$$BE = \frac{AE_ю + AE_п}{2} \quad (4.164)$$

Таянчнинг Д нуқтасини аниқлаш учун АД ва FД нуқталари кесишгунча давом этдирилади. АД нури φ_{AB} биссектрисаси, СД нури эса $E_{ю}$ ва $E_{п}$ кесмани ўртасидан ўтказилган тик ҳисобланади. Бу эса таянчни узунроқ бўлиши ва босим бурчакларини қулайлигини таъминлаш учун бажарилади.

Чайқалгичнинг узунлиги механизмни ҳаракатлана олиши ва конструкторлик талабларидан келиб чиққан ҳолда аниқланади. Амалда чайқалгичнинг узунлиги таянч узунлигига нисбатан қисқароқ қилиб белгиланади.

Механизмнинг қолган бўғинлари узунликлари чизмадан ўлчаб аниқланади.

4.57-шаклда ипни тортувчи механизмни график синтези жараёни кўрсатилган.



4.57-шакл. Ипни тортувчи айлангич-чайқалгичли механизмнинг график синтези.

Лойиҳаланган айлангич-чайқалгичли механизмни Грасгоф AB+AD<BC+CD шарти асосида ҳаракатлана олишга текшириш ва кинематик таҳлил қилиш керак. Чунки синтезда механизмни ҳамма хусусиятларини инобатга олиб бўлмайди.

Кўрилган синтез усули содда ва кўзга ташланувчан, аммо натижалар аниқ бўлмайди.

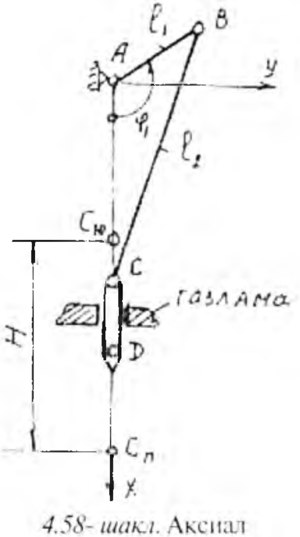
График синтезда етишмайдиган ифодаларни график қурилмада келтириб чиқариб, синтезнинг аналитик усулига ўтиш осондир. Бу усул блоксхема кўринишида бўлиб у орқали ЭХМ да ҳисоблаш дастурини тузиш осон.

Б) Тикув машинасининг аксиал айлангич-судралгичли нинани ҳаракатлантирувчи механизми судралгични Н берилган силжишига қараб синтези.

Судралгичнинг Н максимал силжишига қараб тикув машинаси нинасини ҳаракатлантирувчи аксиал айлангич-судралгичли механизмини лойиҳалаш талаб қилинади.

Бунда судралгичнинг Н силжиши кирувчи параметр ҳисобланади. Тикув машинасининг нинаси судралгич билан илгарилама — қайтма ҳаракатланади (4.58-шакл).

$C_ю$ ва $C_п$ ҳарфлари билан С нуқтани юқори ва пастки ҳолатлари кўрсатилган. Ип нинани Д кўзчасидан ўтказилган. Игна пастга ҳаракатланиб, газламани тешиб ипни бир қисмини пастга олиб ўтади. Кўзчани пастки ҳолатидан юқорига ҳаракатланишида тикиладиган чок шаклланади ва тортилади.



4.58- шакл. Аксиал айлангич-судралгичли механизмнинг судралгичи берилган силжишига қараб синтези схемаси.

Масалани ечишда синтезнинг чиқувчи параметрлари ҳисобланган айлангични l_1 ва шатунни l_2 узунликларини аниқлаш зарур.

Судралгични кўчиши Н ни берилган қийматига тенг бўлиш шарти синтезнинг асосий шарти ҳисобланади.

Айлангичнинг намоён бўлиш (механизмни ҳаракатланиш) шарти қўшимча ҳисобланади.

Масалани ечишга ўтишда судралгичнинг Н юриш масофаси иккита кривошипни узунлигига тенг эканлигига эътибор бериш керак.

Демак,
$$l_1 = \frac{H}{2} \qquad (4.165)$$

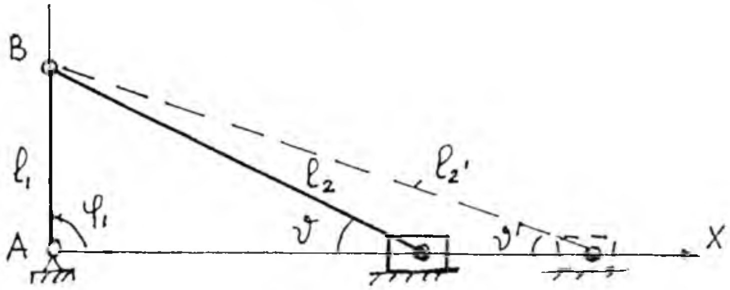
Шатуннинг l_2 узунлиги масалани қўйилишига қараганда тур-

лича бўлиши мумкин. Демак, масала чексиз кўп вариантдаги ечимга эга.

Шатуннинг узунлигини бирор вариантида тўхташ учун синтезнинг яна битта қўшимча шартини, яъни лойиҳаланган механизмда чиқувчи бўғиндаги (судралгичдаги) босим бурчагини [ν] рухсат этилгандан катта бўлмаслик шартини киритамиз. 4.59-шаклдан $\varphi_1=90^0$ ва $\varphi_1=270^0$ бўлганда босим бурчаги максимал қийматга эришиши кўзга ташланади. Бундан шатуннинг узунлиги босим бурчагига муҳим даражада таъсир этади деган хулосага келиш мумкин.

Тикув машиналарида шатуннинг узунлигини танлашда қуйидаги нисбатга эътибор берилади:

$$\lambda = \frac{l_2}{l_1} \qquad (4.166)$$



4.59-шакл. Айлангич-судралгичли механизмда шатунни узунлиги турлича бўлгандаги максимал босим бурчаги.

Ўтказилган тадқиқотлар асосида λ коэффициентини қуйидагича танланади.

$$\lambda=3.....4 \qquad (4.167)$$

Бунда босим бурчаги

$$\nu=20^0.....10^0 \qquad (4.168)$$

λ ни қийматини қабул қилиб, (4.166) ифодадан l_2 аниқланади.

$$l_2=\lambda l_1$$

В) Тикув машинасининг дезаксиал айлангич-судралгичли игнани ҳаракатлантирувчи механизмини судралгични берилган юришига ва рухсат этилган босим бурчагига қараб синтези.

Механизм судралгични H максимал юриш масофаси ва босим бурчаги рухсат этилган қийматига қараб лойиҳалаш талаб этилсин.

Юқорида кўрилган масалага ўхшаш судралгичнинг H максимал юриши синтезнинг кирувчи параметри ҳисобланади. Механизмнинг ҳамма ўлчамлари синтезнинг чиқувчи параметри бўлади.

Дезаксиал айлангич-судралгичли механизм ишчи юришида, яъни нина юқоридан пастга ҳаракатланиб, қалин газламани, терини ёки бошқа материални тешиб ўтишида, максимал босим бурчагини кичикроқ бўлишини таъминлайди.

Шунинг учун нина катта қаршиликка учрайди. Нинани юқорига кўтарилишида максимал босим бурчаги каттароқ бўлиши мумкин, чунки унинг ҳаракатига кўрсатиладиган қаршилик жуда кам бўлади.

4.60-шаклда айлангичи горизонтал ҳолатда бўлганда етакланувчи бўғинда — судралгичда босим бурчаги максимал қийматга эришгандаги дезаксиал айлангич-судралгичли механизм кўрсатилган. Бунда судралгич юқоридан пастга ҳаракатланганда (ишчи юриши) максимал босим бурчаги ϑ_{max1}, ва пастдан юқорига ҳаракатлаганда (бўш юриш)ϑ_{max2}.

4.60-шаклдан ва B_1C_1H B_2C_2H учбурчакларидан қуйидаги боғланишларни оламиз:

$$\sin\vartheta\max{}_1 = \frac{l_1 - e}{l_2} \tag{4.169}$$

$$\sin\vartheta\max{}_2 = \frac{l_1 + e}{l_2} \tag{4.170}$$

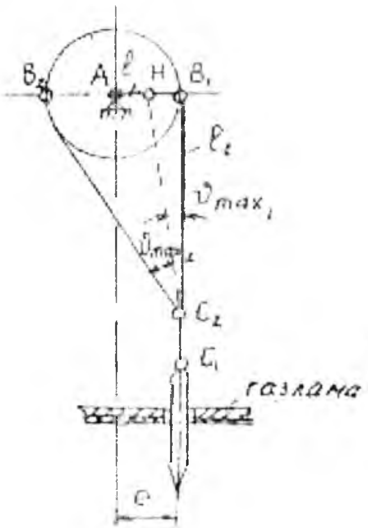
Бу ифодалардан айлангични узунлига ва e дезаксиал аниқланади:

$$l_1 = \frac{\sin\vartheta\max{}_2 + \sin\vartheta\max{}_1}{2} l_2 \tag{4.171}$$

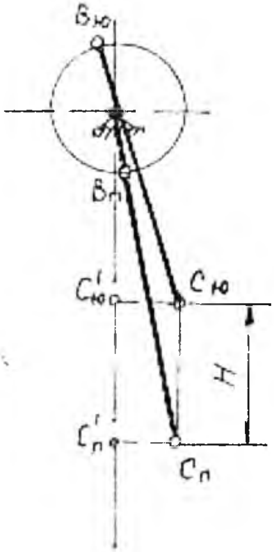
$$e = \frac{\sin\vartheta\max{}_2 - \sin\vartheta\max{}_1}{2} l_1 \tag{4.172}$$

Ҳисобларни бажаришда ифодаларга ишчи [*и] ва бўш [*б] рухсат этилган босим бурчаклари қийматларини қўйиш керак.

$$\vartheta\max{}_2 = [\vartheta б], \quad \vartheta\max{}_1 = [\vartheta и] \tag{4.173}$$



4.60-шакл. Дезаксиал айлангич-судралгичли механизмда максимал босим бурчаклари.



4.61-шакл. Дезаксиал айлангич-судралгичли механизм судралгичини берилган юришига қараб синтези схемаси.

Шатунни узунлигини аниқлаш учун дастлаб 4.61-шаклдан судралгични H юришини аниқлаймиз. Бу шаклда механизм судралгични юқори ва пастки икки четки ҳолатларида тасвирланган.

$AC_ю\ C^1_ю$ ва $AC_н\ C^1_н$ учбурчаклардан судралгич юришини аниқловчи ифода келиб чиқади.

$$H = \sqrt{(l_2 + l_1) - e^2} - \sqrt{(l_2 - l_1)^2 - e^2} \qquad (4.174)$$

l ва е нинг қийматларини (4.174) қўйиб шатунни l_2 узунлигини аниқлаш мумкин.

Г)Тўқув дастгоҳини айлангич-чайқалгичли механизмини чайқалгични тебраниш бурчагига, узунлигига ва ўртача тезлик коэффициентини ошишига қараб синтези.

Чайқалгични берилган β максимал тебраниш бурчагига, l_3 узунлигига, тезликни ошиш коэффициенти K га қараб

тўқув дастгоҳини айлангич-судралгичли батан механизмини лойиҳалаш талаб қилинади.

Бу масалада ҳамма берилган параметрлар кирувчи, бўгинларнинг l_1, l_2 ва l_4 узунликлари чиқувчи параметрлар ҳисобланади.

Чайқалгични берилган максимал тебраниш β бурчаги ва тезликнинг ошиш коэффициенти механизмни лойиҳалашда таъминланиши синтезнинг асосий шарти ҳисобланади.

Синтезнинг қўшимча шартлари қуйидагилардир:

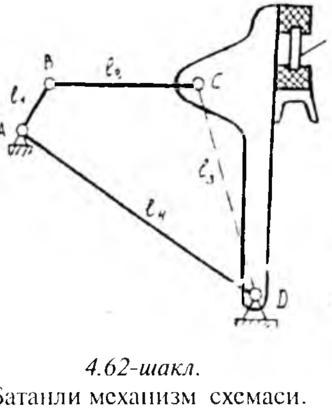
а) Механизмда кривошипни намоён бўлиши ва;

б) Оптимал босим бурчагини таъминлаш.

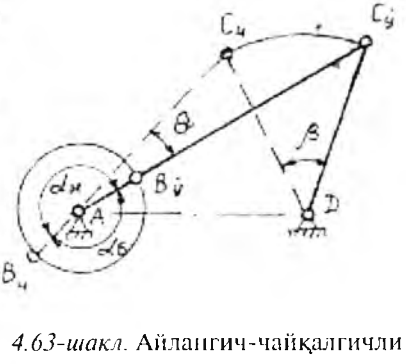
Батанли механизмни технологик функцияси қуйидагича: маълумки газламалар асос (бўйлама) ва танда (кўндаланг) ипларидан хосил бўлади. Асос ипларидан ҳосил бўлган хомузга ташланадиган навбатдаги танда ипини асос иплари бўйлаб силжитиб, олдинги ташланган танда ипларига зичлаштириш керак. Бу жараён тўрт бўғинли шарнирли механизмни чайқалгичига маҳкамланган тиғ, деб аталувчи ишчи орган билан бажарилади. Тиғ тароқ шаклида бўлиб, ораларидан асос иплари ўтади.

Айлангич-чайқалгичли механизмни чайқалгичига ўрнатилган тўқув дастгоҳларининг ишчи қисмлари батан деб аталади.

4.62-шаклда схематик тарзда батанли механизм тасвирланган.



4.62-шакл. Батанли механизм схемаси.



4.63-шакл. Айлангич-чайқалгичли механизмнинг икки четки ҳолати.

Ўртача тезликнинг ошиш коэффициенти билан танишамиз. 4.63-шаклда айлангич-чайқалгичли механизм чайқалгичнинг икки четки ўнг ($C_у$) ва чап ($C_ч$) ҳолатларида кўрсатилган.

Айлангични $\alpha_и$ ва $\alpha_Б$ бурчаклари механизмни мос ҳолда ишчи ва бўш ҳаракатларини белгилайди. $\alpha_Б < \alpha_и$ бўлгани учун бўш ҳаракатда С нуқтанинг тезлиги ишчи ҳаракатдагига нисбатан катта бўлади.

Айлангични ишчи ҳаракатидаги $\alpha_и$ бурчакни бўш ҳаракатидаги $\alpha_Б$ бурчакка нисбати ўртача тезликни ошиш коэффициенти, деб аталади.

4.63-шаклдан:

$$K = \frac{\alpha и}{\alpha Б} = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} \qquad (4.175)$$

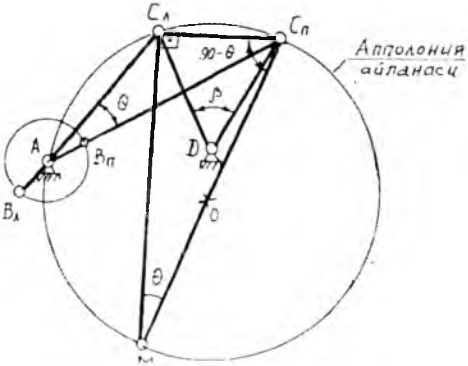
Бу ерда, К — ўртача тезликнинг ошиш коэффициенти;
θ — шатуннинг икки ҳолати орасидаги ўткир бурчак.

Ўртача тезликни ошиш коэффициенти чексиз бўлиши мумкин эмас. Масалан, айлангич-судралгичли механизмда у 1,5 дан, айлангич-чайқалгичда 2 дан ошмайди.

(4.176) формуладан θ бурчагини аниқлаш мумкин:

$$\theta = 180^0 \frac{K - 1}{K + 1} \qquad (4.176)$$

Книнг берилган миқдорларига қараб θ бурчаги қийматини аниқлаш мумкин.



4.64-шакл. Айлангич-судралгичли механизм синтези.

Айлангич-судралгичли механизмни лойиҳалаш учун 4.64- шаклда ихтиёрий Д нуқтадан берилган β максимал тебраниш бурчагига қараб чайқалгични иккита СпД ва СлД ҳолатларини чизамиз. Бунда чайқалгични l_3 узунлиги маълум. Сўнгра чиз-

мада айлангичнн А марказини аниқлаш керак. Бунинг учун Апполоний айланаси ўтказамиз. Унинг ҳар бир нуқтасидан θ бурчак остида СлСп ватарни қуриш мумкин. Бу эса айлананинг муҳим хусусияти ҳисобланади.

Апполоний айланасини чизиш учун Сп бурчаги 90-θ бўлган СпМСл тўғри бурчакли учбурчак қурилади. Бунда М бурчаги юқоридаги θ бурчакка тенг бўлади. Сп, Сл ва М нуқталаридан айлана ўтказилса, айлангичнн А маркази етиши мумкин бўлган, изланаётган Апполоний айланаси келиб чиқади.

А нуқтани танлашда чайқалгичнн четки ҳолатларида катта босим кучи ҳосил бўлмаслигини назарга олиш керак. Шу мақсадда мисолимизда узатиш бурчагидан фойдаланиш қулайдир. Маълумки, узатиш бурчаги босим бурчаги билан боғланган, яъни $\gamma = 90 - \vartheta$. Узатиш бурчаги шатун билан чайқалгич йўналишлари орасидаги бурчакдир. γ нинг рухсат этилган бурчагини қабул қилиб, шу бурчак остида чайқалгичнн Сп нуқтасидан Апполоний айланаси билан кесишгунча тўғри чизиқ ўтказамиз. Ҳосил бўлган нуқтада ёки ундан бироз юқорида айлангичнн айланиш маркази танланади.

Айлангичнн ва шатунни узунликлари АСп ва АСл кесмаларини ўлчаб аниқланади:

$$l_1 = \frac{AC_п - AC_л}{2} \qquad (4.177)$$

$$l_2 = \frac{AC_п + ACл}{2} \qquad (4.178)$$

Таянч узунлиги ва йўналтирувчи φ_4 бурчак чизмадан ўлчаб аниқланади.

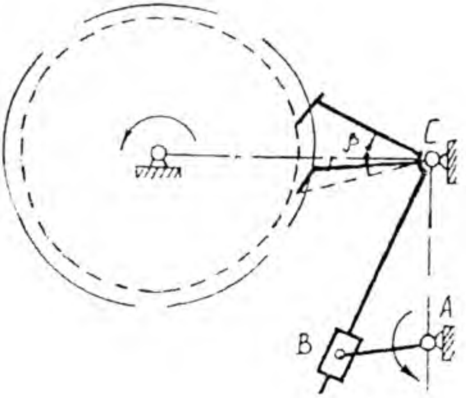
4.64-шаклдан фойдаланиб синтезни аналитик усулда ҳам бажариш мумкин.

Д) Тараш машинасининг айлангич-кулисали тароқли механизми синтези.

Кулисани β максимал тебраниш бурчагига қараб тараш машинасининг кулисали тароқли механизмини лойиҳалаш талаб қилинсин. Механизмни технологик вазифаси қуйидагича (4.65-шакл).

Таралган толалар ажратувчи барабанга узатилади. Бу барабандан толалар қатламини ажратиш учун тароқли механизм қўлланилади. Тароқ толалардан иборат пахтани паст-

13-84



4.65-шакл. Тараш машинасининг тароқли механизми схемаси.

га ажратади. Демак, тароқнинг пастга ҳаракати ишчи бўлса, юқорига ҳаракати бўш бўлади. Кулисага ўхшаш тароқнинг максимал тебраниш бурчаги β бўлади.

Синтезнинг кириш параметри бўйича айлангични l_1, таянчни l_3 ва кулисани узунликлари аниқланиши керак. Тароқнинг елкаси технологик шартларга қараб қабул қилинади.

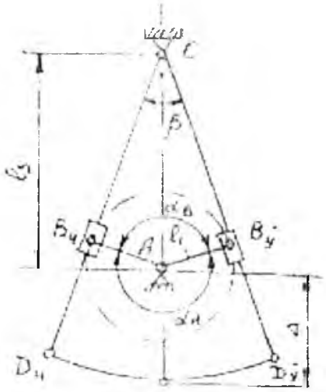
Кулисали механизмни ҳисоблаш схемасида (4.66-шакл) кулисани иккита четки ҳолатлари, айлангични В нуқтаси чизган айланага уринмалар кўрсатилган, АВС учбурчагидан айлангич узунлиги аниқланади.

$$l_1 = l_3 \sin \frac{\beta}{2} \qquad (4.179)$$

Таянчнинг l_3 узунлиги $l_3 > l_1$ шарти асосида қабул қилинади. Кулисанинг узунлиги қуйидагича аниқланади:

$$l_{CD} = l_3 + l_1 + \Delta \qquad (4.180)$$

бу ерда, Δ — кулиса узунлигининг запас коэффициенти.



4.66-шакл. Тебранувчи кулисали механизм синтезининг схемаси.

Лойиҳаланган механизмда четки ҳолатларда D нолга тенг бўлади.

Е) Механизмнинг уч ҳолатига қараб айлангич-чайқалгичли механизм синтези.

Батанли айлангич-чайқалгичли механизмнинг айлангичи ва чайқалгичи берилган учта ҳолатига қараб синтез масаласини кўрамиз.

Синтезнинг кирувчи параметрлари: айлангични учта йўналтирувчи φ_{11}, φ_{12}, φ_{13} ва мос ҳолда чайқалгични φ_{31}, φ_{32}, φ_{33} бурчаклари ҳамда таянч узунлиги берилган бўлсин (4.67-шакл).

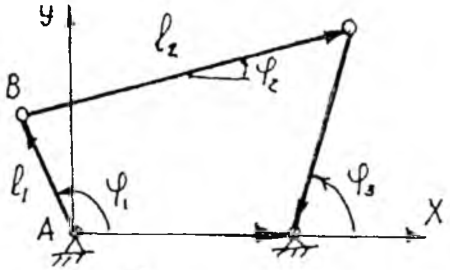
4.67-шакл. Айлангич-чайқалгичли механизмнинг уч ҳолатига қараб синтези.

Таянчнинг йўналиши X обецисса ўқи бўйлаб бўлсин. Механизм бўгинларининг узунликларини аниқлаш керак.

Тўрт бўғинли шарнирли механизм вектор контурлари проекцияларини қурамиз (4.68-шакл).

$$l_2\cos\varphi_2=l_3\cos\varphi_3+l_4-l_1\cos\varphi_1 \quad (4.181)$$

$$l_2\sin\varphi_2=l_3\sin\varphi_3-l_1\sin\varphi_1 \quad (4.182)$$



4.68-шакл. Тўрт бўғинли шарнирли механизмнинг синтез учун схемаси.

Номаълум φ_2 бурчагини йўқотиш учун (4.181) ва (4.182) тенгламаларини квадратга ошириб ҳадма-ҳад қўшамиз.

$$l^2_2=l_1+l^2_3+l^2_4+2l_3l_4\cos\varphi_3-2l_3l_4\cos\varphi_3-2l_1l_4\cos\varphi_1-2l_1l_3\cos(\varphi_1-\varphi_3) \quad (4.183)$$

Тенгламаларнинг ҳадларини $2l_3l_4$га бўлиб

$$l_1/l_4\cos(\varphi_1-\varphi_3)+l_1/l_3\cos\varphi_1+l^2_2-l^2_1-l_3^2-l^2_4/2l_3l_4=\cos\varphi_3 \quad (4.184)$$

Янги ўзгарувчанларни киритиб (4.185) тенгламани қайта ёзамиз.

$$P_1=l_1/l_4;\ P_2=l_1/l_3;\ P_3=l^2_2-l^2_1-l_3^2-l^2_4/2l_3l_4=\cos\varphi_3 \quad 4.185)$$

$$P_1\cos(\varphi_1-\varphi_3)+P_2\cos\varphi_1+P_3=\cos\varphi_3 \quad (4.186)$$

Агарда (4.187) тенгламага φ_1 ва φ_3 бурчакларининг уч жуфт берилганлари қўйилса, учта чизиқли тенглама системаси олинади ва улардан номаълум P_1 , P_2 , P_3 , сўнгра (4.186) формуладан l_1 , l_2 ва l_3 номаълум ўлчамлар аниқланади. Сўнгра механизмни Грасгоф қоидаси асосида кривошипни намоён бўлишига текширилади.

4.3.3. Фазовий ричагли механизмларнинг синтези

Текис ричагли механизмлар синтезига нисбатан фазовий механизмларнинг синтези мураккаб масаладир. Қуйидаги таққослаш синтез масаласининг мураккаблигини кўрсатади.

Текис айлангич-чайқалгичли механизмнинг синтезида бешта номаълум параметрлар — айлангич шатун, чайқалгич ва таянч узунликларини, шунингдек, таянч векторини йўналтирувчи бурчагини аниқлаш керак.

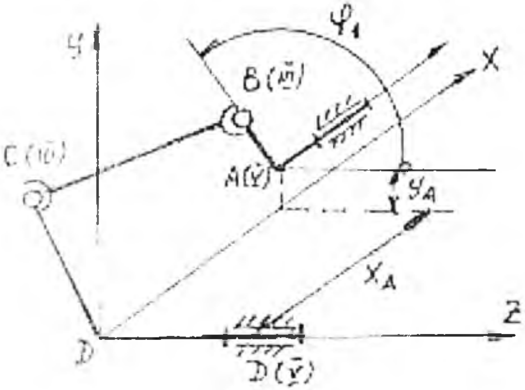
Фазовий айлангич-чайқалгичли механизм синтезида чиқувчи параметрларнинг номаълумлари сони ошади, чунки айлангич, шатун, чайқалгич узунликларини ва шунингдек, таянчни ўлчами ва бурчак ориентациясини белгиловчи тўртта параметрни аниқлаш керак.

Синтезнинг чиқувчи параметрларининг кўплиги афзалликларга ҳам эга, чунки фазовий механизмлар воситасида чиқувчи бўгинларнинг юқори аниқликдаги турли ҳаракат қонунларини олиш мумкин – параметрлар миқдорини танлашни кўп вариантли имкониятларига эга бўлинади. Аммо фазовий механизмлар текис механизмларга нисбатан уларни тайёрлаш ва йиғишдаги турли ноаниқликлар ва хатоларга ўта сезгирдир.

Бу параграфда фазовий айлангич-судралгичли механизмлар синтези кўп қўлланиладиган график усули билан танишамиз, шунингдек, саноат роботларининг манипуляторларини лойиҳалаш масаласини кўрамиз.

4.3.3.1. Чайқалгични берилган β тебраниш бурчагига қараб фазовий айлангич-чайқалгичли механизм синтези

4.69 а-шаклида фазовий айлангич-чайқалгичли механизмни АВСД хусусий ҳоли келтирилган.



4.69 а-шакли. Фазовий айлангич-чайқалгичли механизм.

Айлангич ва чайқалгич ҳаракатланадиган текисликлар ўзаро тикдир. Бундай механизм техникада, масалан, тикувчилик ва пойафзалчилик саноати машиналарида кўп қўлланади.

Таянчни А (X_A, $У_A$, О) ва Д (0,0,0) нуқталарини координаталари, чайқалгични β тебраниш бурчаги, айлангични l_1 узунлиги каби кирувчи параметрларига қараб механизм синтези масаласини кўрамиз. Чиқувчи параметрларни:

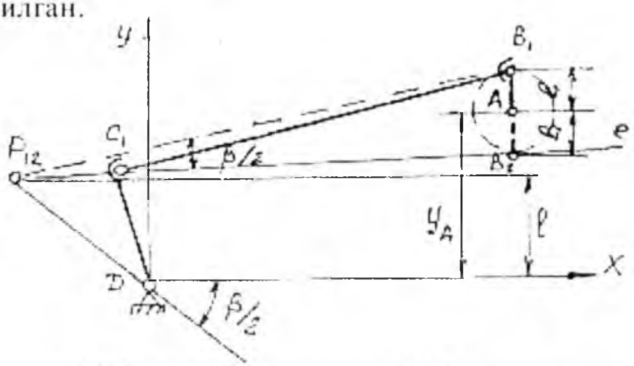
чайқалгичнинг l_3 ва шатуннинг l_2 узунликларини аниқлаш талаб қилинсин.

Бу масалада чайқалгични талаб қилинган β бурчагига тебранишини таъминлаш синтезнинг асосий, айлангич борлиги эса қўшимча шарти ҳисобланади.

Айлангич $\varphi_1 = 90^0$ ва $\varphi_1 = 270^0$ бурилганда лойиҳаланадиган механизмни ҳамма бўғинлари ХДУ текислигида жойлашади ва текисликдаги ҳамма чизиқли ва бурчак ўлчамлари ҳақиқий ҳисобланади.

Буни назарга олиб, фазовий механизм синтези масаласини текис судралгич-чайқалгичли механизм синтези масаласига келтириш мумкин.

4.69б-шаклида синтезнинг график қурилмалари келтирилган.



4.69б- шакл. Механизмнинг график синтези.

Бошланиши Д нуқтада бўлган ХУ координата ўқлари системасини танлаймиз ва берилган координаталарга қараб А (X_A, $У_A$) ва Д (0.0) нуқталарини белгилаймиз. Иккита тўғри чизиқ ўтказамиз: бирини ДХ ўқига *e* масофада параллел қилиб, иккинчисини Д нуқтадан ДХ ўқига β/2 бурчаги остида ўтказилади. Бу чизиқларнинг кесишишида P_{12} охирги айланиш қутб нуқтаси келиб чиқади.

P_{12} қутб атрофида механизм жойлашган текисликни β/2 бурчагига буриш орқали бўғинни битта ҳолатидан иккинчисига ўтиш кинематик геометриядан маълум. Бунинг учун P_{12} ва B_1 нуқталарини туташтирамиз, сўнгра бу кесмани P_{12} қутб атрофида β/2 бурчакка бурсак P_{12} *e* тўғри чизиқ ҳосил

булади. $P_{12}e$ чизиғи СД чайқалғичнн С нуқтасининг марказини геометрик ўрни ҳисобланади.

$P_{12}e$ тўғри чизиғида C_1 шарнири ҳолатини танлаб, уни B_1 ва Д нуқталари билан бирлаштириб, изланувчи $AB_1C_1Д$ механизм олинади.

Чайқалғични l_3 ва шатунни l_2 ўлчамлари чизмадан ўлчанади. Айлангич B_1 нуқтадан B_2 га силжиганда СД бўғини β бурчагича айланиб, механизм иккинчи четки $AB_2C_2Д$ ҳолатини эгаллайди.

Синтез айлангич ва шатунни иккита четки ҳолати учун бажарилгани сабабли лойиҳаланган механизм қолган ҳамма ҳолатларида ҳаракатланиши мумкин, дейишга асос бор.

4.3.3.2. Манипулятор механизмларининг синтези

Манипуляторлар фазовий кинематик занжирлар бўлиб, саноат роботларини кинематик асоси ҳисобланади.

Манипуляторли роботларни уч гуруҳга ажратиш мумкин.

1-гуруҳ. Автоматик ҳаракатланувчи саноат роботлари.

2-гуруҳ. Дистанциядан бошқариладиган саноат роботлари.

3-гуруҳ. Операторнинг ҳаракати билан боғлиқ бўлган, қўл билан бошқариладиган роботлар.

Саноат роботларининг биринчи гуруҳи саноатда кенг қўлланилади. Автоматик саноат роботлари бикир ёки мосланадиган ҳаракат дастурларига эга бўлиши, шунингдек, сунъий интеллект билан таъминланиши мумкин.

Автоматик саноат роботларини ушлайдиган қисми датчиклар билан жиҳозланган бўлиб, объектга таъсир қилувчи кучлар қийматини ўлчаши мумкин.

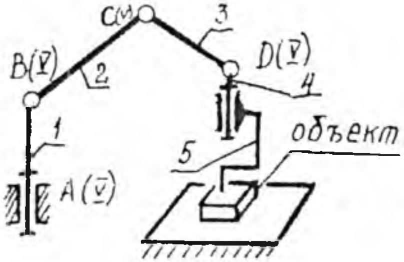
Масофадан бошқариладиган саноат роботлари экстремал ҳолатларда, оператор иш объектига яқин бораолмаслик шароитларида, юқори ва паст температураларда, газ концентрациясида ва ҳ.к. қўлланилади.

Қўл билан бошқариладиган манипуляторларда операторнинг ҳаракати ва кучи турли масштабларда такрорланади.

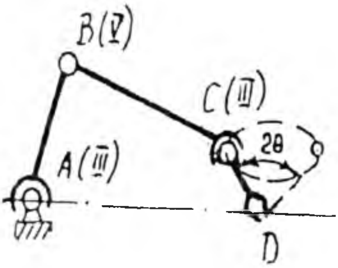
Юқорида таъкидланганидек, саноат роботларини кинематик схемаларида асосан айланма ва илгарилама V, баъзи ҳолларда IV синфли кинематик жуфтлар қўлланади.

Манипуляторларнинг бўғинлари ташувчи ва жойини аниқловчи турларга бўлинади. Шунга биноан тузилиш схемаларида

ташувчи ва жойини аниқловчи ҳаракатланувчи кинематик жуфтларга ажратиш мумкин. Масалан 4.70-шаклда 1,2,3-бўғинлар ташувчи, 4- ва 5-эса жойини аниқловчи хисобланади.



4.70- шакл. Айланма жуфтли манипулятор механизми.



4.71-шакл. Хизмат қилиш бурчаги.

Жойини аниқловчи бўғинлар ва жуфтлар объектни фазода жойлашишини таъминлайди. Бу бўгинларга ушловчи мослама-ушлагич бириктирилади.

Манипулятор механизмларнинг кинематик синтезида чаққонлик, ишчи ҳажми ва ишчи зонаси ўлчами, шакли, манипуляторнинг хизмат қилиш бурчаги ва коэффициенти, бошқа кўрсаткичлардан иборат талаб қилинган техник характеристикаларни таъминлаш зарур.

Манипуляторнинг ишчи ҳажми (фазоси) ушлагични мумкин бўлган ҳолатлари билан юзаси чекланган эканлигини таъкидлаш лозим. Ишчи ҳажмнинг ичида режалаштирилган жараёнларни бажариш учун маълум қисм ажратилади. Бу қисм ишчи қисм (хизмат қилиш зонаси), деб аталади.

Ушлагичнинг бўйлама ўқини унинг фикран қўзғалмас, деб қаралган Д нуқтасига нисбатан мумкин бўлган θ ҳаракат бурчаги хизмат бурчаги деб аталади (4.71-шакл).

Ушлагич хизмат бурчаги билан чегараланган хажмда ҳаракатланиши мумкин. Хизмат бурчаги механизм ҳолатининг функциясидир.

Ишчи ҳажмни хизмат қилиш коэффициенти қуйидагича аниқланади:

$$K = \frac{\theta}{4\pi} \qquad (4.187)$$

бу ерда, θ – берилган нуқтадаги хизмат қилиш бурчаги; 4π - тана бурчаги.

Хизмат қилиш бурчаги ва коэффициенти манипулятор механизмини доимий параметрларига ва ушлагични Д нуқтасини координатасига боғлиқ.

Хизмат қилиш коэффициенти нолдан биргача ўзгариши мумкин. Ишчи ҳажмни чегараларида хизмат қилиш коэффициенти нолга тенг ва манипулятор ушлагичини бу чегараларга фақат битта йўналишда олиб бориш мумкин. Ишчи ҳажмни хизмат қилиш коэффициенти бирга тенг бўлган нуқталарига ушлагични хоҳлаган йўналишда олиб бориш мумкин.

Манипулятор механизмини яратишда конструкторнинг иши икки йўналишда олиб борилиши мумкин:

1) Қўйилган шартларга мос холда манипуляторни оригинал конструкциясини яратиш.

2) Агрегат — модул қурилишидан фойдаланиб, манипуляторни яратиш.

Модул деганда манипуляторни конструктив жиҳатдан тугалланган унификациялашган қисми тушунилади.

Манипуляторларни ишлаб чиқишда агрегат — модул принципидан фойдаланиш охирги йилларда ривожланмоқда, чунки битта ва иккита эркинлик даражасига эга бўлган модуллардан фойдаланиш саноат роботларини конструкцияларини яратишни ҳамда ишлаб чиқаришни арзонлаштиради ва тезлаштиради.

Саноат роботларининг бошқариш системаларини, бўғинларининг юритмаларини, ушлагичнинг конструкцияларини, корпусларни ва бошқа қисмларнинг модуллари ишлаб чиқилган.

Ташкил қилувчи элементлар сифатида бу модуллардан фойдаланиб, турли эркинлик даражали ва талаб қилинган техник характеристикали кўп сонли турли саноат роботларини йиғиш мумкин.

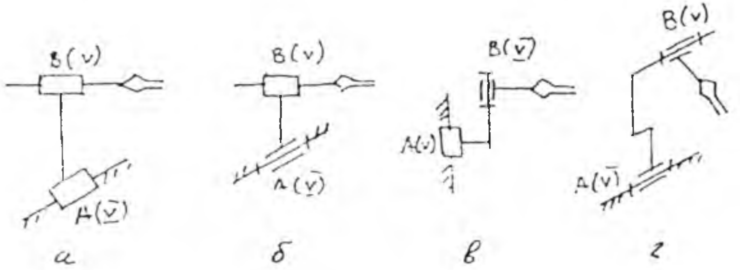
Манипулятор механизмининг синтезида биринчи яқинлашиш сифатида ташувчи қисми кўчириладиган иккита эркинлик даражага (иккита бешинчи синфли кинематик жуфт) ва иккита ҳаракатланувчи бўғинга эга бўлган манипулятор схемаси қурилади. Маниилуляторнинг жойни аниқлаш қисми бу босқичда ҳисобга олинмайди.

Манипулятор механизмининг нуқталари ҳаракатини ишончли ўрганиш юқорида кўрсатилганидек, координа-

таларни матрица усулида ўзгартириш орқали амалга оширилади.

Агарда икки бўғинли иккита кўчириладиган эркинлик даражасига эга бўлган манипулятор қандайдир сабаб билан, масалан, чаққонлиги етарли бўлмаслиги сабабли, маъқул бўлмаса уч бўғинли учта кўчириладиган эркинлик даражасига эга бўлган манипуляторни кўриб чиқишга ўтилади (3.20-шакл). Охирги вариант икки бўғинли занжирга битта эркинлик даражасига эга бўлган модулни қўшиш орқали ҳосил қилинади.

4.72-шаклда кўп тарқалган иккита кўчириладиган эркинлик даражали манипулятор механизми схемалари келтирилган. Уларнинг сони кинематик жуфтлар ўқлари жойлашишини ўзгартириш ҳисобига кўпайтирилиши мумкин.



4.72-шакл. Иккита кўчириладиган эркинлик даражали манипуляторларга мисоллар.

Конструктив жиҳатдан илгарилама ҳаракатланувчи манипуляторлар энг содда ҳисобланади. Бу механизмларда судралгичлар гидроцилиндр билан ҳаракатлантирилади.

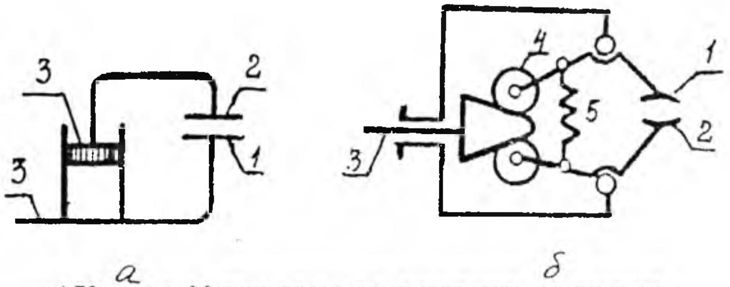
Айланма жуфтли манипуляторлар бир оз мураккаб, аммо уларнинг ўлчамлари кичиклиги афзаллиги ҳисобланади.

Иккита кўчириладиган эркинлик даражали (иккита ҳаракатланувчи бўғинли) саноат роботлари йўлларида тўсиқ бўлмаган турли объектларни кўчириш учун ишлатилади.

Объектларни ҳаракат йўлида тўсиқлар бўлганда учта кўчириладиган эркинлик даражали манипуляторлар қўлланади. Бундай манипуляторлардан турли объектларни ташиш билан чегараланмай пайвандлашни, бўяшни, газламаларни бичишни ва бошқа жараёнларни автоматлаштиришда ҳам фойдаланилади.

Ташиладиган объектларни ушлаб туриш учун саноат роботларида турли табиат кучларидан фойдаланилган ҳар хил конструкциядаги мосламалар — ушлагичлар қўлланилади.

4.73-шаклда ишқаланиш кучи ҳисобига 1 ва 2-лаблар билан ушланадиган мосламаларнинг намуналари кўрсатилган.



4.73- шакл. Манипуляторларни ушловчи мосламалар (ушлагичлар).

4.73, а шаклда кўрсатилган мосламада объект 1- ва 2 - лаблар билан қисилади, бунда 1-лаб ушлагични корпуси билан боғланган. Ушлагичнинг 2-лаби гидроцилиндрни штоки билан богланиб, юқорига ва пастга илгарилама ҳаракатланади.

4.73б-шаклдаги мосламада 1 ва 2-лаблар объектни 3 - муштумчани ўнгга илгариланма ҳаракатланишида қисади. Лаблар муштумчани чапга ҳаракатида 5 пружина воситасида очилади ва объект бўшатилади.

Жисмларни ортиқча босим, адгезия ва электромагнит кучлари ҳисобига ушлаб турувчи мосламалар ҳам қўлланади.

4.4. ЮҚОРИ СИНФ ВА ТАРТИБЛИ РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

Юқори синф ва тартибли ричагли механизмлар кинематикаси (ЮСТРМК)

Бу механизмларнинг таркибида юқори синф ва тартибли Ассур гуруҳлари бўлиб, I синф 2-тартибли гуруҳлардан ташқари, турли ричагли механизмларни бирлаштиради.

4.74-шаклда мисол тариқасида I синф 3-тартибли (Ассур бўйича) механизм тасвирланган.

Бундай механизмларнинг кинематик таҳлили махсус усулларда бажарилади.

Таъкидланганидек, механизмнинг кинематик тадқиқотида унинг ҳолатларини аниқлаш мураккаб масала бўлиб, баъзи сабабларга кўра, аниқ ечимга эга эмас. Шунинг учун юқори синф ва тартибли механизмларнинг ҳолатлари қуйидаги тахминий усулларда аниқланиши мумкин:

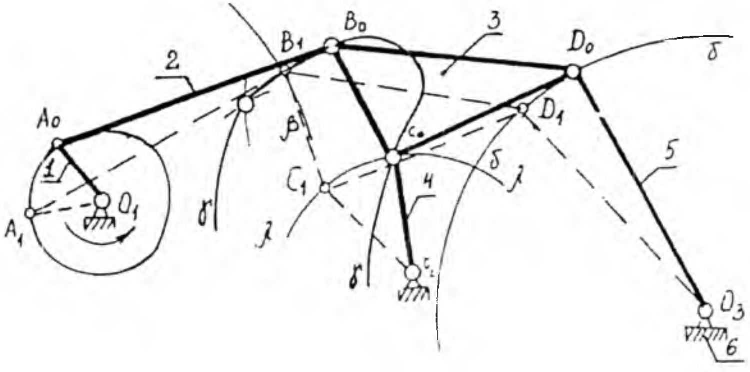
а) геометрик ўринлар усули;

б) шартли умумлашган координаталар усули.

4.4.1. Механизмларнинг ҳолатларини геометрик ўринлар усулида аниқлаш

Усулнинг моҳиятини 4.74-шаклда келтирилган I синф 3-тартибли механизм мисолида кўрамиз.

Механизм 1 айлангич ва 2,3,4,5 бўғинлардан, иборат 3-тартибли гуруҳдан иборат.



4.74-шакл. 1 синф 3-тартибли механизм ҳолатларини геометрик ўринлар усулида аниқлаш.

Механизми айлангичининг белгиланган $O_1 A_1$ вазиятига боғлиқ ҳолати қуйидаги тартибда аниқланади. Базисли бўғинни В шарниридан 3,4,5,6 бўғинлардан иборат тўрт бўғинли шарнирли механизм ажратилади. 4 бўғинни бошланғич деб қабул қилиб O_2 C_0 $Д_0$ O_3 механизмни кесиштириш усули билан кетма-кет турли ҳолатларини чизиб (O_2 C_1 $Д_1$ O_3, O_2

C_2 Д$_2$ O_2 ва ҳ.к). Шатунни В нуқтасининг γ - γ траекторияси аниқланади. Сўнгра радиуси $R_1 = A_0\ B_{0\,1}$ маркази A_1 да бўлган ёйни чизиб, γ - γ эгри чизиғи билан кесишган B_1 нуқтасининг ҳолати аниқланади. B_1 нуқтадан радиуслари $R_2 = B_0\ C_0$ ва $R_3 = B_0\ D_0$ ёйлар чизиб, λ - λ ва β — β айланалари билан кесишган C_1 ва $Д_1$ нуқталарининг ҳолатлари аниқланади.

Баён қилинган вазифани кўп марта такрорлаб, таҳлил қилинадиган I синф 3-тартибли механизмнинг турли ҳолатлари аниқланади.

Кўрилаётган масалани график усулда ечишда γ - γ эгри чизиғини B_1 нуқтасининг ҳолати β - β айланаси билан кесиштириб аниқланади. Тўрт бўғинли шарнирли механизмнинг шатунини эгри чизиғи олтинчи тартибли тенглама билан ифодаланади, айлана эса иккинчи тартибли эгри чизиқдир. Шундай қилиб, В нуқтанинг ҳолатини аналитик усулда аниқлаш учун резолвектани — 12-тартибли (6 x 2=12) тенгламани ечишга тўғри келарди.

Маълумки, 5 ва ундан ортиқ даражали алгебраик тенгламалар аниқ ечимга эга эмас.

Илдиз даражаси сони механизмнинг йиғиш варианти сонини билдиради.

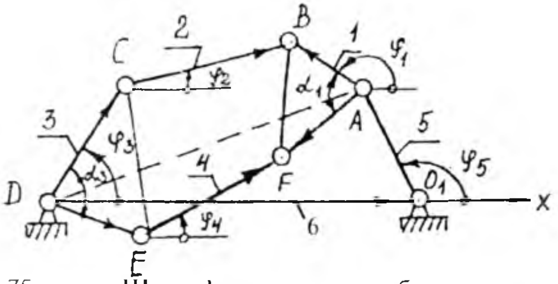
Шундай қилиб, I синф 3-тартибли механизмни назарий 12 турли вариантларда йиғиш мумкин. Аммо амалда вариантлар сони тенгламаларни баъзи илдизлари моддий бўлмасдан комплекс — туташган бўлгани учун камроқ бўлиши мумкин.

Бундан ташқари, механизмни йиғиш варианти ҳолат функцияси бўлиб, механизмнинг умумлашган координатасига қараб ўзгаради. Вариантлар сони жуфт эканлиги инобатга олинган.

I синф 3-тартибли механизмларни йиғиш вариантларининг баъзиларида айлангични O^0 дан 360^0 гача интервалда эмас, балки O^0 дан 720^0 бўлганда намоён бўлиши аниқланган. Механизмнинг бундай йиғилиши парадоксал (гаройиб) йиғим, деб аталади.

4.4.2. Механизм ҳолатини шартли умумлашган координата усулида аниқлаш

Шартли умумлашган координата усули билан 4.75- шаклда келтирилган Ассур бўйича III синф нолинчи тартибли механизм мисолида кўриб чиқамиз.



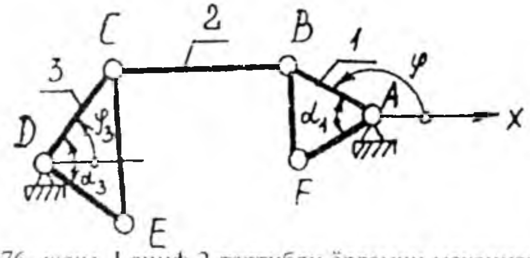
4.75- шакл. III синф нолинчи тартибли механизм

Механизм 5 айлангич ва 1,2,3,4 бўғинлардан ташкил топган III синф нолинчи тартибли Ассур гуруҳидан иборат.

Ҳамма бўғинларнинг узунликлари, O_1 ва Д нуқталарнинг координаталари, ўзгармас α_1 ва α_3 бурчаклари ва бошланғич 0_1А бўғиннинг ҳаракат қонуни берилган бўлсин.

Айлангични берилган вазиятларига қараб механизмнинг ҳамма бўғинлари ҳолатларини аниқлаш керак.

Шартли умумлашган координаталар усули механизм таркибига кирувчи Ассур гуруҳининг синфини бирор мақсадда пасайтиришга асосланган. Бунинг учун III тартибли Ассур гуруҳидан иккита кинематик жуфтли бўгин олиб ташланади (4.76-шакл). Мисолда 4 бўғин олиб ташланган.



4.76- шакл. I синф 2-тартибли ёрдамчи механизм.

Натижада ажратиб олинган Ассур гуруҳини А ва Д нуқталари қўзғалмас бўлганда битта ҳаракатланувчанлик пайдо бўлади ва у I синф 2-тартибли ёрдамчи механизмга айланади. Маълумки, бундай механизмларни кинематик таҳлили усуллари яхши ишлаб чиқилган. Ёрдамчи механизмнинг умумлашган координатаси шартли умумлашган координата деб аталади.

I бўғинни айлангич, деб қабул қилиб, ёрдамчи механизм бўғинларининг ҳолатларини аниқлаш зарур.

Ёрдамчи механизмни ҳар бир ҳолати учун E ва F нуқталари орасидаги масофалар ўлчаниб, ўлчамларнинг фарқи аниқланади.

$$\Delta = l_{EF} - l^{1}_{EF} \qquad (4.188)$$

бу ерда, Δ — ўлчамларнинг абсолют фарқи;

l_{EF} — тўртинчи EF бўғинни берилган узунлиги;

l_{EF} — E ва F нуқталари орасидаги ўзгарувчан масофа

Агарда Δ фарқ берилган қийматга эришса, таҳлилни тугатиш мумкин. Ёрдамчи механизмнинг бўғинлари келиб чиққан ҳолатларини 0,A айлангичнинг берилган ҳолати учун III синф нолинчи тартибли механизмнинг тахминий ҳолатлари, деб қабул қилиш мумкин.

Келтирилган таҳлилни 0_1A айлангични турли ҳолатлари учун такрорлаб, механизмнинг кинематик таҳлилини аналитик ёки график усулда бажариш мумкин.

Масалани аналитик ечимини қуйидаги тартибда бажариш мумкин (4.75-шакл).

1) Айлангичнинг A нуқтасини белгилан ҳолати учун АД диагонал вектори қиймати ва йўналтирувчи бурчаги аниқланади.

$$l_{DA} = \sqrt{(X_A - X_D)^2 + (Y_A - Y_D)^2} \qquad (4.189)$$

$$\varphi_{DA} = \operatorname{arctg}\frac{Y_A - Y_D}{X_A - X_D} \qquad (4.190)$$

бу ерда, Д нуқтанинг координаталари берилган, A нуқтанинг координаталари қуйидаги ифодалардан аниқланади.

$$X_A = Xo_1 + lo_1 в \cos\varphi_5 \qquad (4.191)$$

$$Y_B = Yo_1 + lo_1 в \sin\varphi_5 \qquad (4.192)$$

2) Ташлаб юборилган бўғинни E ва F нуқталари орасининг узунлигини аниқлаш.

$$\tilde{l}_{EF} = \sqrt{(X_E - X_F)^2 + (Y_E - Y_F)^2} \qquad (4.193)$$

бу ерда,

$$X_E = X_D + l_{DE}\cos(\varphi_3 - \alpha_3) \qquad (4.194)$$

$$X_F = X_A + l_{AF}\cos(\varphi_1 - \alpha_1) \qquad (4.195)$$

$$Y_E = Y_D + l_{DE}\sin(\varphi_3 - \alpha_3) \qquad (4.196)$$

$$Y_E = Y_A + l_{AF}\sin(\varphi_1 + \alpha_1) \qquad (4.197)$$

(4.195) ва (4.196) формулаларидаги φ_3 бурчагини қиймати ифодалардан аниқланади.

$$\varphi_3 = \varphi_{DA} \pm \arccos\frac{l^2_{DC} + l^2_{DE} - l^2_{BC}}{2l_{DC} - l_{DB}} \qquad (4.198)$$

$$l_{DB} = \sqrt{(X_B - X_D)^2 + (Y_B - Y_D)^2} \qquad (4.199)$$

$$X_B = X_A + l_{AB}\cos\varphi_1 \qquad (4.200)$$

$$Y_B = Y_A + l_{AB}\sin\varphi_1 \qquad (4.201)$$

(4.198) ифодадан ± белгиси ёрдамчи механизмни йигиш вариантига қараб танланади.

4.4.3. Юқори синф ва тартибли ричагли механизмларнинг тезлик ва тезланишларини аниқлаш

Тезлик ва тезланишларни аниқлашнинг турли усуллари ишлаб чиқилган. Улардан қуйидагиларни таъкидлаш мумкин:

1. Ассурнинг махсус нуқталари усули.
2. Нотўғри ҳолатлар усули.
3. Оний тезлик марказидан фойдаланишга асосланган усул ва бошқалар.

Бу усуллар графоаналитик усул ҳисобланиб, улар билан қатор дарсликлар ва ўқув қўлланмалари орқали танишиш мумкин.

Аммо аналитик усулни ишлаб чиқиш мумкин. Шу мақсадла юқорида кўрилган III синф нолинчи тартибли механизм масаласини давом эттирамиз.

4.75-шаклдан механизм иккита ҳаракатланувчи O_1АВСД ва O_1AFED векторлар контурларидан иборатлиги кўриниб турибди.

Бу контурларни координата ўқларига проекциялари тенгламаларини тузамиз.

O_1ABCD ёпиқ вектор контури ОХ ва ОУ ўқларига проекциялари:

$$l_5\cos\varphi_5 + l_1\cos\varphi_1 + l_6\cos\varphi_6 = l_3\cos\varphi_3 + l_2\cos\varphi_2 \qquad (4.202)$$

$$l_5\sin\varphi_5 + l_1\sin\varphi_1 + l_6\sin\varphi_6 = l_3\sin\varphi_3 + l_2\sin\varphi_2 \qquad (4.203)$$

O_1AFED ёпиқ вектор контурининг проекциялари.

$$l_5\cos\varphi_5+l_{AF}\cos(\varphi_1+\alpha_1)+l_6\cos\varphi_6=l_{DE}\cos(\varphi_3-\alpha_3)+l_4\cos\varphi_4 \quad (4.204)$$

$$l_5\sin\varphi_5+l_{AF}\sin(\varphi_1+\alpha_1)+l\sin\varphi_6=l_{DE}\sin(\varphi_3-\alpha_3)+l_4\sin\varphi_4 \quad (4.205)$$

Проекция тенгламаларини t вақтига нисбатан дифференциаллаб, бўғинларни бурчак тезликларини аниқловчи тенгламалар олинади:

$$\omega_5 l_5\sin\varphi_5+\omega_1 l_1\sin\varphi_1=\omega_3 l_3\sin\varphi_3+\omega_2 l_2\sin\varphi_2 \quad (4.206)$$

$$\omega_5 l_5\cos\varphi_5+\omega_1 l_1\cos\varphi_1=\omega_3 l_3\cos\varphi_3+\omega_2 l_2\cos\varphi_2 \quad (4.207)$$

$$\omega_5 l_5\sin\varphi_5+\omega_1 l_{AF}\sin(\varphi_1+\alpha_1)=\omega_3 l_{DE}\sin(\varphi_3-\alpha_3)+\omega_4 l_4\sin\varphi_4 \quad (4.208)$$

$$\omega_5 l_5\cos\varphi_5+\omega_1 l_{AF}\cos(\varphi_1+\alpha_1)=\omega_3 l_{DE}\cos(\varphi_3-\alpha_3)+\omega_4 l_4\cos\varphi_4 \quad (4.209)$$

(4.207), (4.208), (4.209) ва (4.210) тенгламаларида тўртта номаълум ω_1, ω_2, ω_3, ω_4 лар бор. ω_5 нинг қиймати бошланғич бўгин бериладиган ҳаракат қонунидан аниқланади.

Тўртта чизиқли тенгламалар маълум бўлган усуллар билан ечилиб, бўғинларнинг бурчак тезликлари аниқланади.

(4.207), (4.208), (4.209) ва (4.210) тенгламаларини вақтга нисбатан дифференциаллаб ва уларни ечиб, бўғинларнинг E_1, E_2, E_3 ва E_4 бурчак тезланишлари аниқланади. E_5 қиймати бошланғич бўғин берилган ҳаракат қонунидан аниқланади.

Бу усулда аниқланган тезлик ва тезланишларнинг қийматлари, йўналтирувчи φ_i ($i = 1,2,3,4$) бурчаклар тахминан аниқлангани учун аниқ деб бўлмайди.

Таҳлилнинг аниқлигини ошириш учун O_1A айлангичнинг бурчак қадамини камайтириш керак.

4.5. Қайишқоқ бўғинли ричагли механизмлар

Қайишқоқ бўғинли ричагли механизмларни баъзи бўғинлари осон эгиладиган тасмадан, пилтадан, тросдан, занжирдан ва бошқа қайишқоқ жисмлардан тайёрланади.

Қайишқоқ бўғинлар воситасида ҳаракатни кирувчи бўғиндан узоқда жойлашган чиқувчи бўғинга ёки турли

14-84

текисликларда ҳаракатланувчи бўғинларда узатиш мумкин бўлгани учун бундай механизмлар техникада кенг қўлланилади. Қайишқоқ бўғинли механизмлар ёрдамида турли вақтларда тўхтаб ҳаракатланишни ва нуқталарнинг мураккаб траекторияларини амалга ошириш мумкин.

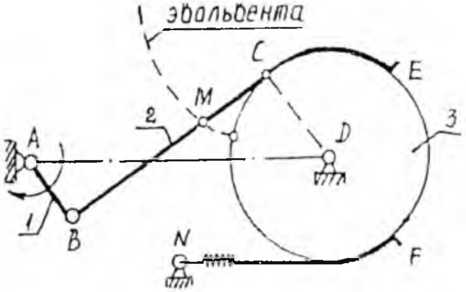
Юқорида қайд қилинган афзалликлари билан бир қаторда бундай механизмлар камчиликларга эга. Булардан муҳими қайишқоқ бўғинларни фақат чўзувчи кучлар таъсирида ишлашидир. Бу камчиликни йўқотиш учун механизм конструкциясига қайишқоқ бўгинларни таранг бўлишини ва механизмни бўш юришини таъминлаш мақсадида қўшимча мослама киритилади.

Қайишқоқ бўғинли механизмлар қурилаётганда бўғинлар абсолют қайишқоқ, чўзилмайдиган, тортилган ва шкивдан ташқарида тўғри чизиқли шаклда бўлади деб, уларнинг кўндаланг қирқимлари ўлчамлари назарга олинмайди. Абстракт қайишқоқ бўғинли механизмлар таҳлил қилинганда кейинчалик амалдаги ҳамма факторлар ҳисобга олиниши мумкин.

Қайишқоқ бўғинли ричагли механизмларнинг ҳар хил турлари қўлланади. Уларнинг баъзилари билан танишамиз.

4.77-шаклда қайишқоқ бўғинли айлангич-чайқалгичли механизм кўрсатилган.

Бу механизмда 2_1 қайишқоқ бўғин 1 айлангич билан B нуқтада шарнирли боғланган, иккинчи учи 3 шкивга E нуқтада маҳкамланган. Шаклда ипни шкивга тегиб турувчи C нуқтаси кўрсатилган. 4-пружина қайишқоқ бўғинни тортилиб туришини таъминлайди.



4.77 шакл. Қайишқоқ шатунли ричагли механизм: (1 - айлангич, 2 - қайишқоқ бўғин, 3 - шкив – чайқалгич, 4 - пружина).

Пружинани бир учи шкив билан, иккинчи учи эса М нуқтада таянч билан боғланган. Айлангич ҳаракатланганда 3-шкив чайқалгич тарзида бўлиб, Д нуқта атрофида тебранади.

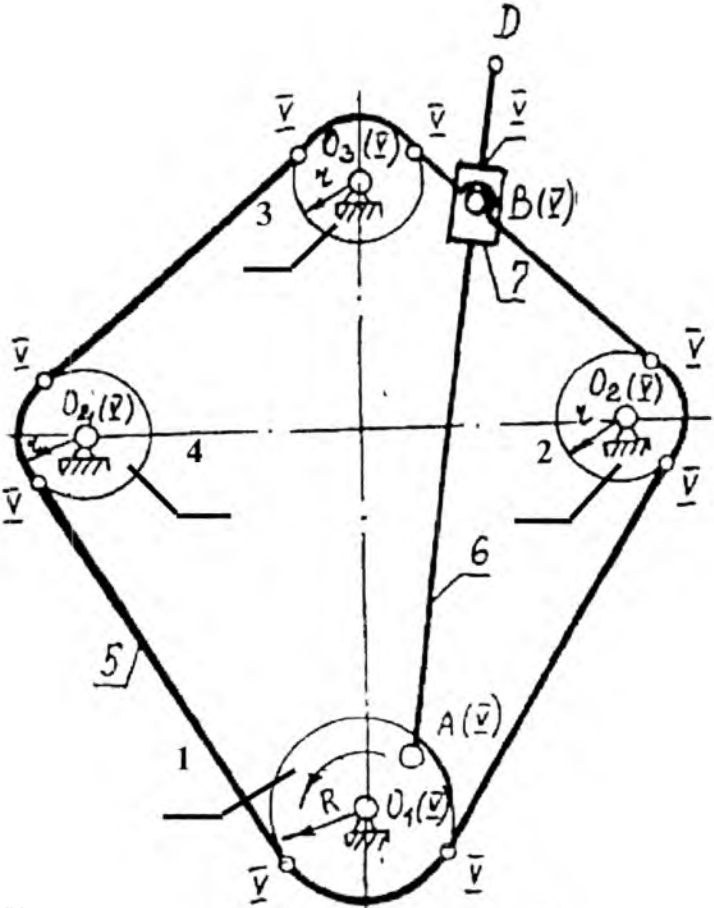
Қайишқоқ бўғиннинг тўғри қисми ҳаракати кўчирма ва нисбий ҳаракатлардан иборат. Тасмани кўчирма ҳаракати тортилган ип бўйлаб йўналиб, 3-шкивни бурилишини таъминлайди. Тортилган ипни шкивга тегиб турувчи С нуқтаси атрофида оний бурилиши нисбий ҳаракат ҳисобланади. Нисбий ҳаракатда қайишқоқ бўғинни ҳамма нуқталари доира эволвентини ясайди. 4.77-шаклда М нуқтани эволвенти эгри чизиғи кўрсатилган.

4.78-шаклда академик Артоболевскийнинг қайишқоқ бўғинли кулисали-ричагли механизми келтирилган.

4.78-шакл. Академик Артоболевскийнинг қайишқоқ бўғинли кулисали-ричагли механизми (1,2,3,4 – кирувчи ва йўналтирувчи шкивлар, 5 — қайишқоқ бўғин, 6 — тош, 7 — кулиса).

Биттаси кирувчи бўлган бир хилдаги тўртта шкивга 5- қайишқоқ бўғин ташланган ва 6- тош маҳкамланган. Тош 7 – кулисани ҳаракатлантиради. Тошни бармоғи – F нуқтаси қайишқоқ бўғин билан ҳаракатланиб, f g қисмидан ўтаётганда кулиса четки ҳолатда бўлиб тўхтайди. Тўхташ даври АВСД тўртбурчагига ва шкивни диаметрига боғлиқ.

4.79 шаклда профессор А. Жўраевнинг қайишқоқ бўғинли кулисали-ричагли механизмининг схемаси кўрсатилган.



4.79-шакл. Профессор А. Жўраевнинг қайишқоқ бўғинли кулисали-ричагли механизми (1 — кирувчи бўғин; 2,3,4 — йўналтирувчи шкивлар; 5 — қайишқоқ бўғин; 6 — кулиса; 7 — тош).

4.5.1. Қайишқоқ бўғинли механизмлар тузилишининг таҳлили ва синтези

Механизмнинг қайишқоқ элементини унинг етакловчи тармоғида бўғин шаклида эмас, балки богланиш сифатида кўриб, қуйидаги хулосаларга келиш мумкин. Юқорида таъкид-

ланганидек, қайишқоқ ип фазода битта боғланиш шартини қўяди ва I синфли кинематик жуфтга эквивалент бўлади.

Текисликда қайишқоқ боғланиш тўртта боғланиш шартини қўяди (текислик қўйган учта боғланиш шартини ҳисобга олганда) ва IV синф кинематик жуфтни алмаштиради.

Келтирилган хулосалардан фойдаланиб, механизмни эркинлик даражасини аниқлаш мумкин. Буни мисолда кўрайлик.

Мисол. 4.79-шаклда кўрсатилган текис кулисали-ричагли механизмни эркинлик даражаси аниқлансин.

Механизмда ҳаракатланувчи бўғинларнинг сони n = 6 (тўртта шкивлар, кулиса ва тош, қайишқоқ бўғин ҳисобга олинмайди). V синфли кинематик жуфтлар сони $P_V = 7$ ва IV синфли кинематик жуфтлар сони $P_{IV} = 3$ (қайишқоқ бўғинни 1 ва 4, 4 ва 3, 3 ва 2-шкивлар орасидаги етакловчи тармоқлар. Қайишқоқ бўғинни 2 ва 1-шкивлар орасидаги етакланувчи тармоғи, шкивларга ҳаракатни узатмаганлиги учун ҳисобга олинмайди).

Чебишев формуласида механизмнинг эркинлик даражаси аниқланади.

$$W = 3n - 2P_V - P_{IV} = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 3 = 1.$$

Бу масалаларни бошқача усул билан ҳам ечиш мумкин.

Агарда IV синфли кинематик жуфтни маълум бўлган қоида асосида иккита V синфли битта бўғин билан алмаштирилса, механизмнинг тузилишига бошқача ёндашилади, яъни қайишқоқ ипни етакловчи тармоғи бўгин, деб ҳисобланади. Шкив билан қайишқоқ бўгинни тегиб турувчи нуқталарида V синф кинематик жуфтлар жойлашган (улар 4.79- шаклда кўрсатилган).

4.79-шаклда кўрсатилган механизмнинг эркинлик даражасини такроран аниқлаймиз.

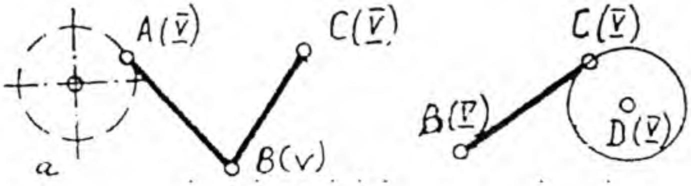
Ҳаракатланувчи бўғинларни сони n = 9 (тўртта шкивлар, кулиса, тош, қайишқоқ бўғиннинг учта қисми, охирги етакланувчи қисм назарга олинмайди). V синфли кинематик жуфтлар сони P_V=13, IV синфли жуфтлар $P_{IV} = 0$.

Механизмнинг эркинлик даражаси:

$$W = 3n - 2P_V - P_{IV} = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 13 = 1.$$

Қайишқоқ бўғинли ричагли механизмларнинг тузилиши масаласига иккинчи ёндашиш Ассур гуруҳларига ўхшаш тузилма бирликларини аниқлашга имкон беради. Масалан, I синф-

ли 2-тартибли Ассур гуруҳи иккита бўғин ва учта кинематик жуфтлардан иборат. Шунга ўхшаш қайишқоқ бўғинли ричагли механизмларда тузилма бирликлари қуйидаги кўринишда бўлади (4.80-шакл):



тузилма гуруҳлари.

4.77, 4.78 ва 4.79-шаклларда тасвирланган механизмлар тузилишини таҳлил қилиш қийин эмас. Уларнинг ҳаммаси I синф 2-тартибли механизм эканлигига ишонч ҳосил қилиш мумкин.

Ассур гуруҳларидан фойдаланиб қайишқоқ бўгинли ричагли механизмлар синтезини бажариш мумкин.

4.5.2. Қайишқоқ бўғинли ричагли механизмларнинг кинематик таҳлили

4.81-шаклда тасвирланган оддий механизмнинг кинематик таҳлилини бажарамиз.

4.81-шакл. Қайишқоқ бўғинли ричагли механизм: (1 —судралгич, 2 — қайишқоқ бўғинли, 3 — шкив).

Механизм 1 бикр судралгичдан, 2 қайишқоқ бўғиндан, қайишқоқ ип ўралган 3 шкивдан иборат.

Кирувчи бўғиннинг X = X (t) ҳаракат қонуни ва механизмнинг ҳамма ўлчамлари берилган.

Шкивнинг кинематик характеристикалари аниқланиши талаб қилинади.

Шкивни φ_3 айланиш бурчагини аниқлашда доира эволвентининг хусусиятидан, яъни айлананинг AB_0 ёйи ипни AB^1 қисми узунлигига тенглигидан фойдаланамиз.

Ипни B^1 B қисми шкивни φ_3 бурчагига буради:

$$\varphi_3 = \frac{AB - A\breve{B}^0}{r_3} \tag{4.210}$$

Тўғри бурчакли OAB учбурчагидан

$$AB = \sqrt{X_в^2 - r_3^2} \tag{4.211}$$

бу ерда, $X_в$ – судралгични B нуқтасини обециссаси;
r_3 – шкивни радиуси.

$\cup AB_0$ ёйини узунлиги аниқланади

$$\cup AB_0 = r_3\varphi_3 = r_3 \arccos\frac{r_3}{X_в} \tag{4.212}$$

AB ва AB_0 қийматларини (4.210) қўямиз.

$$\varphi_3 = \frac{\sqrt{X_B^2 - r_3^2} - r_3 \arccos\frac{r_3}{X_B}}{r_3} \tag{4.213}$$

(4.213) ни вақтга нисбатан кетма-кет дифференциаллаб, ω_3 бурчак тезлигини ва ε_3 бурчак тезланишларини аниқлаймиз.

$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{\dot{X}_B}{r_3}\frac{\sqrt{X_B^2 - r_3^2}}{X_B} \tag{4.214}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} = \frac{\ddot{X}_B}{r_3}\frac{\sqrt{X_B^2 - r_3^2}}{X_B} + \frac{r_3 X_B^2}{X_B^2\sqrt{X_B^2 - r_3^2}} \tag{4.215}$$

бу ерда, X_B – судралгични B нуқтасини координатаси;

$\dot{X}_B$ – B нуқтани тезлиги;

$\ddot{X}_B$ — B нуқтани тезланиши;

r_3 – шкив радиуси.

4.6. РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММОЛАР ВА МАСАЛАЛАР

Ричагли механизмларнинг таҳлили ва синтези бўйича етарлича ишлар амалга оширилган бўлса-да, ҳозирда ечимини топиши зарур бўлган қатор муаммо ва масалалар мавжуд, уларнинг баъзиларини кўриб чиқамиз.

Деярли барча механизмларни кинематик таҳлили ва синтезида кирувчи бўғиннинг бурчак тезлиги ўзгармас, деб олинади. Лекин баъзи ҳолатларда бу тезлик маълум қонуниятда ўзгариши талаб этилади.

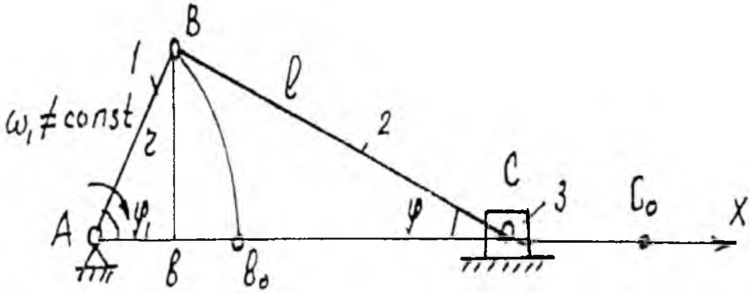
Кириш бўғинининг бурчак тезлиги ўзгарувчан бўлганда механизм кинематик таҳлили ва синтези алоҳида ёндашувни ёки услубни талаб этади. Мисол учун, 4.82-шаклдаги айлангич-судралгичли механизмнинг кирувчи бўғини бурчак тезлиги

$$\omega_1 = \omega_0 + \omega_A \sin kt$$

қонуният билан ўзгарсин. У ҳолда айлангичнинг В нуқтасининг тезлиги

$$V_B = l_{AB}(\omega_a + \omega_a \sin kt)$$

қонуният билан ўзгарсин.



4.82-шакл. Айлангич-судралгичли механизмнинг кирувчи бўғини ўзгарувчан тезликда ҳаракатланувчи схемаси.

тезланиши эса: $a_3 = \sqrt{(a^n_{BA})^2 + (a^m_{BA})^2}$.

бу ерда, $a^n_{BA} = l_{AB}(\omega_0 + \omega_a sinkt)^2$;

$$a^t_{BA} = \varepsilon_1 \cdot l_{AB}, \quad \varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = K\omega_a \cos Kt$$

ёки $$a_B = l_{AB}\sqrt{K^2\omega^2 \cos^2 Kt + (\omega_0 + \omega_a \sin Kt)^4}.$$

Судралгичнинг ҳаракат қонуни

$$X_C = (Ab_0 + b_0C_0) - (AB\cos\varphi_1 + BC\cos\varphi).$$

Агарда $BC = l_{AB} = r$, $\frac{r}{l} = \lambda$ бўлса,

$$Xc = r(1 - \cos\varphi_1) + l(1 - \cos\varphi)$$

ёки $$\frac{r}{\sin\varphi} = \frac{l}{\sin\varphi_1}; \Lambda \Lambda\ sin\varphi = \chi\Lambda \Lambda\ \lambda sin\varphi_1$$

$$X_C = r(1 - cos\varphi_1) + l\left(1 - \sqrt{\lambda^2 sin^2\varphi_1}\right)$$ бўлади.

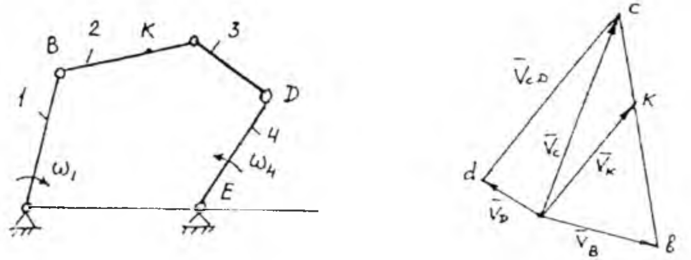
С нуқтанинг тезлиги ва тезланиши

$$V_C = \frac{dX_C}{dt}; \qquad a_C = \frac{d^2X_C}{dt^2}$$

Умуман олганда, ω_1 нинг қонуни мураккаб бўлса, кинематик таҳлил ҳам мураккаблашади. Шу билан бирга ҳосил бўлган муаммолардан бири шатун ВС га тегишли нуқтани тезлик ва тезланишларини, бўғиннинг бурчак тезлик ва бурчак тезланишини топишдир.

Қўзғалувчанлик даражаси бирдан катта бўлган текис ричагли механизмларни ҳам кинематик таҳлили ва синтези деярли қурилмаган масалалардан ҳисобланади. Айтайлик, иккита кирувчи бўғиннинг ҳаракат қонунлари берилган бўлса, механизмнинг қолган кинематик характеристикаларини топиш анча мушкулдир. Кирувчи бўғинларнинг ҳаракат қонунлари ўзгарувчан, масалани ечими янада қийинлашади.

4.83-шаклда келтирилган қўзғалувчанлик даражаси 2 га тенг бўлган механизмни тезлик режаси қийинликсиз қури-



4.83-шакл. Икки айлангичли ричагли механизм схемаси (а) ва тезлик қутб режаси (б).

лади. Лекин, ω_1 ва ω_3 лар ўзгарувчан бўлса, унинг кинематик таҳлили мураккаблашади. Бундай масалаларни ечишдаги муаммолардан бири етакланувчи бўғинларидан бирини технологик жараён ёки богланишлар орқали ҳаракатга келтирилишидадир. Ҳозирда ечимини топиш керак бўлган масалалардан бири эгилувчан бўғинли кулисали механизмларни таҳлил қилишнинг умумлашган усулини яратишдан иборатдир. Ҳозирча конкрет механизмлар учун координаталар усули ҳамда содда механизмлар учун векторлар ёпиқ контур усулидан фойдаланилмоқда.

Мураккаб ҳаракат қонунларини амалга оширишга имкон берадиган 4.11 а ва 4.11 б-шаклларда кўрсатилган эгри профилли кулисали механизмларни кинематик таҳлили етарлича ўрганилмаган. Махсус технологик жараёнларни бажаришда қўллаш мумкин бўлган ушбу кулисали механизмларни кинематик характеристикаларини аниқлаш услубларини яратиш ва лойиҳалаш йўлларини аниқлаб бериш муҳим масалалардан ҳисобланади.

Транспорт воситаларида кўп қўлланиладиган шарнирли муфталар, айниқса, ўқлари 2π дан фарқли бурчак ҳосил қилган юритмаларда ишлатиш қулайдир. Лекин ушбу механизмларни кинематик таҳлили ва лойиҳалаш услублари етарлича ишлаб чиқилмаган.

Яна бир муаммо: таркибида қайишқоқ бўғин бўлган ричагли механизмларнинг кинематик таҳлили ва синтези масалалари ҳам кам ўрганилган.

Юқорида таъкидлаганимиздек, тузилиши ўзгарувчан механизмларнинг ҳам кинематик таҳлили ва синтез қилиш

услублари чуқур амалга оширилмаган. Шунга ўхшаган қатор механизмлар замонавий машиналарни яратишда кенг қўлланиши учун оптимал, универсал ва мураккаб бўлмаган кинематик таҳлил ва синтез қилиш услубларини яратишга боглиқ бўлиб келмоқда.

4.7. «РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ ТЕСТЛАРИ ВА САВОЛЛАР

1. Тўрт бўғинли шарнирли механизмда $l_1 < l_2 < l_3 < l_4$ кривошип бўлган бўғинни кўрсатинг.

Жавоблар: $1)\ l_1; \cdots 2)\ l_2 \cdots 3)\ l_3 \cdots 4)\ l_4 \cdots 5)$ кривошип йўқ.

2. "Бўғинга таъсир этувчи куч вектори ва куч қўйилган нуқтани тезлик вектори орасидаги ўткир бурчак ...... дейилади" иборани етмайдиган сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Фаза бурчаги;
2) Узатиш бурчаги;
3) Босим бурчаги;
4) Йўналтирувчи бурчак;
5) Номга эга эмас.

3. Босим бурчаги $\upsilon=90^0$ бўлганда механизм ҳаракат қилиши мумкинми?

Жавоблар: 1) Мумкин;
2) Мумкин эмас;
3) Ноаниқ ҳолат.

4. Нуқтани $V = \frac{ds}{dt}$ тезлиги тезлик аналоги $Vq = \frac{ds}{d\varphi_1}$ орасида қандай боғланиш бор?

Жавоблар:

$$1)\ V = Vq;\quad 2)\ V = \frac{Vq}{\omega_1} \cdots 3) V = \omega_1 Vq \cdots 4) V = V_q^2 \cdots V^2 = V_q$$

5. Кинематик таҳлилнинг қайси усули соддалиги ва кўзга ташланувчанлиги билан алоҳида ажралиб туради?

Жавоблар: 1) Аналитик;
2) Графоаналитик;
3) График.

6. I синф 2-тартибли тўрт бўғинли механизмни йиғишнинг нечта варианти бор?

Жавоблар: 1) Битта;
2) Иккита;
3) Учта;
4) Тўртта;
5) Ҳеч қандай.

7. «Кесиштириш» усулидан қандай синф ва тартибли механизм учун фойдаланиш мумкин?

Жавоблар: 1) I синф 1-тартибли;
2) I синф 2-тартибли;
3) I синф 3-тартибли;
4) II синфли;
5) Ҳамма синф ва тартибли.

8. Кинематик диаграммаларни μ_t вақт масштаби формуласини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) $\mu t = \frac{60}{n_1 Xt}$ 2) $\mu t = \frac{n_1 Xt}{60}$ 3) $\mu t \frac{60 n_1}{Xt}$ 4) $\mu t = \frac{60 Xt}{n}$

9. Ватарлар усулида дифференциалланган тезланиш диаграммаси масштабини аниқлаш формуласини кўрсатинг.

Жавоблар:
1) $\mu a = \frac{\mu t Ha}{\mu v}$ 2) $\mu a = \frac{\mu s}{\mu t Ha}$ 3) $\mu a \frac{\mu v}{\mu t Ha}$ 4) $\mu a = \frac{\mu s}{\mu t Ha}$

10. «I синф 2-тартибли механизмни бўғинлари ҳолатини координаталар усулида аниқлашда ... тенгламани ечиш зарур» иборани етишмайдиган сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Биринчи даражали;
2) Иккинчи даражали;
3) Учинчи даражали;
4) Тўртинчи даражали.

11. I синф 3-тартибли механизм бўғинларининг ҳолати ҳақидаги масалани умумий ҳолда аниқ аналитик ечимини топиш мумкинми?

Жавоблар: 1) Ҳа, ҳамма ҳолатларда;
2) Ҳа, агарда усул тўғри танланса;
3) Йўқ;
4) Йўқ, ҳозирда усул ишлаб чиқилмаган.

12. Синтезнинг кирувчи (бериладиган) ва чиқувчи (номаълум) параметрлари қандай хусусиятга эга?

Жавоблар: 1) Улар ўзаро боғланган;
2) Улар жуфт ҳолда боғлиқ;

3) Улар ўзаро боғланмаган;

4) Аниқ жавоб бериб бўлмайди.

13. Мақсад функцияси (оптималлаш мезони) қандай ахборотга эга?

Жавоблар: 1) У синтезнинг асосий ҳамда қўшимча шартлари ва ҳамма чекланишларни билдиради;

2) У синтезнинг асосий ва қўшимча шартларини билдиради;

3) У синтезнинг асосий шартини билдиради;

4) У синтезнинг қўшимча шартини билдиради.

14. Ўртача тезликнинг ошиш коэффициенти тўғри ифодасини кўрсатинг.

Жавоблар:

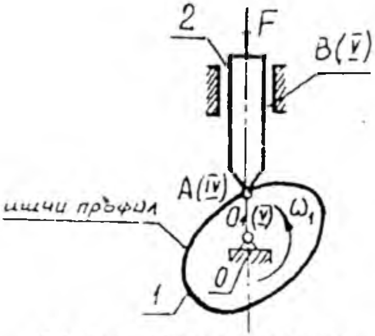
1)| $K = \frac{180+\theta}{180-\theta}$ 2) $K = \frac{180-\theta}{180+\theta}$ 3) $K = \frac{180}{180-\theta}$ 4) $K = \frac{180-\theta}{180}$

5-БОБ. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

Таркибида муштумча бўлган механизм **муштумчали механизмлар,** деб аталади. Муштумчали механизмлар техникада кенг қўлланилади ва улар ёрдамида чиқувчи бўғинни талаб қилинган ҳаракат қонунларига эришиш, кўп ишчи жараёнларни автоматлаштириш ва бошқариш мумкин. Муштумчали механизмлар турли машиналар ва асбобларда қўлланилади. Масалан, муштумчали механизмлар ички ёниш двигателларида цилиндрдаги клапанларни ҳаракатга келтиради, трикотаж машиналарида муштумча орқали ҳалқа ҳосил қилувчи қисм ҳаракатланади. Бундай мисолларни жуда кўп келтириш мумкин.

К.В. Тир, Л.Н. Решетов, Г.А. Ротбарт, Н.И. Левитский ва бошқа олимлар муштумчали механизмлар назариясига катта ҳисса қўшдилар.

5.1. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАР ҲАҚИДА УМУМИЙ МАЪЛУМОТЛАР



5.1-шакл. Нина шаклидаги турткичли муштумчали механизм.

Муштумчали механизмлар қуйи кинематик жуфтлардан ташқари ҳеч бўлмаганда битта олий *IV* синф кинематик жуфтга эга. 5.1-шаклда келтирилган механизм билан танишайлик. Бу механизм таянч - *0*, муштумча - *1*, турткич - *2* бўғинлардан иборат.

Айланувчи муштумча **турткичга** таъсир этиб, уни илгариланма-қайтма ҳаракатлантиради.

Муштумчанинг таъсирида турткич юқорига кўтарилади, *F* куч таъсирида эса пастга тушади.

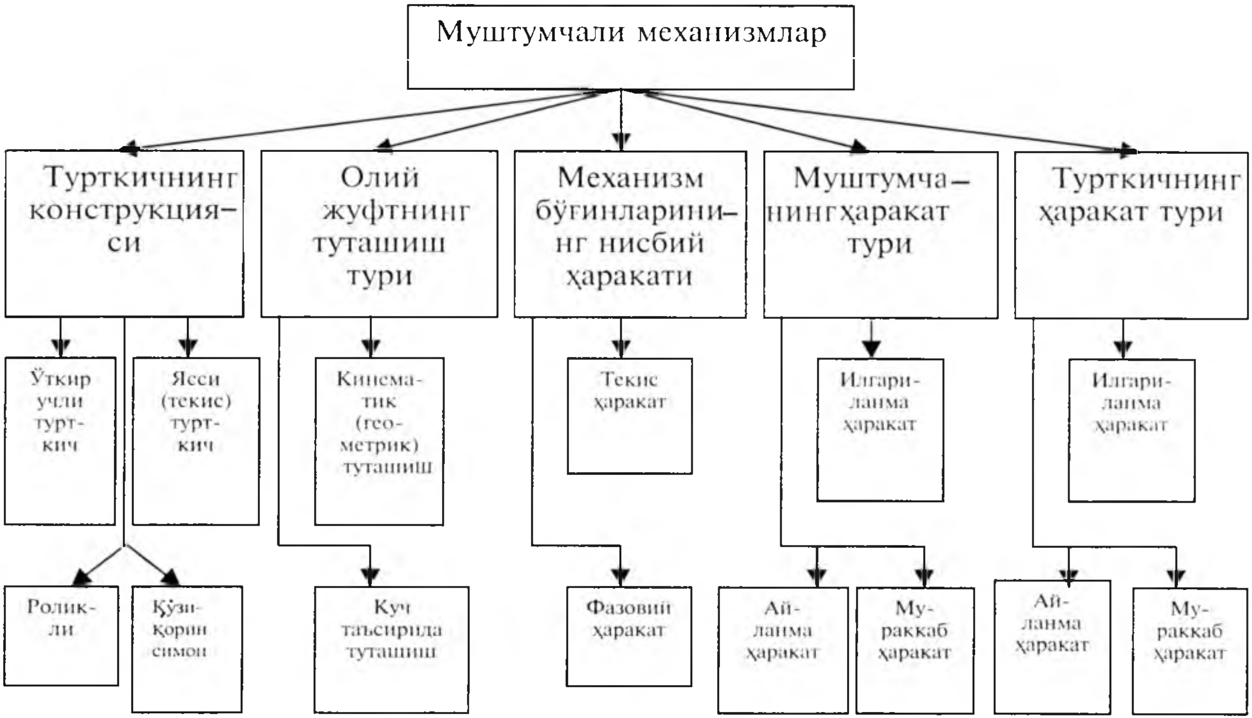
Муштумча - *1* ўзгарувчан эгриликдаги ишчи юзага эга бўлиб, турткич - *2* билан олий кинематик жуфт ҳосил қилади. Муштумчани ишчи юзаси билан унинг айланиш ўқига тик ўтказилган текисликни кесишиш чизиғи муштумчанинг ишчи профили ҳисобланади. Муштумчанинг профили турткичнинг ҳаракат қонунини аниқлайди. Муштумчали механизмларнинг афзалликлари, уларни кенг қўлланилишининг боисидир. Механизм кам бўгинли ва тузилишини ўзгартирмай турткичнинг турли мураккаб ҳаракат қонунларига эришиш мумкин. Муштумча профилини тайёрлашнинг мураккаблиги, муштумча билан турткични туташиш қисмида катта босим кучининг ҳосил бўлиши ва ишчи юзаларнинг тезда ейилиши муштумчали механизмларнинг асосий камчиликларидир. Ишчи юзаларнинг ейилишини камайтириш учун муштумча юқори сифатли пўлатдан тайёрланиб, мустаҳкамликни ошириш мақсадида ишчи юзалари термик қайта ишланади Ишқаланишни ва ейилишни камайтириш мақсадида турткичга муштумчани ишчи юзасида думаловчи ролик ўрнатилади. Муштумчали механизмларда олий жуфтни доимий туташиши, яъни муштумча ва турткич бир-биридан ажралмай доимо тегиб туриши талаб қилинади. Муштумчали механизмларни ўрганишда иккита масала ҳал қилинади:

1.Тузилиши, кинематикаси ва динамикаси нуқтаи назаридан муштумчали механизмлар таҳлили.

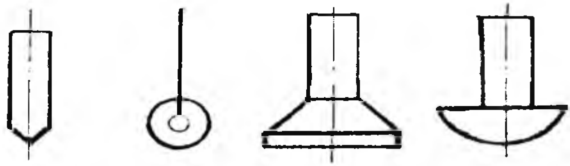
2. Берилган шартларга қараб муштумчали механизмлар синтези.

5.2. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАР КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Техникада қўлланиладиган муштумчали механизмлар турли-туман бўлиб, улар турткични конструкциясига, бўғинларнинг нисбий ҳаракатига, эркинлик даражаси сонига ва олий жуфтни туташиш турига қараб бир-биридан фарқ қилади. Юқорида қайд қилинганларни асосий мезонлар сифатида қабул килиб, муштумчали механизмлар классификациясини тузиш мумкин (5.2-шакл).



5.2-шакл. Муштумчали механизмлар классификацияси.

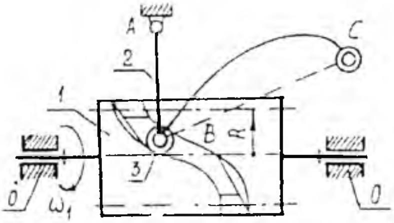


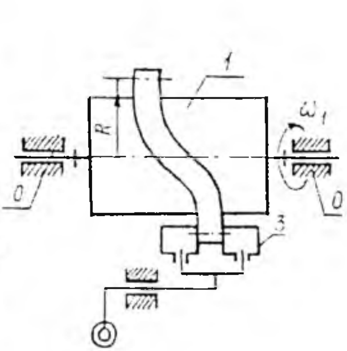
5.3-шакл. Турткичнинг турли конструкциялари:
а) — учи ўткир турткич; б) — роликли турткич;
в) — текис (ясси) турткич; г) — қўзиқоринсимон турткич.

Муштумчали механизмларда турткичнинг турли конструкциялари қўлланади (5.3-шакл). Турткичлар ўткир учли, текис ёки қўзиқоринсимон сферик бўлиши мумкин. Ишқаланишни камайтириш мақсадида турткичнинг учига ролик ўрнатилади.

Ўткир учли турткичлар кам қўлланади, чунки улар муштумчанинг ишчи юзасини тез ейилишига олиб келади. Шунинг учун ўткир учи айлана ёйи билан ўтмас қилинади (5.3а-шакл).

Роликли турткичлар кўпроқ қўлланади, чунки улардан фойдаланилганда сирпанишдаги ишқаланиш думалашдаги ишқаланишга алмаштирилади ва муштумчанинг ишчи юзаси ейилиши анчага камайтирилади (5.3б-шакл). Текис турткичлар муштумчали механизмларни муҳим кўрсаткичи бўлган (5.3в-шакл) босим (узатиш) бурчагини доимий сақлашга имкон беради. Текис турткични фақат муштумча профили қабариқ бўлганда қўллаш мумкин. Баъзида текис турткичлар, агарда муштумча турли йўналишларда бир хил кенг-





5.4-шакл. Фазовий муштумчали механизм:
(0 — таянч, 1 — муштумча,
2 — турткич, 3 — ролик).

ликка эга бўлса, рамка шаклида бажарилади. Қўзиқоринсимон турткич — умумий ҳолдаги турткич бўлиб, унинг ишчи юзаси турли шаклларда бўлиши мумкин.

Бўғинларнинг нисбий ҳаракатига қараб муштумчали механизмлар текис ва фазовий турларга бўлинади.

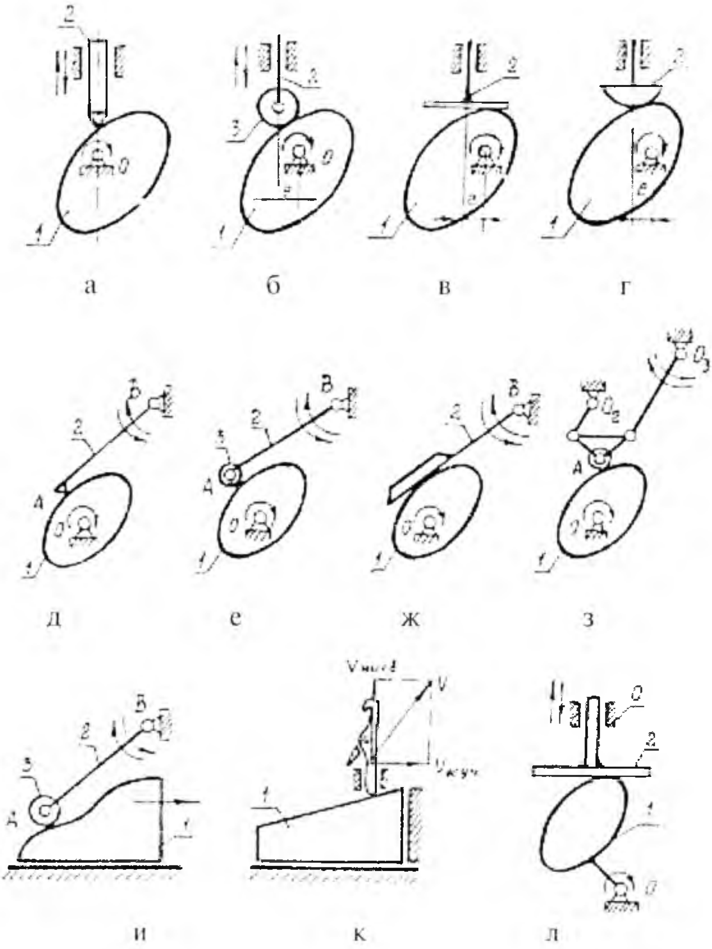
5.4а-шаклда ипни маълум миқдорда узатувчи ва чокни тортувчи фазовий муштумчали механизм тасвирланган.

Бу механизмда *1* цилиндр муштумча бўлса, *2* бўғин турткичдир. Ролик *3* муштумчани сиртида қирқилганариқчада сирпаниб, *2* турткичга ва ипни етакловчи *С* кўзчасига тебранма ҳаракатни узатади.

5.4 б-шаклда тўқимачилик машиналарида калава ипни найчаларга текис тахлайдиган фазовий муштумчали механизм кўрсатилган. Бу механизмда айланувчи муштумча 1 ипни ўтказувчи С кўзга маҳкамланган 2 турткични илгариланма - қайтма ҳаракатлантиради. Ишқаланишни камайтириш мақсадида турткичга муштумчани буртиб чиққан қисмини икки томонида 3 роликлар ўрнатилган.

Фазовийга қараганда текис муштумчали механизмлар кўпроқ қўлланилади, чунки уларни тайёрлаш ва ишлатиш осон. 5.5-шаклда баъзи текис муштумчали механизмлар кўрсатилган. 5.5-а, б, в, г, д, е, ж, з шаклларида муштумча айланса, 5.5-и,к шаклларида илгарилама-қайтма ҳаракат қилади. Яъни муштумча гоҳ чапга, гоҳ ўнгга ҳаракатланади. Турткичнинг ҳаракат турига қараб текис муштумчали механизмларни учта гуруҳга ажратиш мумкин: турткичи илгарилама ҳаракатланувчи (а, б, в, г), турткичи айланма ҳаракатланувчи (д, е, ж, з) ва турткичи мураккаб ҳаракатланувчи (з, к).

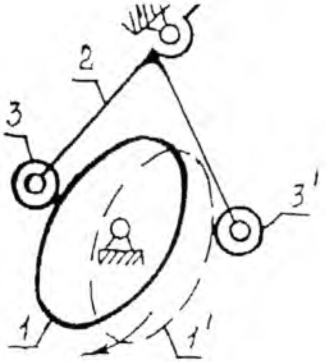
Муштумчаси ҳаракат қилмайдиган механизмлар (5.5-шакл) ҳам учраб туради. Бу механизмда турткич $V_к$ тезликдаги кўчирма ва $V_н$ тезликдаги нисбий ҳаракатларнинг йиғиндисидан иборат мураккаб харакат қилади. Мураккаб ҳаракатланувчи турткичли механизм доиравий трикотаж машиналарида нинани ҳаракатлантиришда қўлланади. Турткич ҳаракат йўналиши муштумча ўқидан ўтса аксиал (5.5 а-шакл), акс ҳолда дезаксиал (ўқда бўлмаган) (5.5-б,в,г шакллар) деб аталади. Турткич ўқининг силжиши (*е* ўлчами) дезаксиаллик ёки эксцентритет, деб аталади.



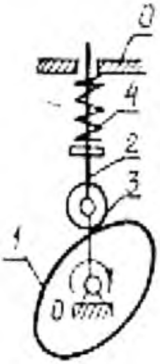
5.5-шакл. Текис муштумчали механизмлар.
(0 — таянч, 1 — муштумча, 2 — турткич, 3 — ролик).

Муштумча ва турткичнинг олий жуфтда доимий тегиб туришини таъминлаш учун кинематик (геометрик) ёки куч таъсирида туташиш усуллари қўлланади.

Куч таъсирида туташишда оғирлик кучидан ёки пружинани қайишқоқлигидан фойдаланилса, кинематик туташиш конструкциянинг геометрик хусусияти орқали таъминланади. 5.6 а-шаклда олий жуфти куч билан туташувчи



5.6-шакл. Икки дискли муштумчали механизм (0 — таянч; 1 — муштумча; 1¹ — қарши муштумча; 2 — турткич; 3 ва 3¹ — роликлар).



5.6а-шакл. Куч билан туташувчи муштумчали механизм.

муштумчали механизм кўрсатилган, *3* ролик *1* муштумчага *4* пружина воситасида доимий тегиб туради. Муштумча катта тезликда айланганда куч билан туташувчи механизм барқарор ишламаслиги мумкин. Шунинг учун геометрик туташувчи механизмлардан фойдаланиш зарур.

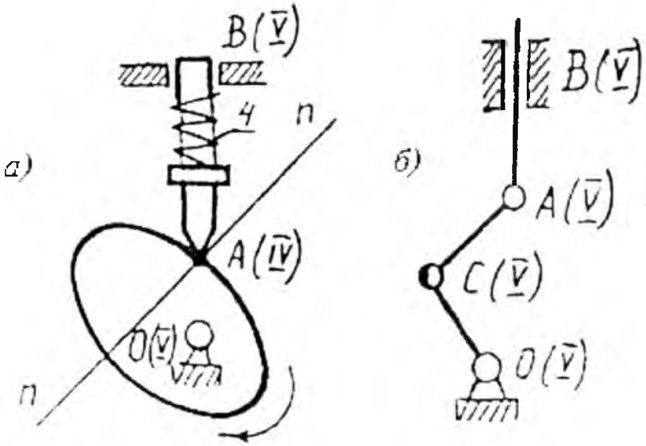
5.4а- ва б-шаклларида олий *IV* синф жуфтнинг геометрик туташишини иккита варианти кўрсатилган. Олий жуфтнинг конструкцияси турткични муштумчадан ажралишига йўл қўймайди.

5.6-шаклда текис муштумчали механизм олий жуфтининг кинематик туташишини кенг тарқалган усули келтирилган. Бу ерда муштумча иккита 1 ва 1¹ дисклардан иборат бўлиб, бири муштумча, иккинчиси қарши муштумча (контрмуштумча), деб аталади. 3 турткич 1, 1¹ дискларга 3 ва 3¹ роликлар орқали тегиб туради. Турткичнинг бир томонга ҳаракати 1 муштумчанинг таъсирида, қарама-қарши томонга ҳаракати 1¹ қарши муштумчанинг таъсирида амалга ошади.

Бўгинларнинг нисбий ҳаракатини чеклай олмайдиган ортиқча боғланишларнинг киритилиши механизмни тайёрлаш ва йиғиш аниқлигини оширишни талаб қилади. Бу эса геометрик туташишнинг умумий камчилиги ҳисобланади.

5.3. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

Берилган 5.7а-шаклда тасвирланган куч таъсирида туташувчи текис муштумчали механизмни кўриб чиқамиз.



5.7-шакл.
а) куч таъсирида туташувчи муштумчали механизм;
б) алмаштирувчи ричагли механизм.

Бу механизмни эркинлик даражаси бирга тенг ($n=2$, $P_V=2$, $P_{IV}=1$). $W=3n-2P_V-P_{IV}=3\cdot2-2\cdot2-1=1$. Чебишев формуласидан фойдаланиб, механизмнинг текис схемасидан ортиқча боғланишни аниқлаймиз.

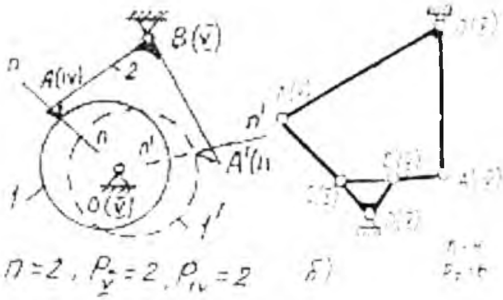
$$q_n = W-3n+2P_V+P_{IV} = 1-3\cdot2+2\cdot2+1=1-6+4+1=0$$

Механизмни фазовий, деб ҳисоблаб, Сомов-Малишев формуласидан ортиқча боғланишларни аниқлаймиз.

$$q=W-6n+5P_V+4P_{IV}=1-6\cdot2+5\cdot2+4=1-12+10+4=3$$

Демак, механизмнинг текис схемаси бўйича ортиқча боғланишлар йўқлиги, аммо фазовий схемада ортиқча боғланишлар борлиги аниқланди.

Олий жуфти геометрик туташган муштумчали механизмни (5.8а- шакл) тузилиши жиҳатидан таҳлил қилиб, олий жуфтни икки хил туташиш усулларини бир-бири билан таққослаймиз.



5.8-шакл. а) кинематик туташишли муштумчали механизм;
б) алмаштирувчи ричагли механизм.

5.8а-шаклда кўрсатилган муштумчали текис механизмни Чебишев формуласидан аниқланган ортиқча боғланиши 5.7а-шаклда келтирилган механизмга нисбатан биттага ортиқдир, яъни *(*n=2, P_V=2, P_{IV}=2*)*.

Механизмни фазовий схемаси учун Сомов-Малишев формуласидан ортиқча боғланишни аниқлаймиз.

$$q = W - 6n + 5P_V + 4P_{IV} = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 2 = 1 - 12 + 10 + 8 = 7$$

Юқоридағилардан куч таъсирида туташадиган механизмларга нисбатан кинематик туташадиган муштумчали механизмларда ортиқча боғланиш кўпроқ деган хулосаға келиш мумкин. Бу ҳолат кинематик туташадиган муштумчали механизмларни тайёрлаш ва йиғиш жараёнини мураккаблаштиради. Ортиқча боғланишларни қандай бўлмасин йўқотиш керак. Бу масалани ҳал қилиш усуллари билан роликли турткичли муштумчали механизм мисолида кейинроқ танишамиз.

5.9.-шакл. а) Роликли турткичли дезаксиал муштумчали механизм;
б) алмаштирувчи ричагли механизм.

Синф ва тартибини аниқлаш учун алмаштирувчи ричагли механизмлар (5.7б ва 5.8б-шакллар) тузилишини таҳлил қиламиз. Куч билан туташувчи муштумчали механизм тузилиши жиҳатидан *I* синф *2*-тартибли механизмга эквивалент, чунки уни алмаштирувчи айлангич-судралгичли механизм (5.7-шакл, б) *I* синф *2*-тартиблидир. Кинематик туташувчи муштумчали механизмга келганда (5.8-шакл, а) уни алмаштирувчи ричагли тузилма, умуман олганда, механизм ҳисобланмайди, чунки у *III* синф нолинчи тартибли Ассур гуруҳи ҳисобланади. Бу гуруҳ қарши муштумчанинг (5.6-шакл, I^1) профили муштумчанинг (5.6-шакл, *I*) профили билан зич боғланган ҳолда лойиҳалангани учун ҳаракатланиши мумкин. Шунинг учун муштумчали механизмнинг бўғинлар ҳаракатида алмаштирувчи ричагли механизмнинг баъзи ўлчамлари (OC^1 ва C^1A^1) доимо ўзгариб OCC^1 айлангичнинг бурилишига имкон беради. Юқоридаги таҳлиллардан геометрик туташувчи муштумчали механизмларнинг куч билан туташувчи механизмларга нисбатан анча мураккаблиги кўриниб турибди. Аммо бу камчиликка қарамасдан катта тезликда ҳаракатланувчи муштумчали механизмларда олий жуфтнинг кинематик боғланиши кенг қўлланилмоқда.

Кўп тарқалган роликли турткичли муштумчали механизмларга мурожаат этайлик. Бу механизм иккита эркинлик даражасига эга, чунки бир-бирига боғлиқ бўлмаган ҳолда муштумчани ва роликни ҳаракатлантириш мумкин.

Берилган муштумчали механизмни

$$(W=2,\ n=3,\ P_V=3, P_{IV}=1)$$

ортиқча боғланишлар сони:

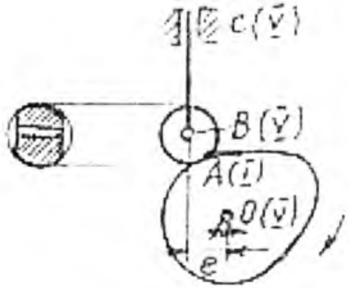
а) Текис схема учун

$$q_n=W-3_n+2P_V+P_{IV}=2-3\cdot3+2\cdot3+1=0$$

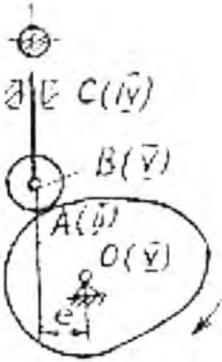
б) Фазовий схема учун

$$q=W-6n+5P_V+4P_{IV}=2-6\cdot3+5\cdot3+4\cdot1=3.$$

Ортиқча боғланишларни йуқотиш учун кинематик жуфтларнинг синфини учтага камайтириш керак. 5.10 ва 5.11-шаклларда ортиқча боғланишлари йўқотилган муштумчали механизмлар мисол тариқасида келтирилган.



5.10-шакл. Ортиқча боғланиши бўлмаган роликли турткичли муштумчали механизм.



5.11-шакл. Ортиқча боғланишсиз муштумчали механизмнинг иккинчи варианти.

5.10-шаклда ролик билан муштумча орасидаги *A* кинематик жуфт тўртинчи синфдан биринчи синфга камайтирилган. Бунинг учун цилиндрсимон ролик бочкасимон билан алмаштирилган. Натижада *I* синф кинематик жуфт ҳосил бўлади (нуқта орқали туташиш).

5.11-шаклда ортиқча богланишни йўқотишнинг бошқа варианти кўрсатилган. Бу ерда *A* ва *C* кинематик жуфтлар синфи учтага камайтирилган. *A* кинематик жуфтнинг синфи тўртинчидан иккинчига, *C* жуфтники бешинчидан тўртинчига камайтирилган. Худди шундай усулда бошқа муштумчали механизмлар ортиқча боғланишни йўқотиши мумкин.

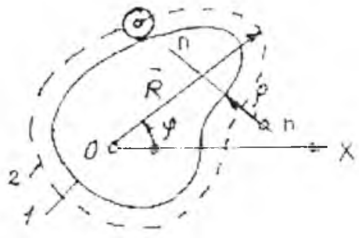
5.4. МУШТУМЧАНИНГ АСОСИЙ ЭЛЕМЕНТЛАРИ ВА ПАРАМЕТРЛАРИ

Юқорида таъкидланганидек, муштумча ўқига тик ўтказилган текислик қирқимдаги эгри чизиғи амалий (ишчи), **ундан нормал бўйлаб бир хил масофада ўтувчи эквидистант эгри чизиқ назарий (марказий) профил,** деб аталади (5.12-шакл).

Текисликда роликни амалий профил бўйлаб сирпантирмай думалатиб *A* маркази орқали назарий профил чизилади. Нормал бўйлаб назарий ва амалий профиллардаги

нуқталар ораси доимо r ролик радиусига тенг. Назарий профил нуқталарининг ҳолати R радиус вектор ва φ қутб бурчаги билан ифодаланади.

Амалда муштумчанинг назарий профилини аниқлаш учун радиуси r ролик радиусига тенг ишчи профилдаги турли нуқталардан кўп айлана ёйлари ўтказилади ва уларга огувчи эгри чизиқ ўтказиб, муштумчанинг назарий профили аниқланади. Муштумчали механизмларнинг таҳлили ва синтезида муштумчанинг назарий профили алоҳида аҳамиятга эга.

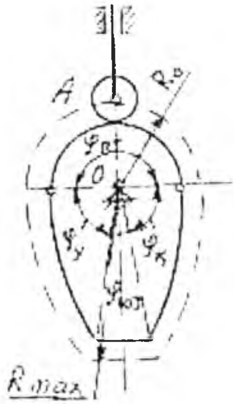


5.12-шакл. Муштумчанинг турли элементлари:
(1 — ишчи (амалий) профил;
2 — марказий (назарий) профил; 3 — ролик).

5.12-шаклда назарий профилнинг бир қисмининг қурилиши кўрсатилган. Марказий профилнинг энг кичик радиус-вектори муштумчанинг минимал ёки бошланғич радиуси, деб аталади ва R_0 ҳарфи билан ифодаланади. Одатда марказий профилни эгрилик радиуслари ρ ҳарфи билан белгиланади.

Муштумчали механизм турткичининг ҳаракати бир неча: узоқлашиш, юқорида тўхташ, қайтиш ва пастда тўхташ фазаларига бўлинади. Ҳар бир фазага муштумчанинг бурилиш (айланиш) фаза бурчаги тўғри келади:

$\varphi_у$ - узоқлашиш бурчаги; $\varphi_{ю}$, $_{т}$ — юқорида тўхташ бурчаги; $\varphi_к$ — қайтиш бурчаги ва $\varphi_{пт}$ — пастда тўхташ бурчаги.



5.13-шакл.
Муштумчали фаза.

5.13-шаклда турли ёйлардан тузилган муштумчали механизм тасвирланган. **Муштумча $j_{пт}$ фаза бурчагига бурилганда турткич ҳаракатланмайди, яъни пастки ҳолатида туради, чунки профилнинг радиуси R_0 айлана ёйи шаклида бажарилган.**

Муштумча $\varphi_{ч}$ бурчагига бурилганда **турткич юқорига кўтарилади,** яъни *0* марказдан узоқлашади. Худди шундай муштумча $\varphi_{ю.т}$ бурчагига бурилганда, **турткич яна тўхтайди ва юқори ҳолатида туради**, чунки профил айлана ёйи билан ҳосил бўлади.

Муштумча $\varphi_{қ}$ бурчагига бурилганда **турткич пастга ҳаракатланиб ўзини дастлабки ҳолатига қайтади.**

Амалда турткичнинг ҳаракат фазалари бир-бири билан алмашган ҳолда турлича бўлиши мумкин. Кўриб чиқилган тўртта фазадан ташқари оралиқда тухтаи ҳолатлари ҳам бўлиши мумкин. Муштумчанинг фаза бурчаклари йиғиндиси 360^{0} тенг.

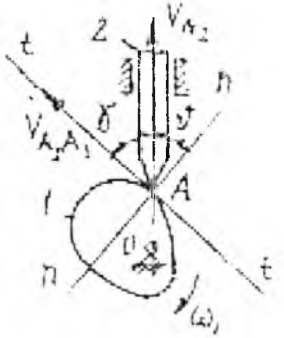
Хулосада турткич роликининг *А* марказини муштумчани айланиш марказидан *Smax* энг катта масофага узоқлашиши турткичнинг максимал юриши, деб аталади.

5.5. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАРДА УЗАТИШ ВА БОСИМ БУРЧАКЛАРИ

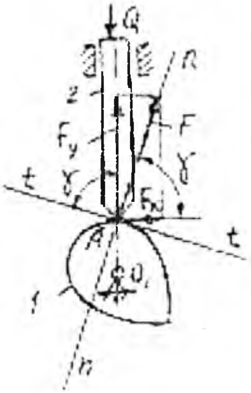
Юқорида айтилгандек, муштумчали механизмларда турткич *А* нуқтасининг абсолют ва нисбий тезликлари (5.14-шакл) йўналишлари орасидаги ўткир бурчак γ узатиш бурчаги, деб аталади. Муштумчани турткичга *F* таъсир кучи йўналиши билан турткични V_{A2} абсолют тезлиги йўналиши орасидаги ν ўткир бурчак **босим бурчаги,** деб аталади. Агарда олий жуфтдаги ишқаланиш назарга олинмаса, *F* кучи *n-n* нормали бўйлаб йўналади (5.15-шакл). **Узатиш ва босим бурчакларининг йиғиндиси 90^{0} тенг.**

$$\gamma + \vartheta = 90^{0} \qquad (5.1)$$

5.14-шаклда V_{A2} абсолют тезлик турткични ҳаракат чизиғи бўйлаб, V_{A2A1} нисбий тезлик *t - t* уринма бўйлаб йўналган. Улар орасидаги ўткир бурчак γ узатиш бурчаги ва уни 90^{0} га тўлдирувчи ν бурчак бо-



5.14-шакл. Муштумчали механизмда узатиш ва босим бурчаклари: (γ — узатиш бурчаги; ν — босим бурчаги).



5.15-шакл. Муштумчали механизмда таъсир қилувчи кучлар.

сим бурчаги ҳисобланади. Узатиш ва босим бурчаклари муштумчали механизмда ҳосил бўладиган кучлардан самарали фойдаланишни белгилайди. Бу кучлар механизмнинг фойдали иш коэффициентига таъсир қилади ва уларга алоҳида эътибор берилади.

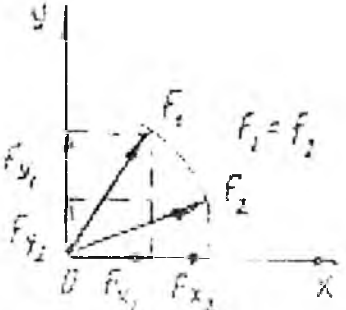
5.15-шаклда муштумчали механизмларда таъсир қилувчи баъзи кучлар кўрсатилган.

Бу ерда, F — муштумчанинг турткичга нормал бўйлаб йўналган (ишқаланиш ҳисобга олинмайди) таъсир кучи; F_y — F кучининг турткични ҳаракатлантирувчи фойдали ташкил этувчиси; F_x — F кучининг зарарли ташкил этувчиси, чунки бу куч турткич ҳаракат чизигига тик йўналган; Q — турткичга таъсир қилувчи қаршилик кучларининг тенг таъсир этувчиси.

5.15-шаклдаги куч векторларининг учбурчакларидан:

$$F_x = F\cos\gamma$$

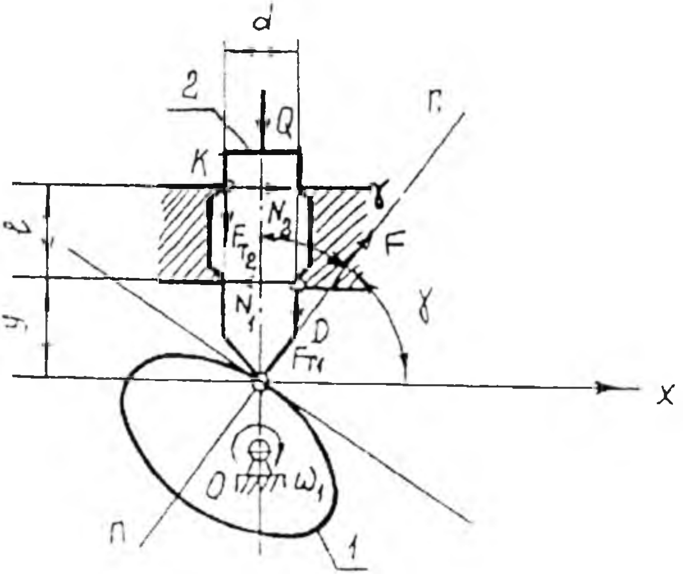
$$F_y = F\sin\gamma$$



5.16-шакл. Узатиш бурчагининг реакция кучини ташкил қилувчиларига таъсири.

Ифодалардан қуйидаги хулосага келиш мумкин: γ узатиш бурчаги ошганда F_y фойдали куч ошиб, F_x зарарли куч камаяди. Буни яққол 5.17-шаклдан кўриш мумкин. γ бурчагини кичик қийматларида (F_x ташкил қилувчи кучни ошиши натижасида) йўналтирувчида ишқаланиш кучлари ошади ва турткич ҳаракат қилаолмай тиқилиб қолади. Муштумчанинг турткичга F босим кучини аниқлаймиз. Бунинг учун турткичнинг мувозанат тенгламасини тузамиз (5.16-шакл). F кучи таъсирида турткич штангаси йўналтирувчининг K ва $Д$ нуқталарида сиқилади. Нати-

жада N_1, N_2 реакция ва $F_{m1}=fN_1$ ва $F_{m2}=fN_2$ ишқаланиш кучлари ҳосил бўлади.



5.17.-шакл. Муштумчали механизмда кучларнинг таъсир схемаси.

Турткичнинг мувозанат тенгламаси қуйидаги кўринишда бўлади.

$$\sum F_x = F\cos\gamma - N_1 + N_2 = 0$$

$$\sum F_y = F\sin\gamma - fN_1 - fN_2 - Q = 0$$

$$\sum M_k = F(y+l)\cos\gamma + F\frac{d}{2}\sin\gamma - Q\frac{d}{2} - fN_1 d - N_1 l = 0$$

Бу тенгламаларни биргаликда ечиб, муштумчанинг турткичга босим кучини аниқлаймиз.

$$F = \frac{Q}{sin\gamma - f\,\frac{2y + l - fd}{l}\,cos\gamma} \qquad (5.1)$$

бу ерда, Q — турткичга таъсир қилувчи фойдали қаршилик кучларининг тенг таъсир этувчиси;

γ — узатиш бурчаги;

f — ишқаланиш коэффициенти;

y — турткичнинг таянчдан чиқиб турувчи қисми;

l — турткич уясининг баландлиги;

d — турткичнинг диаметри.

(5.2) ифода маҳражи нолга тенг бўлганда турткич йўналтирувчида тиқилиб қолиши мумкин. Бу ҳолда F кучи чексиз бўлгани учун механизм ишламайди. Чиқувчи бўғинни ўз-ўзидан тиқилиб қолишидаги узатиш бурчаги хавфли бурчак, деб аталади.

(5.5) ифода маҳражини нолга тенглаштирамиз.

Натижада $$\sin\gamma_{кр} - f\frac{2y+l-fd}{l}\cos\gamma_{кр} = 0 \qquad (5.2)$$

Бундан $$tg\gamma_{кр} = \frac{f(2y+l-fd)}{l} \qquad (5.3)$$

Турткичли энг пастки ҳолатидан юқорига кўтарилганда таянчдан чиқиб турувчи $У$ қисми камаяди ва натижада $\gamma_{кр}$ критик бурчак ҳам камаяди. Механизм $\gamma_{кр}$ критик бурчакка яқин бурчакда ишлаши мумкин эмас, чунки турткич тиқилиб қолиши мумкин. Турткичнинг тиқилмаслиги учун узатиш бурчагини рухсат этилган қиймати, $[\gamma]$ критик қийматидан катта бўлиши керак.

$$[\gamma]>\gamma_{кр} \qquad \text{ёки} \qquad tg[\gamma]>tg\gamma_{кр}$$

Узатиш бурчагини рухсат этилган қиймати $\dfrac{tg[\gamma]}{tg\gamma_{кр}} = \delta$ нисбатидан аниқланади, бу ерда d — тиқилишдан муҳофазалаш коэффициенти.

δ коэффициентини назарга олиб, рухсат этилган узатиш бурчагини ҳисоблаш формуласини,

$$tg[\gamma] = \frac{\delta\cdot f(2y+l+fd)}{l} \qquad (5.4)$$

ёки рухсат этилган босим бурчаги формуласини

$$\operatorname{tg}[\vartheta] = \frac{l}{\delta f(2y + l - d)} \tag{5.5}$$

аниқлаш мумкин. Кўпинча (5.4) ва (5.5) формулалардаги ***fd* ҳади кичик бўлгани учун назарга олинмайди.** Мисол учун муҳофазалаш коэффициенти $\delta=5$, сирпанишдаги ишқаланиш коэффициенти $f=0,1$, турткичнинг таянчдан чиқиб турувчи қисми *y=200 мм*, турткич таянчининг баландлиги *l=100 мм* бўлганда рухсат этилган узатиш бурчагини аниқлайлик:

$$\operatorname{tg}[\gamma] = \frac{\delta \cdot f(2y + l)}{l} = \frac{5 \cdot 0{,}1(2 \cdot 200 + 100)}{100} = 2{,}5; \quad [\gamma] = 68^0 12^1$$

tg[v], рухсат этилган босим бурчаги.

Унда босим бурчаги $[v]=21^0 48'$ бўлади.

Демак, муштумчали механизм тиқилмасдан ишлаши учун механизмнинг ҳамма ҳолатларида узатиш бурчаги рухсат этилган узатиш бурчагидан кичик бўлмаслиги керак, яъни:

$$\gamma \leq [\gamma]. \quad \gamma \leq 68^0 12'$$

Мисолимизда $\gamma \leq 68^0 12'$ шарти бажарилиши керак. Бу шарт босим бурчаги орқали тескари богланишда ифодаланади.

$$\vartheta \geq [\vartheta]; \ \vartheta \geq 21^0 48'$$

Узатиш бурчаги ва муштумчали механизмнинг фойдали иш коэффициенти орасидаги боғланишни аниқлаймиз. Фойдали иш коэффициенти (ФИК) қуйидагича ифодаланади (5.17-шакл).

$$\eta = \frac{P_x - P_u}{P_x} = 1 - \frac{P_u}{P_x} = 1 - \frac{F_u V_{A_2}}{F \sin\gamma V_{A_2}} = 1 - \frac{F_u}{F \sin\gamma} \tag{5.6}$$

бу ерда, P_x — ҳаракатлантирувчи кучлар қуввати;

P_u — ишқаланиш сарфланадиган қувват;

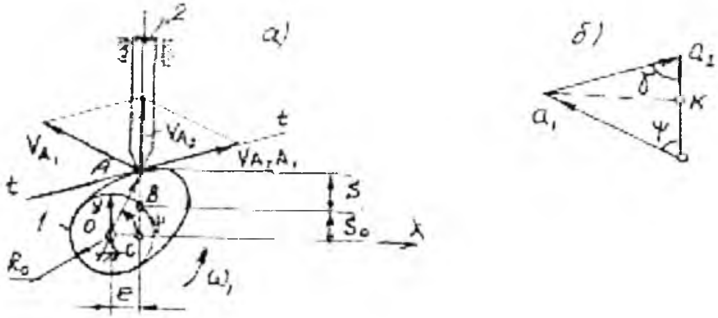
F_u — турткичга таъсир этувчи ишқаланиш кучи.

(5.6) ифодадан узатиш бурчагининг камайиши муштумчали механизм ФИК ни пасайишига олиб келишини яққол кўриш мумкин. Тиқилган механизмда ФИК нолга тенг.

Юқоридагиларни инобатга олиб, кўп муаллифлар муштумчали механизмларни лойиҳалашда рухсат этилган узатиш бурчагининг каттароқ қийматини қабул қилишни тавсия қиладилар. Масалан, турткичи тўғри чизиқли ҳаракат қилувчи механизмлар учун $[\gamma]=60^0 \ldots 70^0$, тебранма ҳара-

катланувчи учун $|\gamma|=45^0...50^0$ Аммо бунда узатиш бурчагининг ошиши натижасида муштумчанинг ўлчами ҳам ошишини ҳисобга олиш керак.

Муштумчали механизмлар синтезида қабул қилинган рухсат этилган узатиш ёки босим бурчакларини (5.4) ва (5.5) ифодалардан текшириб, лойиҳаланадиган механизмни ишлай олишига ишонч ҳосил қилиш керак. Муштумчали механизмнинг асосий ўлчамлари ва кинематик характеристикалари орқали узатиш бурчаги формуласини келтириб чиқарамиз. Узатиш бурчагининг ифодаси фақат турткичнинг узоқлашиш фазаси учун келтириб чиқарилади, чунки куч билан туташувчи механизм қайтиш фазасида турткич пружинанинг қайишқоқлик кучи таъсирида ҳаракатланади, муштумчанинг турткичга босим кучи эса қаршилик кўрсатиб ҳаракатни секинлаштиради. S ва e кесмалар ҳамда муштумчани ω_1 бурчак тезлиги мусбат йўналишга эга бўлган ҳолни кўрамиз (5.18-шакл).



5.18-шакл. Дезаксиал муштумчали механизм схемаси (а) ва тезлик режаси (б).

Муштумчанинг бир қисми R_0 радиусли айлана ёйи шаклидаги муштумчали механизмни (5.19а-шакл) тезлик режасини қурамиз. Механизмни A нуқтасида бир-бирига мос муштумчани ва турткични A_1 ва A_2 физик нуқталари бор. Муштумчани A_1 нуқтасини тезлиги аниқланади.

$$VA_2 = \omega_2 R \qquad (5.7)$$

Турткич A_2 нуқтасининг тезлиги вектор тенгламалар асосида қурилган тезлик режасидан аниқланади (5.19б-шаклб):

$$\begin{cases} \overline{V}A_2 = \overline{V}A_1 + \overline{V}A_2A_1 & (5.8) \\ \overline{V}A_2 \| YY & (5.9) \end{cases}$$

5.19б-шаклда тасвирланган $a_1 a_2 k$ учбурчакдан

$$tg\,\gamma = \frac{a_1 k}{a_2 k} \qquad (5.10)$$

Бу ифодани қуйидагича ўзгартирамиз:

$$tg\gamma = \frac{a_1 k}{a_2 k} = \frac{\rho a_1 \sin\psi}{\rho a_2 - \rho a_1 \cos\psi} = \frac{V_{A_1}\sin\psi}{V_{A_2} - V_{A_1}\cos\psi} \qquad (5.11)$$

(5.11) га $V_{A1} = \omega \cdot R$ қийматини қўйиб ўзгартиришлардан сўнг:

$$tg\gamma = \frac{R\sin\psi}{\frac{V_{A2}}{\omega_1} - R\cos\psi} \qquad (5.12)$$

ифода келиб чиқади.

D O, AC дан (5.19а-шакл):

$$\begin{aligned} R\sin\psi &= S_0 + S \\ R\cos\psi &= e \end{aligned} \qquad (5.13)$$

(5.13) ни (5.12) га қўйиб узатиш бурчагининг якуний формуласи келтириб чиқарилади.

$$tg\gamma = \frac{S_0 + S}{\frac{V_{A2}}{\omega_1} - e} \qquad (5.14)$$

бу ерда, S_0 — турткичнинг механизм конструкциясига боғлиқ бошлангич кўчиши;

S — туркичнинг жорий кўчиши;

V_{A2} — турткич тезлиги;

ω — муштумчанинг бурчак тезлиги;

e — дезаксиал (турткич ҳаракат чизиғининг силжиши);

$\frac{V_{A2}}{\omega_1} - V_{A2}$ — нуқтанинг тезлик аналоги.

Аксиал механизмда $e=0$, бунда узатиш бурчаги формуласи соддалашади.

$$tg\gamma = \frac{S_0 + S^1}{\frac{V_{A2}}{\omega_1}} \qquad (5.15)$$

(5.14) формулада ҳамма қийматлар ўз белгиси билан қўйилади. Таъкидлаганимиздек, узатиш бурчаги ўткир бурчакда ўзгариб туради ва шунинг учун унинг тангенси мусбат бўлиши керак. Аммо (5.14) ифоданинг маҳражи манфий бўлиши мумкин. Бундай вазият муштумчани бурчак тезлиги соат стрелкаси йўналишига мос, яъни минус ишорали бўлганда содир бўлади. Бу ҳолда узатиш бурчагининг тангенси ўтмас бурчакка хос манфий бўлиши мумкин эмас. Бундан истисно бўлиш учун ҳисобларда маҳражнинг абсолют қийматини назарга олиш зарур. (5.14) ифодани суратига келганда у узоқлашиш фазасида доимо мусбатдир. (5.14) формуладан v босим бурчагининг ифодасини аниқлаш мумкин:

$$tgv = \frac{\frac{V_{A2}}{\omega_1} - l}{S_0 + S} \qquad (5.16)$$

бу ерда, $v=90-\gamma$, $tgv=1/tg\gamma$ (5.17)

(5.14) ва (5.17) ифодалар узатиш ва босим бурчакларини ўзгарувчанлиги ва механизм ҳолатига боғлиқлигини кўрсатади. Аммо баъзи муштумчали механизмларда, масалан, ясси турткичлида, γ ва v бурчаклар ўзгармас бўлади.

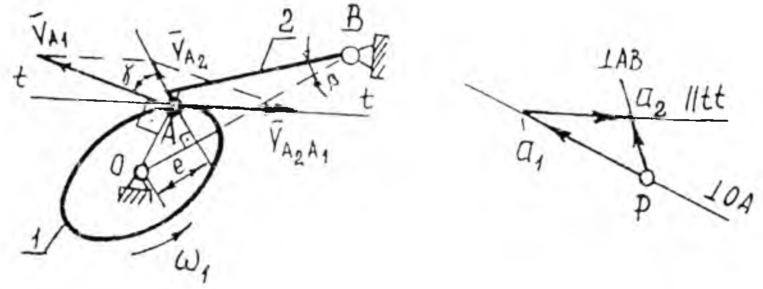
Юқорида кўрсатилган усулда тебранма турткичли муштумчали механизмларни узатиш бурчаги тангенсини келтириб чиқариш мумкин (5.19-шакл).

$$tg\,\gamma = \frac{l_{ТК}\ \sin\ \beta}{\frac{V_{A2}}{\omega_1} - e} \qquad (5.18)$$

бу ерда $l_{ТК}$ — турткичнинг узунлиги;

e — дезаксиаллик масофаси.

Муштумчанинг айланишида (5.19) ифодадаги e дезаксиалнинг йўналиши ва миқдори ўзгариб туради.



5.19-шакл. Тебранма турткичли муштумчали механизм схемаси (а) ва тезлик режаси (б).

5.6. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ

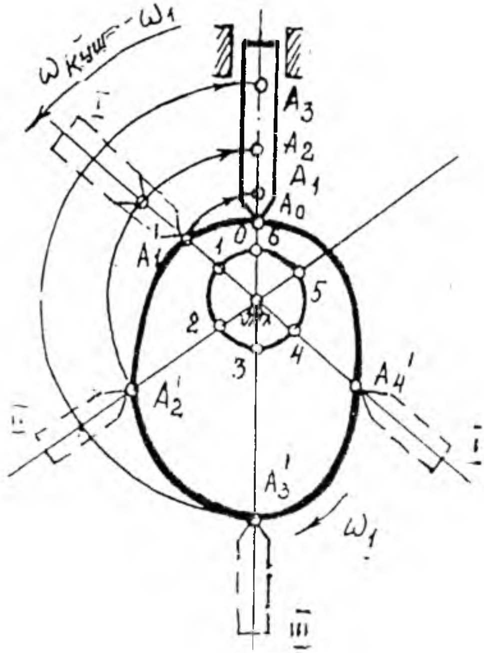
Механизмнинг кинематик таҳлилида, юқорида таъкидлангандек, бўғинларнинг ҳолатлари, нуқталарнинг траекториялари, тезликлари ва тезланишлари масалалари ечилиб, вазифа график, графоаналитик ва аналитик усулларда бажарилиши мумкин.

5.6.1. Муштумчали механизмлар кинематик таҳлилининг график усули

Муштумчали механизмларнинг кинематик таҳлилида кирувчи бўғинни – муштумчани ҳаракат қонуни, унинг профили (шакли) ва механизмнинг баъзи ўлчамлари берилиши керак.

Кинематик таҳлил муштумчанинг берилган ҳолатларига қараб, чиқувчи бўғиннинг кетма-кет вазиятларини аниқлашдан бошланади. Бу масалани ечиш учун тескари айлантириш усули қўлланади. Бу усулнинг моҳияти қуйидагича: муштумчали механизмни таянч билан биргаликда ҳамма бўғинларини қўшимча $\omega_{қўш} = -\omega_1$ тезлик билан айлантириш керак. Бунда муштумча айланишига тескари айлантирилганда фикран тўхтайди, турткич эса мураккаб ҳаракатланади; таянч билан айланиб, бир вақтда йўналтирувчида сирпанади. Бу ҳолда бўғинларнинг нисбий ҳаракати ўзгармайди (5.20-шакл).

5.20-шаклда пунктир қилиб турткичнинг янги ҳолатлари кўрсатилган. A_1^I, A_2^I, A_3^I ... нуқталарини циркул билан O нуқта атрофида турткич ҳаракат чизиғига ўтказилса, турткич A нуқтасининг A_0, A_1, A_2 ... ва ҳ.к. ҳолатлари — турткичнинг белгиланган траекторияси келиб чиқади. Тескари айлантириш усули муштумчали механизмлар кинематик таҳлили масаласини соддалаштириб, аниқлигини оширади. Бунда муштумча мураккаб эгри чизиқли профилини бир марта чизишга тўғри келади.

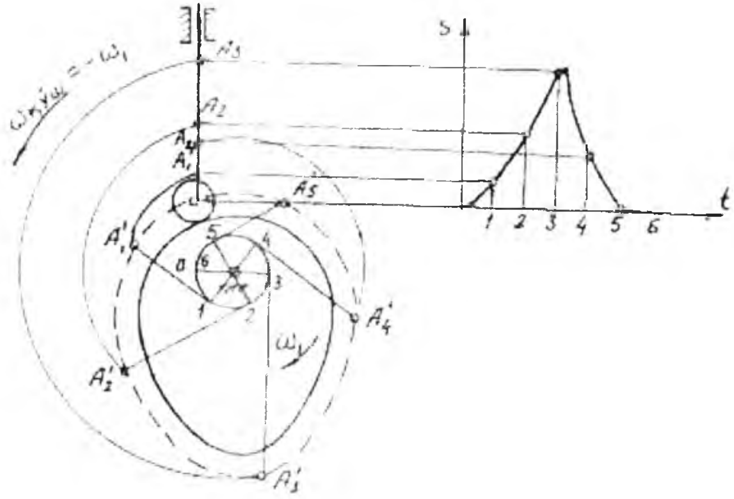


5.20-шакл. Муштумчали механизмни тескари айлантиришнинг график тасвири.

5.6.2. Роликли турткичли дезаксиал муштумчали механизмнинг кинематик таҳлили

Қуриладиган муштумчали механизмда чиқувчи бўғин (турткич) илгарилама-қайтма ҳаракатланади ва унинг ҳамма нуқталари бир хил тезлик ва тезланиш билан

силжийди. Турткичнинг бирор нуқтасини, масалан, ролик маркази ҳаракатини ўрганиб, турткичнинг ҳаракати ҳақида мулоҳаза қилиш мумкин. Муштумчанинг ҳаракат қонуни ва унинг профили ҳамда керакли ўлчамлар берилган бўлиши зарур.



5.21-шакл. Роликли турткичли дезаксиал муштумчали механизмнинг тескари айлантириш усулида кинематик таҳлили.

Муштумчали механизмни таҳлил қилиш учун, механизм турткичнинг энг пастки ҳолатида чизилади. Сўнгра, муштумчани назарий профили юқорида келтирилган усулда чизилади. Натижада механизм кўриб чиқилган ўткир учли турткичли механизмга айланади (5.21-шакл). **Тескари айлантиришда** турткич ўзгармас ***е* дезаксиал масофасини** сақлаб, муштумчани маркази атрофида айланиб радиуси *е* га тенг айлана ҳосил қилади. Муштумчани айланиш марказидан радиуси *е* га тенг айлана ўтказамиз ва уни муштумчанинг берилган ҳаракат қонунига қараб бўламиз. Муштумчанинг айланиш тезлиги w_1=*const* бўлса, айлана тенг бўлакларга бўлинади. Бўлимларни рақамлар билан белгилаш муштумча-

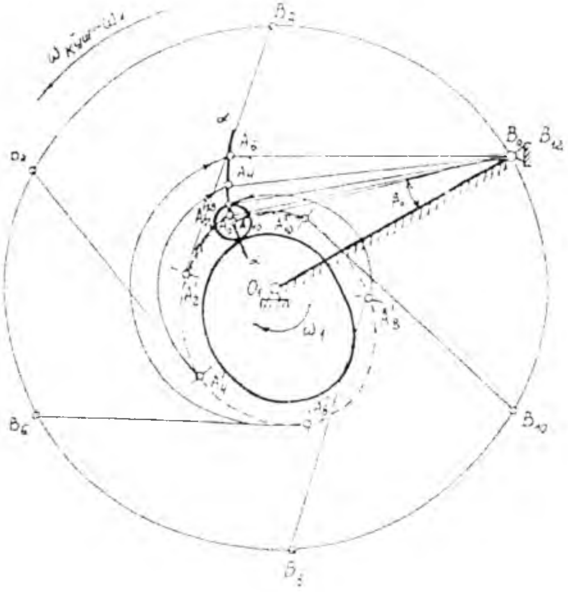
нинг ҳаракатига тескари равишда бажарилади. Айланадаги нуқталардан турткичнинг ўқини тасвирловчи уринмалар ўтказилади. Турткич ролигининг маркази A нуқтани тескари айлантиришдаги ҳолатлари A_1^I, A_2^I, A_3^I ва ҳ.к. билан белгиланади. Бу нуқталарни турткичнинг ҳаракат чизиғига ўтказамиз. Бунинг учун циркулнинг учини O нуқтага қўйиб A_1^I, A_2^I, A_3^I нуқталарини айлантириб, турткичнинг вертикал ўқига туширамиз. Натижада A нуқтанинг турли ҳолатлари орқали масофани кинематик диаграммаси ҳосил бўлади ва уни дифференциаллаб, нуқтанинг тезлик ва тезланишлари аниқланади.

5.6.3. Тебранма турткичли муштумчали механизмнинг кинематик таҳлили

Юқорида баён қилинганидек, турткич ролиги A марказининг ёй бўйлаб ҳаракатини ўрганамиз.

A нуқтанинг ҳаракати орқали AB турткич ҳаракатининг ҳамма параметрларини осонгина аниқлаш мумкин. Берилган механизм ролигининг маркази энг пастда, яъни кўтарилиш фазасининг бошланишида бўлганда тасвирлаш керак (5.22-шакл). Сўнгра B нуқта атрофида радиуси AB га тенг α–α ёйи ўтказилади, муштумчани назарий профили чизилиб, механизм тескари айлантирилади. Тескари айлантиришда турткичнинг ҳаракати параллел ўқлар атрофидаги иккита айланма ҳаракатларни йиғиндисидан: B нуқта атрофида тебранма ва муштумча айланиш маркази атрофида айланма ҳаракатлардан иборат. Айтилганларни ҳисобга олиб, радиуси O_1, B га тенг маркази O_1, нуқтада айлана ўтказилади. B_0 нуқтани бошлангич, деб қабул қилиб, B нуқтанинг траекторияси – айлана муштумчанинг ҳаракат қонунига мос равишда бўлинади. Агар ω_1 доимий бўлса B нуқтанинг траекторияси тенг бўлакларга бўлинади. Сўнгра B_1, B_2, B_3 ва ҳ.к. нуқталаридан радиуси турткични AB узунлигига тенг ёйлар ўтказиб, муштумчани назарий профили билан кесишган A_1^I, A_2^I, A_3^I ва ҳ.к. нуқталари белгиланади. Бу нуқталар роликнинг тескари айлантиришдаги марказлари ҳисобланади. Абсолют ҳаракатда роликнинг марказлари $\alpha\alpha$ ёйларида бўлади. Шунинг

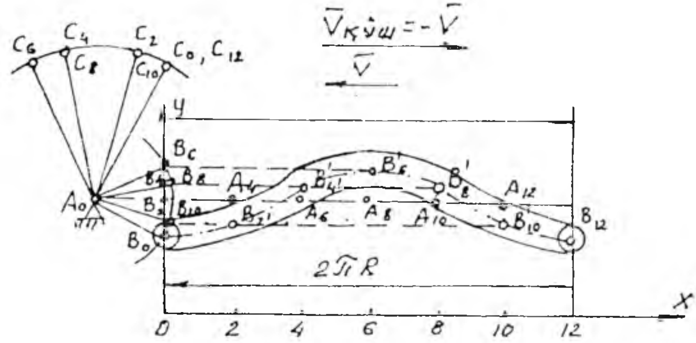
учун маркази O_1 нуқтадан, радиуслари $O_1A_1^I$, $O_1A_2^I$, $O_1A_i^I$ .... тенг ёйлар ўтказиб, A_1, A_2, A_i ва ҳ.к. нуқталари билан белгиланган турткич ролиги марказининг траекторияси аниқланади. A нуқтанинг траекторияси асосида маълум бўлган усулда **йўл-вақт диаграммасини** қуриб, вақтга нисбатан график дифференциаллаб, турткичнинг тезлик ва тезланишлари аниқланади. Диаграммалар масштабларини керакли ҳолда қайта ҳисоблаб, уларни турткичнинг бурчак кўчишлари, бурчак тезликлари ва тезланишлари, деб қараш мумкин. Бунда қуйидагилар назарга олиниши керак: $S_1 = \beta l_{1B}$ бу ерда, S_1 — A нуқтанинг кўчиши; β — турткичнинг бурчак кўчиши; l_{1B} — турткичнинг узунлиги.



5.22-шакл. Тебранма турткичли роликли муштумчали механизмнинг кинематик таҳлили.

5.6.4. Цилиндрсимон фазовий муштумчали механизмнинг кинематик таҳлилининг график усули

Тикув ва пойафзал машиналарида қўлланиладиган ипни тортувчи муштумчали механизмни кўрайлик (5.23-шакл).



5.23-шакл. Фазовий муштумчали механизмнинг кинематик таҳлили.

Валда сирти бўйлаб ариқча қирқилган цилиндр шаклидаги фазовий муштумча ўрнатилган. *A* нуқта атрофида айланувчи турткич *ABC* бурчакли ричагдан иборат. Турткичнинг *B* ва *C* нуқталари қўзғалмас *A* нуқта атрофида ёй чизади. Бу нуқталарнинг ҳаракат қонуни муштумча ариқчасининг профилига боғлиқ. Бўғинларнинг ҳолатларини ҳамда *B* ва *C* нуқталарининг траекторияларини аниқлаш учун цилиндрдаги ариқчани ўртача *R* радиус бўйлаб текисликка ёйиш керак. 5.23-шаклда цилиндрсимон муштумчани текисликка ёйилиши келтирилган. Цилиндрсимон муштумчанинг айланма ҳаракатини унинг ёйилмасида $V=\omega_1 R$ тезлик билан илгарилама ҳаракатига алмаштириш мумкин, бу ерда ω_1 барабаннинг бурчак тезлиги. $\omega_1=const$ деб фараз қилайлик. Тескари ҳаракатлантириш усулини қўллаб, системани қўшимча $v_{қўш}=-V$ тезлик билан илгариланма ҳаракатлантирамиз. Бунда муштумча профилининг ёйилмаси тўхтаб, *ABC* ричаг $V_{қўш}$ тезлик йўналишида илгариланма ҳаракатланади. А нуқта бир хил оралиқда кетма-кет $A_0, A_2, A_4, A_6, \dots A_{12}$ ҳолатларини эгаллайди. Бу нуқталардан радиуси $r=AB$ ёйларини ариқчани ўқ чизиғи (муштумчанинг назарий профилида) билан кесиштирилса, *B* нуқтанинг тескари ҳаракатидаги $B_0^1, B_2^1, B_4^1, \dots B_{12}^1$ ҳолатлари келиб чиқади. *B* нуқталарни *OX* ўқига параллел қилиб қўзғалмас *BB* айланага кўчирилса, *B* нуқтанинг белгиланган траекторияси ҳосил бўлади. Сўнгра *C* нуқтанинг ҳолатлари осонгина топилади.

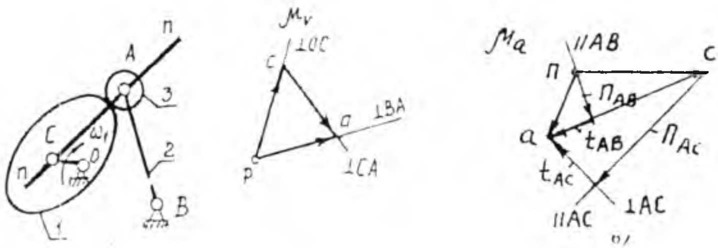
Диаграммалар усулини қуллаб, ип тортувчининг кузчасини (С нуқтани) кинематик характеристикаларини аниқлаш мумкин.

5.6.5. Муштумчали механизмларнинг графоаналитик — тезлик ва тезланиш режаларини қуриш усулида кинематик таҳлил

Муштумчали механизмларнинг тезлик ва тезланишларини режалар қуриш усулида аниқлаш мумкин. Тезлик ва тезланиш режаларини муштумчали механизмнинг ҳақиқий схемаси учун ҳам, қуйи кинематик жуфтли эквивалент алмаштирувчи механизм учун ҳам қуриш мумкин.

Муштумчали механизмнинг ҳақиқий схемасига қараб тезлик режасини қуриш юқоридаги мисолда курсатилган эди. Алмаштирувчи механизм кинематикасини куриб чиқайлик.

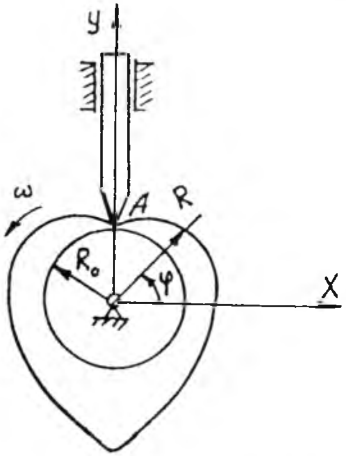
Таъкидланганидек, битта олий кинематик жуфт битта буғин ва иккита қуйи кинематик жуфтлар билан алмаштирилиши мумкин. Олий жуфтни бундай алмаштириш муштумчали механизмнинг турли ҳолатларига татбиқ этиб, тузилишига ва кинематикасига нисбатан эквивалент булган ричагли механизмларни ҳосил қилиш мумкин. Қуйи жуфтли механизмлар учун маълум булган усулларни қуллаб, тезлик ва тезланиш режаларини қуриш мумкин. 5.24-шаклда алмаштирувчи механизмга мисол келтирилган. Бу ерда, *CA* қушимча буғин ҳисобланиб, ҳар бир ҳолатларда назарий профилнинг *A* нуқтасини нормали буйлаб йуналади.



5.24-шакл. Алмаштирувчи ричагли механизмнинг кинематик таҳлили: (а — алмаштирувчи механизм; б — тезлик режаси; в — тезланиш режаси).

Алмаштирилувчи буғиннинг *С* нуқтаси назарий профилнинг *А* нуқтадаги эгрилик радиуси маркази ҳисобланади. Қандайдир участкада муштумчанинг профили тўғри чизиқдан иборат бўлса, алмаштирувчи механизм кулисали бўлади. Алмаштирувчи механизмлар учун кинематик таҳлилнинг аналитик усулларини ҳам қўллаш мумкин.

5.6.6. Муштумчали механизмлар кинематик таҳлилининг аналитик усули



5.25-шакл. Муштумчали механизмнинг аналитик тадқиқоти схемаси.

Муштумчали механизмлар кинематикасининг аналитик тадқиқотини бажариш учун муштумча профилининг тенгламаси, унинг ҳаракат қонуни ва механизмнинг баъзи ўлчамлари берилган бўлиши керак. Берилганлар асосида чиқувчи бўғин—турткич ҳолатлари, тезлиги ва тезланишлари аниқланиши керак.

Мисол тариқасида учи ўткир турткичли аксиал муштумчали механизмни кўрамиз. Муштумчанинг профили Архимед спирали шаклида бўлиб, қуйидаги тенглама билан ифодаланади:

$$R=k\varphi_1+R_0 \qquad (5.18)$$

бу ерда, R — муштумча профилининг радиус-вектори; φ_1 - қутб бурчаги; k — пропорционаллик коэффициенти; R_0 — муштумчанинг минимал радиуси.

Аксиал механизмда силжиш $S_a(\varphi_1)=R(\varphi_1)$ сабабли турткични *А* нуқтасининг кўчиши қуйидаги формуладан аниқланади.

$$S_a = K\omega_1 t + R_0 \qquad (5.19)$$

Ифодани вақтга нисбатан икки марта дифференциаллаб *А* нуқтанинг тезлик ва тезланишлари аниқланади.

$$V_A = \frac{dS_A}{dt} = k\omega_1, \qquad a = \frac{d^2S_A}{dt^2} = 0 \qquad (5.20)$$

Бу механизм пахтани қайта ишловчи ва бошқа соҳалар машиналарида қўлланилиши мумкин.

5.7. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАР СИНТЕЗИ

Муштумчали механизмларнинг синтези бир неча муҳим босқичлардан иборат. Улардан қуйидагилар асосий ҳисобланади:

1 Чиқувчи бўғин турткичининг ҳаракат қонунини танлаш;

2. Лойиҳаланадиган механизм асосий ўлчамларини аниқлаш;

3. Муштумчанинг профилини лойиҳалаш;

4 Муштумчанинг туташишдаги мустаҳкамлиги ва чидамлилигини текшириш.

Муштумчали механизмларни лойиҳалаш жараёнида механизмда ҳосил бўладиган кучлардан самарали фойдаланишга интиладилар. Муштумчали механизмларни лойиҳалашда узатиш бурчаги ва динамик характердаги қатор қўшимча шартлар ҳисобга олиниши керак.

5.7.1. Турткичнинг ҳаракат қонунини танлаш

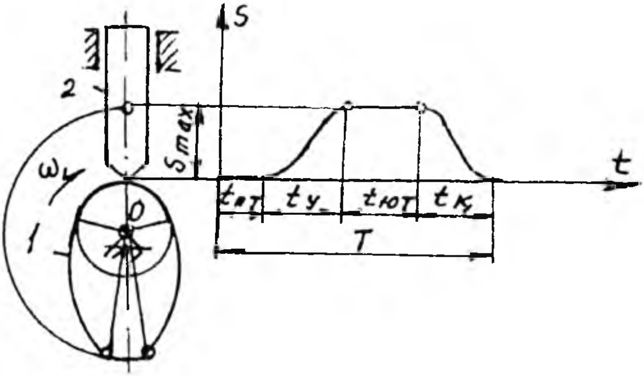
Вақтнинг ҳар бир моментида текшириладиган бўғиннинг ҳолатини белгиловчи координаталарни аниқлаш мумкин булган тенгламага турткичнинг ҳаракат қонуни, деб аталади. Муштумчали механизмларда нуқтанинг кўчиши билан вақт орасидаги боғланиш $S=S(t)$ ҳаракат қонуни, деб аталиб, тенглама, график ёки жадвал шаклида берилиши мумкин. Турткичнинг кўчиши муштумчани айланиш бурчаги орқали $S=S(\varphi_1)$ функциясида хам берилиши мумкин. Бундай боғланиш ҳолат функцияси, деб аталиши мумкин.

Механизм ва машиналар назариясида тезлик ва тезланишларнинг вақт билан боғланишлари $V=V(t)$ ёки $a=a(t)$ хам турткичнинг ҳаракат қонуни, деб аталади. Бундай ҳолларда турткичнинг тезлик ёки тезланиш функциялари ёрдамида берилган ҳаракат қонунлари ҳақида гап юритилади.

Амалда кўпроқ учрайдиган ҳаракат қонунларини кўриб чиқамиз. Бундай қонунлар учун бир маромдаги узоқла-

шиш фазаси характерлидир. Қайтиш фазаси кўпинча узоқлашиш фазасига симметрик ҳолда бўлади (5.26-шакл). Шунинг учун ҳаракат қонунини танлашда асосан узоқлашиш фазаси кўриб чиқилади.

Баъзида турткичнинг ҳаракат қонуни лойиҳаланадиган машинада бажариладиган технологик жараёнга боғлиқ аниқланади. Аммо кўпинча механизмни лойиҳаловчи конструктор турткичнинг ҳаракат қонунини тўлиқ ёки қисман асослаши ва танлаши керак.



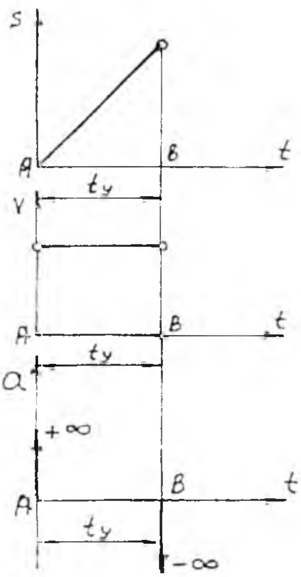
5.26-шакл. Турткичнинг ҳаракат қонунлари:
($t_{пт}$ — пастда туришини давом этиши; $t_у$ — узоқлашиш вақти; $t_{ю'т}$ — юқорида тўхташини давом этиши; $t_к$ — қайтиш вақти).

Бу вазифа масъулиятли бўлиб, кўп ечимларга эгалигини қуйида кўрамиз. Турткичнинг ҳаракат қонунини муштумча профилининг турткичга зарбасини йўқотиш, турткичнинг тезлик ва тезланишларини максималдан минималга келтириш ва технологик жараённи сифатли бажариш учун шароитлар яратиш, унумдорликни ошириш, инерция кучларини ва муштумча профилининг ейилишини камайтириш каби талаблардан келиб чиққан ҳолда қабул қилиш керак. Юқорида келтирилган шартларни ҳисобга олиб, муштумчали механизмларнинг динамик синтези амалга оширилади.

Турткичнинг иккита оддий ҳаракат қонунлари билан танишамиз ва соддалаштириш мақсадида фақат турткичнинг узоқлашиш фазасини кўриб чиқамиз. 5.27-шаклда муштумчали механизмни ўзгармас тезлик билан ҳаракатланувчи турт-

кичининг чизиқли ҳаракат қонунини кинематик диаграммаси келтирилган.

5.27-шаклдан турткичнинг кўчиши чизиқли пропорционал тарзда ўзгариши кўриниб турибди. Ташқи кўринишдан бу қонун зарарсиз кўринса-да, турткич билан муштумча орасида зарба борлиги учун катта камчиликка эга. Тезлик диаграммасини *A* ва *B* нуқталарида тезлик функцияси узилади ва назарий жиҳатдан турткични тезланиши чексиз катта қийматга эришади. Бундай зарбаларни бикр зарба, деб аталади, чунки турткичга зарба вақтида назарий жиҳатдан чексиз катта *F=ma* куч таъсир қилади, бу ерда, *m* — турткични массаси. Амалда турткич ва муштумча қайишқоқ бўлгани учун тезлик функциясининг узилиш нуқталарида тезланиш бироз силлиқланади ва зарба кучи чексиз бўлмаса-да, технологик жараённинг бузилишига, ишчи юзаларнинг ейилиши ошишига, олий жуфтнинг ажралишига ва механизмнинг ишдан чиқишига олиб келиши мумкин. Муштумчали механизмларда бундай ҳаракат қонунини қўллаш мумкин эмас. Истисно сифатида бундай қонун қўл билан ишлайдиган механизмларда, моделларда қўлланилиши мумкин.



5.27-шакл.
Турткични чизиқли қонун (доимий тезлик) билан ҳаракатланиши.

5.28-шаклда турткичи ўзгармас тезланиш билан ҳаракатланувчи параболик қонун тасвирланган. *S=S(t)* ҳаракат қонуни *OA* ва *AB* қисмлардан, яъни эгри чизиқли бўлаклардан иборат бўлиб, иккита тенглама билан ифодаланади. Узоқлашиш фазасининг биринчи ярим қисмида турткич бир хил тезланишда ҳаракатланганда, йўл қуйидагича ифодаланади:

$$S = \frac{at^2}{2} \qquad (5.21)$$

тезлик

$$V = at \qquad (5.22)$$

Узоқлашишнинг иккинчи ярмида турткичнинг ўзгармас тезланишда ҳаракати секинлашиб йўл ва тезлик қуйидагича ифодаланади.

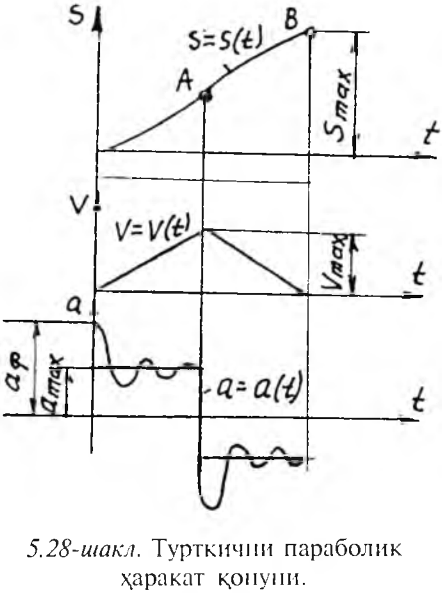
$$S = \frac{S_{max}}{2} - \frac{at^2}{2} \qquad (5.23)$$

$$V = V_{max} - at \qquad (5.24)$$

Турткич нуқталарининг тезланишини қуйидаги формуладан ҳисоблаш мумкин.

$$a = 4\frac{S_{max}}{t^2 y} = const \qquad (5.25)$$

Параболик қонун билан ҳаракатланишда турткичнинг тезланиш функцияси узилишга эгадир. Тезланишдаги узилишлар (5.28-шакл) юмшоқ зарбаларга олиб келади. Бундай зарбалар муштумчали механизмнинг қайишқоқ бўғинларини тебрантиради ва турткични ҳақиқий тезланишини тўсатдан ошишига олиб келади.

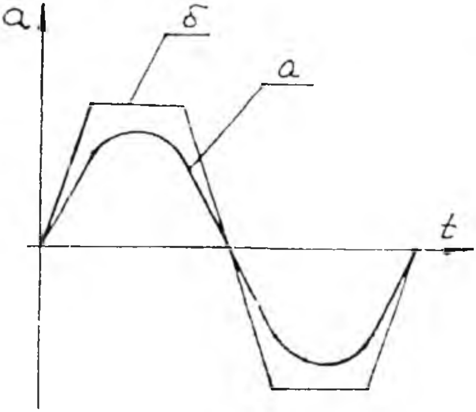


5.28-шакл. Турткични параболик ҳаракат қонуни.

$$a_x = k_g a_{max} \qquad (5.26)$$

бу ерда, a_x — ҳақиқий тезланиш; a_{max} — бўғинларни қайишқоқлиги назарга олинмагандаги максимал тезланиш; K_g — динамик коэффициент.

Юмшоқ зарбалар қаттиқ зарбаларга нисбатан хавфли бўлмаса-да, муштумчанинг катта тезликда ҳаракатланишида бўғинларнинг нохуш тебранишларига олиб келади. Тез ҳаракатланувчи муштумчали механизмларда тезланиш функцияларида узилиш ва зарбалар бўлмаган ҳаракат қонунларидан фойдаланиш муҳимдир. Муштумчали механизмлар ҳақидаги адабиётларда зарбасиз ҳаракат қонунлари яхши ўрганилган ва баён қилинган. Тезланиши синусоида билан ўзгарувчи гармоник ҳаракат қонуни (5.29а-шакл) зарбасиз қонунлардан ҳисобланади. Тезланишнинг турли маълумотномаларда келтирилган трапецияли, полиноминал ва бошқа функцияларида ўзгарувчи ҳаракат қонунлари зарбасиз ҳисобланади.



5.29-шакл. Зарбасиз ҳаракат қонунларига мисол (а - синусоидали, б – трапеция шаклида).

5.7.2. Муштумчали механизмларнинг тезланиш функцияси тарзида берилган ҳаракат қонунларини интеграллаш

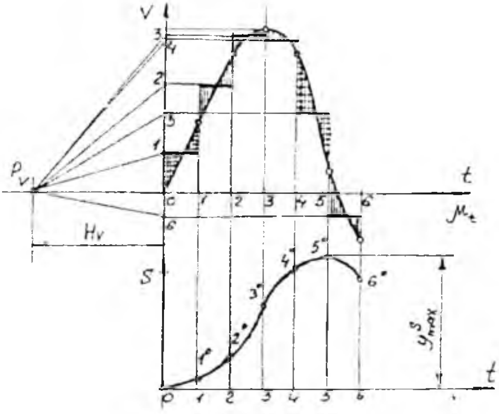
Турткичнинг тезлик, сўнгра кўчиш функцияларига эга бўлиши учун тезланиш шаклида танланган ҳаракат қонунини икки марта интеграллаш керак. Агар ҳаракат қонуни тезланиш диаграммаси шаклида берилса, интеграллашнинг график ёки жадвал усуллари қўлланади.

График интеграллаш

График интеграллашнинг бир неча усуллари бўлиб, улардан иккитаси кенг қўлланилади: а) ватарлар усули; б) юзалар усули.

Кучиш диаграммасини келтириб чиқариш учун нуқтанинг тезлик функциясини интеграллашнинг ватарлар усули билан танишамиз (5.30-шакл).

Интеграллаш дифференциаллашга тескари жараён бўлгани учун, график интеграллаш техникаси график дифференциаллашга тескари равишда амалга оширилади. Тезлик диаграммасининг эгри чизиғи зинапоя шаклидаги чизиқлар билан алмаштирилади. Бунда ҳар бир интервалдаги юзалар алмаштирилганда, улар бир-бирига тенг бўлиши керак. Интерваллардаги алмаштирилган горизонтал чизиқларни бош ордината билан кесишган *1*, *2*, *3* ва ҳ.к. нуқталарини *Pv* қутб нуқтаси билан бирлаштириб тарқалувчи чизиқлар чизилади.



5.30-шакл. Ватарлар усулида график интеграллаш.

Тезлик диаграммасидаги *Pv-1*, *Pv-2* чизиқларига параллел 0-1^0, 1^0-2^0, 2^0-3^0 ватарлар ўтказиб, турткичнинг кўчиш диаграммаси аниқланади (5.30-шакл). Диаграмма масштаблари ҳисобланади.

$$\mu_S = \frac{S_{max}}{Y_{S\,max}}; \qquad \mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t H_V}$$

Конструкторлар танланган ҳаракат қонунини доимо интеграллаш билан шуғулланмайдилар. Адабиётларда келтирилган маълумотномаларда (Н.И. Левитский "Кулачковые механизмы") интеграллаган, амалда қўллаш учун тайёр бўлган ҳаракат қонунлари формулалар билан келтирилган. Улардан конструкторни қизиқтирувчи турткич ҳаракатининг кинематик характеристикаларини танлаш мумкин. Бундай

ҳаракат қонунлари кўпинча кўчишни, тезликни, тезланишни ва вақтни ўлчамсиз коэффициентлари шаклида берилади.

Ўлчамсиз коэффициентлар шаклидаги турткичнинг ҳаракат қонунлари

Вақтни ўлчамсиз коэффициенти сифатида қуйидаги нисбатни қабул қиламиз

$$к = \frac{t}{t_и} \qquad (5.27)$$

бу ерда, t — жорий вақт;

t_u — кўриладиган интервалнинг давом этиши, ушбу ҳолда узоқлашиш фазасининг давом этиши.

Кўчишнинг ўлчамсиз коэффициенти қуйидагича аниқланади:

$$\xi = \frac{S}{S_u} \qquad (5.28)$$

бу ерда, ξ — (дзетта) масофанинг ўлчамсиз коэффициенти;

S — турткичнинг жорий кўчиши;

S_u — турткичнинг узоқлашиш фазаси давомида кўчиши.

Турткичнинг узоқлашиш фазасидаги кўчиши унинг максимал масофасига тенг. Қабул қилинган $0 \le к \le 1$ ва $0 \le \xi \le 1$ шартлар асосида ҳаракат қонуни тенгламасини ўлчамсиз коэффициентлар орқали ифодалаймиз.

$$\xi = \xi(k) \qquad (5.29)$$

Тенгламада ξ коэффициенти S га пропорционал, «К» коэффициенти t вақтга пропорционал. Демак, $\xi=\xi(k)$ ва $S=S(t)$ функцияларнинг графиклари масштаблари билан фарқ қилади. Бундан ташқари, доимо $\xi_{max}=1$ ва $K_{max}=1$. Бу эса ҳаракат қонунидан S_u ва t_u ларни чиқариб ташланганлигини билдиради, чунки бу ўлчамларнинг максимуми ҳаммавақт бирга келтирилади.

Муштумчали механизмларнинг синтезида ҳаракат қонунининг тенгламасидан ташқари, унинг вақтга нисбатан биринчи ва иккинчи ҳосилаларидан ҳам фойдаланилади. Биринчи ҳосила тезликни $V=V(t)$, иккинчиси эса $a=a(t)$ тезланишни ифодалайди. “К” га нисбатан дифференциаллаб

$$\delta = \delta(K) \qquad (5.30)$$

ва

$$\xi = \xi(K) \qquad (5.31)$$

тенгламалари олинади.

Шундай қилиб, ξ ни "К" га нисбатан дифференциаллаб тезликни δ (дельта) ва тезланишни ξ (кси) ўлчамсиз коэффициентлари олинади. Ўлчамсиз коэффициентларни тезлик ва тезланиш орқали ифодалаймиз.

$$\delta = \frac{d\xi}{dK} = \frac{d}{dK}\left(\frac{S}{S_u}\right) = \frac{1}{S_u}\frac{dS}{dK} \qquad (5.32)$$

Баъзи ўзгартиришлардан сўнг:

$$V = \delta\,\frac{S_u}{t_u} \qquad (5.33)$$

Худди шу усулда

$$a = \xi\,\frac{S_u}{t_u^2} \qquad (5.34)$$

формуласи топилади бу ерда, S_u ва t_u - узоқлашиш интервалидаги масофа ва вақт.

Ҳаракат қонунини танлашда (5.29) ва (5.31) тенгламалар кўриб чиқилади. Маълумотномаларда бу тенгламалар узоқлашиш фазаси учун бўлак-бўлак тарзда берилади. Бу эса юқорида ва пастда тўхташли ҳаракат қонунларини бажарадиган конструкцияни яратишга имкон беради. Масалан, зарбасиз даражали қонун қуйидаги кўринишда бўлади: масофа коэффициентини аниқлаш учун

$$\xi_{(\text{дзета})} = 35K^4 - 84K^5 + 70K^6 - 20K^7 \qquad (5.35)$$

тезлик коэффициентини аниқлаш учун

$$\delta = 140K^3(1 - 3K + 3K^2 - K^3) \qquad (5.36)$$

ва тезланиш коэффициентини аниқлаш учун

$$\xi(\text{кси}) = 420K^2(1 - 4K + 5K^2 - 2K^3) \qquad (5.37)$$

Ҳамма ўлчамсиз коэффициентлар аниқлангандан сўнг уларнинг абсолют қийматларига ўтилади.

5.7.3. Муштумчали механизмларнинг асосий ўлчамларини узатиш бурчаги орқали аниқлаш

Муштумчали механизмларнинг асосий ўлчамлари кучларнинг узатиш шароитини яхшилаш, механизм ишончлилиги ва узоқ муддатда ишлаши ҳамда габарит ўлчамларини кичиклаштириш каби талаблардан келиб чиққан ҳолда аниқланади.

17-84

5.7.3.1. Илгариланма ҳаракат қилувчи турткичли муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини аниқлаш

Муштумчани R_0 минимал радиуси ва e дезаксиал (силжиш) механизмнинг асосий ўлчамлари ҳисобланади (5.31-шакл).

а) **Масалани аналитик усулда** ечиш қуйидагича бажарилади. Муштумчали механизмнинг нормал ишлаши учун юқорида аниқланганидек, қуйидаги шарт бажарилиши керак.

$$\gamma \geq [\gamma] \tag{5.38}$$

Ўткир бурчак ичида қуйидаги шарт ҳам бажарилиши керак

$$tg\gamma \geq tg[\gamma] \tag{5.39}$$

бу ерда, γ — узатиш бурчаги;

[γ] — рухсат этилган узатиш бурчаги.

(5.39) га (5.15) дан тангенс қийматини қўямиз

$$tg\gamma = \frac{S_0 + S}{\frac{V_{A2}}{\omega_1} - e}; \qquad \frac{S_0 + S}{\frac{V_{A2}}{\omega_1} - e} \geq tg[\gamma]$$

бу ерда

$$S_0 \geq tg[\gamma]\left(\frac{V_{A2}}{\omega_1} - e\right) - S \tag{5.40}$$

Ифодада *e* нинг қийматини қабул қилиб, ҳисоб натижаларидан энг каттасини, S_0 ни дастлабки кўчишга тенглаштирилади.

$$S_0 = \max\left[tg[\gamma]\left(\frac{V_{A2}}{\omega_1} - e\right) - S\right] \tag{5.41}$$

Бу ифодада:

V_{A2} — турткич тезлиги;

ω_1 — муштумча бурчак тезлиги;

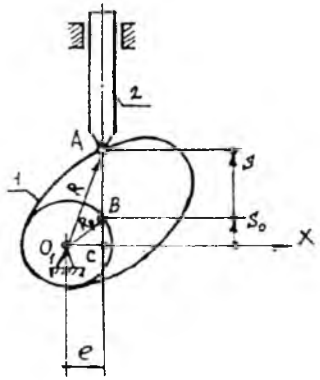
e — дезаксиал;

S — турткич кўчиши;

$\frac{V_{A2}}{\omega_1} - A_2$ нуқтали тезлик аналоги.

Муштумчани R_0 минимал радиуси тўғри бурчакли O_1BC учбурчакдан аниқланади (5.31-шакл).

$$R_0=\sqrt{O_1C^2+BC^2}=\sqrt{e^2+S_0^2} \quad (5.42)$$



5.31-шакл. Муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини аниқлаш схемаси.

Аксиал муштумчали механизмда

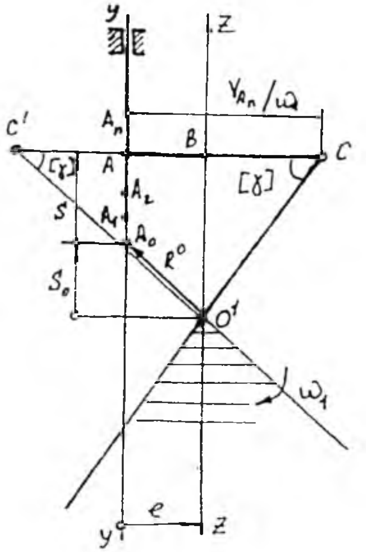
$$e=0\ ;R_0=S_0 \quad (5.43)$$

Муштумчанинг минимал радиуси $[\gamma]$, e га ва ω_1 нинг йўналишига боғлиқ.

б) **График усул.**

Муштумчали механизмларнинг асосий ўлчамларини $\gamma\leq[\gamma]$ шарти бажариладиган муштумчали айланиш маркази етувчи юзани аниқлашга асосланган график усули кенг қўлланилади. *Y-Y* ўқи турткични ҳаракат чизиғи ва A_0, A_1, A_2 . . . A_n нуқталари узоқлашиш фазасида ролик марказининг кетма-кет ҳолатлари бўлсин (5.32-шакл). A_n нуқтасидан ўнг томонга тик A_nC чизиқ ўтказилади

$$A_nC=\frac{V_{A2}}{\omega_1}$$



5.32-шакл. Муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини график аниқлаш.

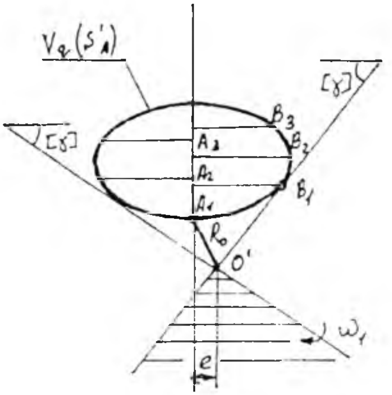
A_nC сон жиҳатидан A нуқтани тезлик аналогига тенг. Сўнгра е масофада *Y-Y* га параллел *Z-Z* чизиғи ўтказилади ва $<C=[\gamma]$ тўғри бурчакли *OBC* учбурчак қурилади.

BOC учбурчакда катет

$$O^1B=S_0+S$$

Демак, O^I нуқта муштумчани айланиш марказини чегаравий ҳолати бўлади, чунки унинг учун $\gamma=[\gamma]$ шарти бажарилади. O^I нуқтадан пастда жойлашган нуқталар учун $\gamma\geq[\gamma]$ шарти бажарилади. Қайтиш фазаси учун қурилган учбурчак таҳлили худди шундай хулосага олиб келади. $[\gamma]$ бурчак остида ўтказилган c^Io^I чизиғи co^I чизиғи билан кесишиб, механизмнинг икки ҳолати учун $\gamma\geq[\gamma]$ шарти бажариладиган сектор ҳосил қилади.

Кўрсатилган қурилмаларнинг муштумчали механизм турткичининг турли ҳолатлари учун бажариш натижасида S_A силжиш функциясида A нуқтанинг тезлик аналоглари чизилади ва сўнгра муштумчани айланиш маркази энг пастки сектор юзасида қабул қилинади. Амалда бу масала соддалаштирилиб, тезлик аналоги графигида горизонталга нисбатан $[\gamma]$ бурчак остида ички ва ташқи уринмалар ўтказилади (5.33-шакл). Муштумчани мумкин бўлган айланиш маркази штрих чизик билан белгиланган секторда бўлади. Айланиш марказини сектор ичида хоҳлаган жойда танлаш мумкин.



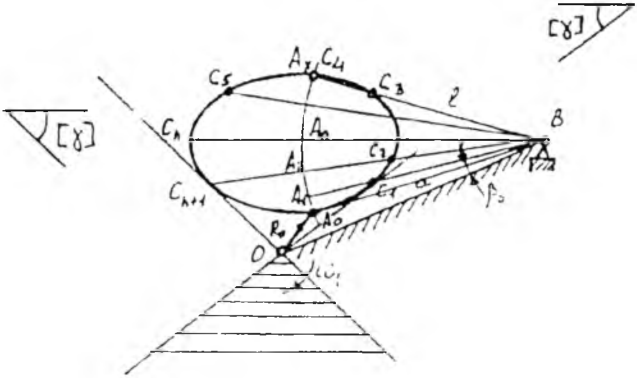
5.33-шакл. Муштумчани минимал радиуси ва дезаксиаллик масофасини аниқлаш.

A_1B_1 кесмалари йўналишини аниқлаш учун турткич A нуқтасининг тезлик векторини муштумча айланиши йўналишига қараб 90^0 га буриш керак.

5.7.3.2. Тебранма турткичли муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини аниқлаш

Муштумчанинг R_0 минимал радиуси, β_0 чайқалгичнинг бошланғич бурчаги ва l — асос узунлиги (5.34-шакл) тебранма турткичли муштумчали механизмнинг асосий ўлчамлари (синтезнинг аниқланувчи параметрлари) ҳисоб-

ланади. Юқорида кўриб чиқилганидек, дастлаб $\gamma \geq [\gamma]$ шарти асосида муштумчанинг айланиш марказида ётувчи юза, сўнгра синтезнинг чиқувчи параметрлари аниқланади. Масалани ечиш тартиби юқоридагига ўхшаш. Фақат турткичнинг *A* нуқтаси *L* ёй бўйлаб ҳаракатланиши билан фарқ қилади. 5.34-шаклда масаланинг ечими келтирилган.

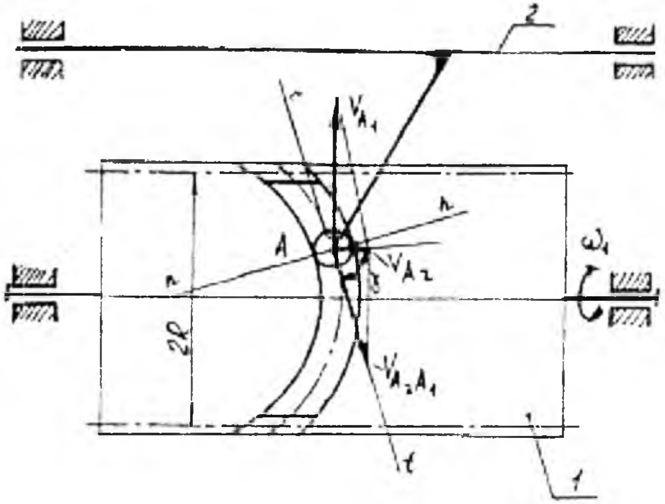


5.34-шакл. Тебранма турткичли муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини аниқлаш.

$A_i C_i = \frac{V_{Ai}}{\omega_1}$ кесмалари радиуслар бўйлаб узоқлашиш фазасида ўнгга, яқинлашишда чапга қўйилган. Ҳосил бўлган эгри чизиқли шаклга горизонталга нисбатан $[\gamma]$ бурчаги остида уринма ўтказиб, штрихланган юзада муштумчанинг *O* айланиш маркази қабул қилинади. Муштумчанинг R_0 минимал радиуси, *l* - таянчнинг узунлиги ва чайқалгичнинг β_0 бошлангич бурчаги ўлчаш билан аниқланади.

5.7.3.3. Цилиндрсимон арикчали фазовий муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини аниқлаш

5.35-шаклда фазовий цилиндрсимон муштумчали механизм схемаси кўрсатилган.



5.35-шакл. Цилиндрсимон фазовий муштумчали механизмларнинг асосий ўлчамларини аниқлаш схемаси.

Турткич *2* цилиндрсимон муштумча *1* ўқига параллел илгариланма-қайтма ҳаракат қилади. Тезлик параллелограмидан:

$$tg\gamma = \frac{V_{A1}}{V_{A2}} \qquad (5.44)$$

$V_{A1} = \omega_1 R$ — ни назарга олсак

$$tg\gamma = \frac{\omega_1 R}{V_{A2}} \qquad (5.45)$$

(5.45) дан *R* ўртача радиус аниқланади:

$$R = \frac{V_{A2}}{\omega_1} tg\gamma \qquad (5.46)$$

бу ерда, V_{A2} — турткичнинг A_2 нуқтаси тезлиги;

w_1 — муштумчанинг бурчак тезлиги;

γ — узатиш бурчаги.

Таҳлил шуни кўрсатадики, *R* ўзгармас бўлганда, турткичнинг тезлиги ошган сари γ узатиш бурчаги камайиб боради ва натижада механизмнинг ишлаш шароити оғир-

лашади. Узатиш бурчагини ошириш учун R ни катталаштириш керак. Энди $[\gamma]$ рухсат этилган узатиш бурчагини ва $V_{A2}=V_{A2max}$ бўлган ноқулай ҳолатни ҳисобга олиб муштумчанинг R ўртача радиусини аниқлашнинг шарти келиб чиқади:

$$R \geq \frac{V_{A2max}}{\omega_1} tg[\gamma] \quad (5.47)$$

5.7.4. Муштумчанинг профилини аниқлаш

Муштумчанинг геометрик шаклини аниқлаш, муштумчали механизм синтезининг якунловчи босқичи ҳисобланади. Муштумчали механизмнинг кинематик синтези, деб аталувчи бу вазифа аналитик ёки график ечимга эга бўлиши мумкин. Муштумча профилини лойиҳалашнинг график усули билан танишамиз.

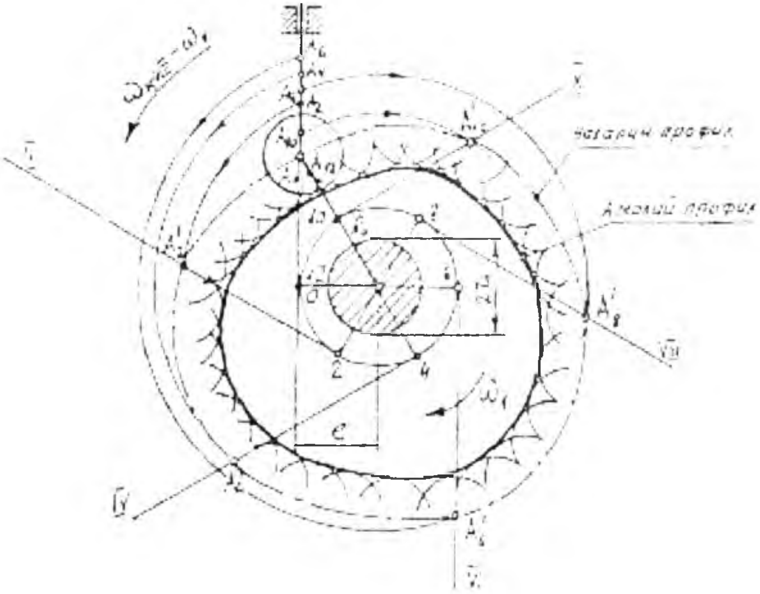
5.7.4.1. Роликли турткичли дезаксиал муштумчали механизм муштумчасининг профилини лойиҳалаш

Муштумчанинг профилини график усулда аниқлаш билан механизмни график таҳлил қилишнинг кўп жиҳатдан умумий томонлари бор. Бу ерда иш анализга нисбатан тескари йўналишда бажарилади.

Кинематик синтезнинг кирувчи параметрлари қуйидагилардир:

1. Ролик марказининг ҳаракат қонуни (ролик марказини белгиланган траекторияси).
2. Механизмни асосий ўлчамлари: Ro - муштумчанинг минимал радиуси ва e дезаксиаллик масофаси.
3. Роликнинг r радиуси ва муштумча валининг r_0 радиуси.
4. Муштумчанинг ω_1 бурчак тезлиги.

Муштумча профилини лойиҳалаш тескари айлантириш усулида бажарилади (5.36-шакл).



5.36-шакл. Турткичи силжиган муштумчали механизмни лойиҳалаш.

Дастлаб R_0 ва e ларни қийматларидан фойдаланиб кесиштириш орқали муштумчани O_1 айланиш маркази аниқланади ва радиуси e дезаксиалга тенг айлана ўтказилади. Сўнгра, агар $\omega_1 = \omega hst$ бўлса, айланани тенг бўлакларга бўлиб (масалан, 12 та,) муштумчанинг айланиш йўналишига тескари равишда *I*, *II*, *IV* . . . *XII* турткичнинг ҳолатларини ифодаловчи уринмалар ўтказилади. Турткичнинг траекториясидаги A_0, A_2, . . . A_{12} нуқталардан маркази O_1 да айлана ёйлари орқали нуқталар уринмаларга кўчирилади. Натижада A_1^1, A_2^1, A_3^1 . . . A_{12}^1 нуқталардан иборат назарий профил келиб чиқади. Сўнгра, ролик радиусидан фойдаланиб, назарий профилга эквидистант амалий профил чизилади. Муштумчанинг амалий профили радиуси ролик радиусига тенг, маркази назарий профилда бўлган айлана ёйларига уринма чизиқ ҳисобланади. Амалий профил қурилгандан сўнг, чизмада муштумчанинг вали кўрсатилади. Бунда вал профилдан ташқарига чиқмаслиги керак.

Аксиал механизм муштумчасининг профили юқоридагидек қурилади. Фарқи – турткичнинг силжиши нолга ($e=0$) тенг бўлади.

5.7.4.2. Илгариланма ҳаракат қилувчи турткичли дезаксиал муштумчали механизмни лойиҳалашнинг аналитик усули

Муштумча профилини аналитик усулда ҳисоблаш тескари айлантириш усулида бажарилади ва назарий ёки амалий профилларнинг координаталари қутб координата системасида ҳисобланади. Бу масалани ўткир турткичли дезаксиал механизм мисолида кўриб чиқамиз (5.37-шакл).

Механизм муштумчасининг амалий профилини роликли механизм муштумчасининг назарий профили деб қараш мумкинлиги юқорида баён қилинган эди.

OA_0B_0 учбурчагидан:

$$tg(\varphi_i + \beta) = \frac{S_0}{e} \qquad (5.48)$$

учбурчак OAB дан:

$$tg(\alpha + \beta) \frac{S_o + S}{e} \qquad (5.49)$$

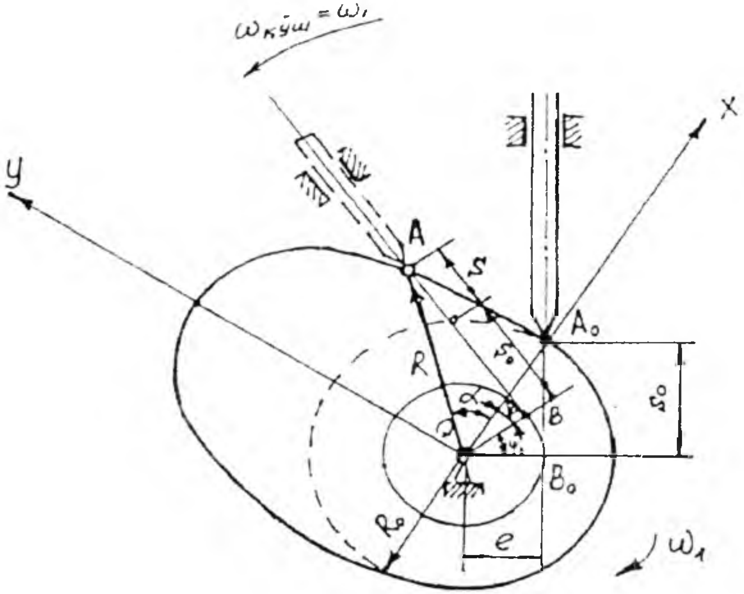
бу ерда α — профил бўйича бурилиш бурчаги;
φ_i — тескари айлантиришдаги бурилиш бурчаги;
β — қўшимча бурчак;
S_0 — турткичнинг бошланғич (конструктив) кўчиши;
S — турткичнинг жорий кўчиши;
e — дезаксиал.

(5.48) ва (5.49)лардан β бурчагини йўқотиб, радиус-векторни қутб бурчаги ифодасини топамиз:

$$\alpha = \varphi_I + \mathrm{artg}\frac{S_0 + S}{e} - \mathrm{artg}\frac{S_0}{e} \qquad (5.50)$$

Муштумчани қутб координата системасидаги радиус вектори қуйидаги ифодадан аниқланади.

$$R = \sqrt{(S_o + S)^2 + e^2} \qquad (5.51)$$



5.37-шакл. Дезаксиал турткичли муштумча профилини аналитик усулда аниқлаш схемаси.

ХОУ координата системасида муштумча профилининг координаталари (5.37-шакл) қуйидаги формулалардан аниқланади:

$$X = R\cos\alpha$$
$$У = R\sin\alpha \qquad (5.52)$$

5.7.4.3. Роликли тебранма турткичли механизм муштумчасининг профилини лойиҳалаш

Бундай муштумчали механизмнинг кирувчи параметрлари қуйидагилардир:

1) Турткич ролигининг марказини $S_A = S(t)$ ҳаракат қонуни (*А* нуқтани белгиланган траекторияси).

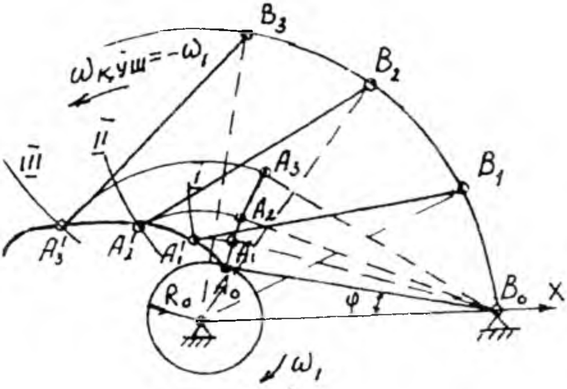
2) Механизмнинг асосий ўлчамлари: муштумчанинг R_0 минимал радиуси, таянчнинг $l\ o_1 b_0$ узунлиги ва турткичнинг l_{AB} узунлиги.

3) Роликнинг *r* ва муштумча валининг r_0 радиуслари.

4) Муштумчанинг ω_1 бурчак тезлиги.

Юқоридагидек тескари айлантириш усулини қўллаймиз (5.38-шакл). Радиуси таянч $l_{O_1 B_0}$ узунлигига тенг, маркази O_1 да айлана ўтказилади ва уни муштумчанинг айланиш йўналишига тескари равишда тенг (масалан, ўн иккига) бўлакларга бўлинади (агар ω_1 ўзгармас бўлса).

Бўлинган B_0, B_1, B_2 ... B_{12} нуқталардан турткич l_{AB} узунлигига тенг радиусда айлананинг *I*, *II*, *III* ... *XII* ёйлари чизилади. Бу ёйларга циркул билан маркази O_1 нуқтада бўлган ролик марказининг траектория A_1, A_2 ... A_{12} нуқталарини келтириб туширамиз. Натижада муштумча назарий профилининг A_1^I, A_2^I ... A_{12}^I нуқталари келиб чиқади. Бу нуқталарни эгри чизиқ билан туташтириб назарий профил лойиҳаланади. Амалий профил назарий профилга эквидистант қурилади. Юқорида баён қилинганлар 5.38-шаклда кўрсатилган.



5.38-шакл. Роликли тебранма турткичли муштумча профилини лойиҳалаш.

5.7.5. Учи ўткир тебранма турткичли муштумча профилини аналитик усулда лойиҳалаш

Муштумча профилини аналитик усулда лойиҳалашнинг ўткир учли тебранма турткичли муштумчали механизм мисолида кўриб чиқамиз (5.39-шакл). Масала тескари айлантириш усулида ечилади.

Синтезнинг кирувчи параметрлари:

1) Турткичнинг ҳаракат қонуни $\varphi=\varphi(t)$.

2) Механизмнинг асосий ўлчамлари R_0, φ_0 ва бўғинларнинг l_2, l_3 узунликлари.

3) Муштумча валининг r_0 радиуси.

4) Муштумчанинг ω_1 бурчак тезлиги.

Муштумча профилини R ва α қутб координаталарини аниқлаш талаб қилинади.

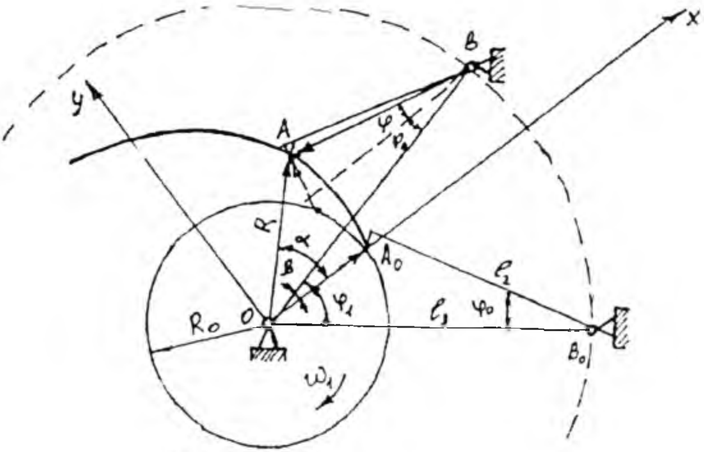
Учбурчак OAB ни таянч OB йўналишига проекциялаб

$$R\cos(\alpha-\beta)=l_3-l_2\cos(\varphi_0+\varphi) \quad (5.53)$$

$$R\sin(\alpha-\beta)=l_2\sin(\varphi_0+\varphi) \quad (5.54)$$

Учбурчак OA_0B_0 дан

$$\frac{\sin(\varphi_1-\beta)}{\sin\varphi_0}=\frac{l_2}{R_0} \quad (5.55)$$



5.39-шакл. Ўткир учли тебранма турткичли муштумча профилининг координаталарини аниқлаш схемаси.

Бу тенгламалардан b бурчагини йўқотиб радиус-векторнинг қутб бурчаги ифодасини оламиз.

$$\alpha_1=\varphi_1+arctg\frac{l_2\sin(\varphi_0+\varphi)}{l_3-l_2\sin(\varphi_0+\varphi)}-\arcsin\frac{l_2}{R_0}\sin\varphi_0 \quad (5.56)$$

OAB учбурчагидан радиус-вектор ифодасини топамиз.

$$R = \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2l_2 l_3 \cos(\varphi_0 + \varphi)} \qquad (5.57)$$

бу ерда, φ_0 — турткичнинг (чайқалгич) бошланғич бурчаги;

φ — турткичнинг жорий бурчаги;

α — профил бўйича айланиш бурчаги;

φ_1 — тескари айлантиришдаги бурчак;

l_2 — турткичнинг (чайқалгич) узунлиги;

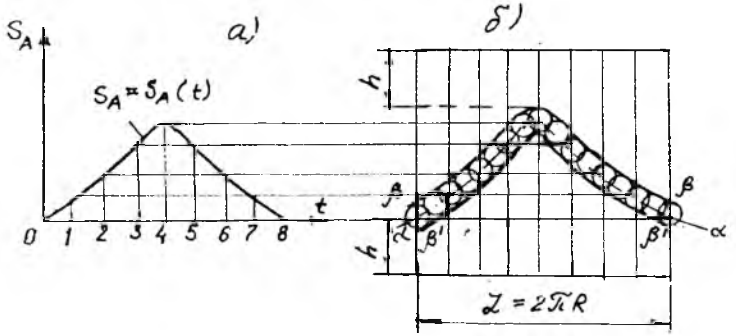
l_3 — таянчнинг узунлиги.

Танланган координата системасида профилнинг координаталари қуйидаги кўринишда бўлади.

$$X = R\cos\alpha \qquad (5.58)$$

$$Y = R\sin\alpha \qquad (5.59)$$

5.7.5.1. Илгариланма ҳаракатланувчи турткичли цилиндрсимон фазовий механизм муштумчасининг профилини лойиҳалаш



5.40-шакл. Цилиндрсимон муштумча профилини лойиҳалаш.

Лойиҳаланадиган муштумчали механизм 5.40-шаклда кўрсатилган.

Фазовий муштумчали механизмнинг кинематик синтезининг кирувчи параметрлари қуйидагилардир:

1) Ролик марказининг $S_A = S_A(t)$ ҳаракат қонуни;
2) Цилиндрнинг ўртача R радиуси;
3) Турткич роликининг r радиуси;
4) Муштумчанинг ω_1 бурчак тезлиги.

Берилганлар асосида цилиндрсимон муштумчанинг ён юзасини текисликдаги ёйилмасини лойиҳалаш керак. Лойиҳалаш тескари айлантириш усулида, яъни муштумча профилининг ёйилмаси қўзғалмас, деб турткич $V=\omega_1 R$ тезлик билан илгариланма ҳаракатланади, деб бажарилади. Турткичнинг ҳаракат $S_A=S_A(t)$ қонуни график шаклда берилган бўлсин (5.40-шакл). Муштумча профили ёйилмасининг узунлиги ўртача радиусли айланани $Z=2\pi R$ узунлигига тенг. Бурчак тезлик ω, ўзгармас бўлгани учун Z тенг бўлакларга (масалан, 8 та) бўлинади ва цилиндрсимон муштумча ҳосил қилувчи тик чизиқлар ўтказилади (5.40б-шакл).

Дастлаб h конструктив ўлчамни қабул қилиб, бу чизиқларга масштабда $S_A=S_A(t)$ графигининг тегишли ординаталари қўйилади ва муштумчани $\alpha - \alpha$ эгри чизиқли назарий профили аниқланади.

Амалий профилни қуриш учун $\alpha - \alpha$ назарий профилга яқин нормал бўйлаб масофаси ролик r радиусига тенг иккита $\beta\beta$ ва $\beta^I\beta^I$ эквидистант эгри чизиқлар ўтказилади. Бу эгри чизиқлар ишчи профили ҳисобланиб, $\beta\beta$ биринчиси узоқлашишда, $\beta^I\beta^I$ иккинчиси қайтишда галма- гал ишлайди.

5.7.6. Туташишдаги мустаҳкамлик, ейилиш, чидамликка қараб муштумча профили ва бошқа ўлчамларини лойиҳалаш

Муштумчали механизмларнинг бўғинлари мустаҳкам бўлишига қарамай, олий кинематик жуфтда (туташиш зонасида) ишчи юзаларнинг мустаҳкамлиги етарли бўлмагани учун бузилиши ва ишдан чиқиши мумкин.

Юкланиш олий жуфтда жуда кичик бўлган эзилиш юзаси орқали узатилиши сабабли туташиш зонасида катта кучланиш пайдо бўлиб, юзалар ейилади, бўялади ва ишдан чиқади.

Муштумчанинг ва роликнинг ишчи юзалари мустаҳкамлигини ошириш учун уларнинг материалини тўғри танлаш ва керакли қайта ишлаш зарурдир. Цилиндрик ролик билан муштумчанинг бир-бирига тегишида кичик туташиш юзаси бўйлаб тарқалган нормал ва уринма кучланишлар пайдо бўлади. Бу кучланишларнинг максимал қийматлари Беляев-Герц формуласидан аниқланади.

$$\sigma_{k\,max} = 0{,}418\sqrt{\frac{FE_к}{вс_к^2}} \qquad (5.60)$$

$$\tau_к max \cong 0{,}33\,\sigma_к max \qquad (5.61)$$

бу ерда, σ_{kmax} — туташишдаги максимал нормал кучланиш;

t_{kmax} — туташишдаги максимал уринма кучланиш;

F — муштумча ва ролик орасидаги нормал босим;

$\rho_к$ — келтирилган эгрилик радиуси;

$E_к$ — материалларнинг келтирилган қайишқоқлик модули;

$в$ — туташиш юзасининг кенглиги.

Бочкасимон ролик ва муштумча туташишидаги кучланиш қуйидаги формуладан аниқланади:

$$\sigma_{k\,max} = 0{,}388\sqrt{\frac{FE_к}{вс_к^2}} \qquad (5.62)$$

$$\tau_{K\,max} \cong 0{,}33\sigma_{K\,max} \qquad (5.63)$$

Муштумчани ва роликни (турткични) туташишдаги зарур бўлган мустаҳкамлиги ва ейилишга чидамлилиги шарти қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_{kmax} \leq /\sigma_k/ \qquad (5.64)$$

$$\tau_{kmax} /\tau_k/ \qquad (5.65)$$

Бу ерда, $/\sigma_к/$ ва $/\tau_к/$ — туташишдаги рухсат этилган кучланишлар.

(5.60) ва (5.62) ифодалардан туташишдаги кучланиш F нормал босим кучига, $E_к$ келтирилган қайишқоқлик модулига, $\rho_к$ келтирилган эгрилик радиусига ва муштумчанинг $в$ кенглигига боғлиқлиги маълум. Лойиҳалаш жараёнида бу параметрларни тўғри қабул қилиб, туташишдаги кучланишни камайтириб муштумчали механизмни керакли мустаҳкамлиги ва узоқ муддат ишлашини таъминлаш мумкин. Бу масалани ечиш йўлларини кўриб чиқайлик. F нормал босим кучи қуйидаги (5.2) формула орқали аниқланади:

$$F = \frac{Q}{\sin\gamma - f\,\dfrac{2y + l + fd}{l}\cos\gamma}$$

Тенгламанинг ўнг қисмига кирувчи параметрлар ўзгарганда, босим кучи ҳам ўзгаради. Масалан, γ узатиш бур-

чагини ошириш орқали F кучининг миқдорини анчагина камайтириш мумкин ва натижада туташишдаги кучланиш ҳам камаяди. Албатта бунда муштумчали механизмнинг ўлчамлари катталашиб кетади. Туташишдаги кучланишга $E_к$ модули катта таъсир қилади. Уни камайтириш натижасида кучланиш ҳам камаяди.

Келтирилган қайишқоқлик модули қуйидагича аниқланади:

$$Ek = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \tag{5.66}$$

бу ерда, E_1 ва E_2 - муштумча ва ролик материалининг қайишқоқлик модули. Умуман, муштумча ва ролик пўлатнинг турли маркаларидан тайёрланади. Амалда роликни қайишқоқлик модули пўлатга нисбатан бир неча марта кичик бўлган капрондан ёки текстолитдан тайёрлаш ҳоллари ҳам учраб туради. Материалларни танлаш орқали келтирилган модулни етарли даражада камайтириб кучланишларни пасайтириш мумкин.

Туташишдаги кучланишга $\rho_к$ келтирилган эгрилик радиуси сезиларли таъсир қилади. $\rho_к$ ошиши билан кучланиш камаяди.

Келтирилган эгрилик радиуси қуйидагича аниқланади:

$$\rho_к = \frac{\rho_a r}{\rho_a \pm r} \tag{5.67}$$

бу ерда, ρ_a — муштумча амалий профилининг радиуси;
r — ролик радиуси.

Бу тенгламада мусбат ишора муштумчани бўртиб чиққан (қабариқ) профили учун, минус ишора эса ботиқ профили учун қабул қилинади. Муштумчани назарий ва амалий профилларининг радиуслари бир-бири билан боғланган.

$$\rho = \rho_e + r \tag{5.68}$$

бу ерда, ρ — назарий профилнинг эгрилик радиуси;
r — роликни радиуси.

(5.67) ва (5.68) формуладан R_a ни йўқотиб, қуйидаги ифодани топамиз:

$$\rho_k = \frac{(\rho \pm r)r}{\rho} \tag{5.69}$$

Қабариқ профиллар учун қуйидаги шартни бажариш керак:

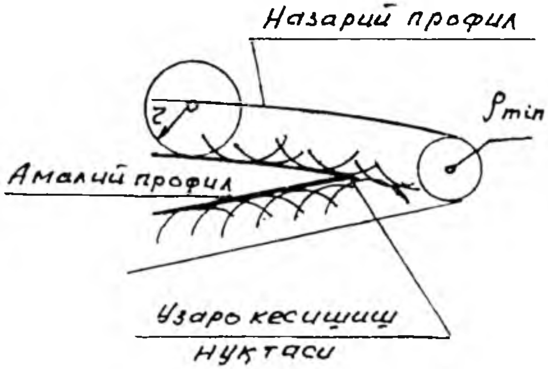
$$\rho > r \tag{5.70}$$

Қабариқ профилнинг эгрилик радиусининг қиймати минимал хавфли кесим учун ушбу шарти қаноатлантириши керак:

$$\rho_{min} > r \qquad (5.71)$$

Муштумча назарий профилининг букилган қисми учун (5.70) шартининг бузилиши унча хавфли эмас, чунки бунда амалий профилнинг радиуси ошиб, туташишдаги кучланиши камаяди (5.41-шакл).

Муштумчали механизмнинг олий жуфтдаги кучланишини ҳисобга олиш ва баҳолаш механизмининг аниқланган асосий ўлчамларини қайта кўриб чиқишни ёки аниқлик киритишни тақозо этади. Муштумчали механизмларни туташишдаги мустаҳкамлигини назарга олиб, лойиҳалаш шундай тарзда бажарилади.



5.41-шакл. Муштумчанинг амалий профилини ўзаро кесишиши.

5.7.7. Муштумчали механизм роликининг радиусини аниқлаш

Роликнинг радиусини аниқлашда бир неча мулоҳазалар инобатга олинади. Уларнинг баъзиларини кўриб чиқамиз. Юқоридаги параграфда қабариқ профил қисмини туташишдаги кучланишини камайтириш учун ролик радиуси назарий профил эгрилик радиусидан кичик бўлиши кўрсатилган эди. Муштумчанинг назарий профилини энг кичик эгрилик радиуси нуқтасида қуйидаги шарт бажарилиши керак:

$$r < \rho_{min}$$

18-84

бу ерда, ρ_{min} - назарий профилнинг қабарган қисмининг минимал эгрилик радиуси. Агарда ушбу шарт бажарилмаса, амалий профилнинг ўз-ўзини кесиши содир бўлиб, учли бўлишига олиб келади (5.41-шакл).

Роликнинг радиусини аниқлашда, уни ўққа ўрнатиш учун қирқиладиган тешикни назарга олиш керак. Тешикнинг диаметри мустаҳкамлик нуқтаи назаридан аниқланади. Юқорида баён қилинганларни ҳисобга олиб, амалда қўллаш учун

$$r = (0{,}67 \div 0{,}7)\rho_{min} \qquad (5.72)$$

тавсия этилади.

Баъзи муаллифлар роликнниг радиусини олий жуфтнинг туташишидаги мустаҳкамлигини таъминлаш шартидан аниқлашни тавсия қиладилар.

Топилган ролик радиусини, роликнинг амалий профилга нисбатан сирпаниши йўқлигига текшириш керак. Бунинг учун ролик ва муштумча орасидаги ишқаланиш кучининг моменти роликка таъсир қилувчи инерция кучларининг моментидан катта бўлиши керак, яъни:

$$M_{иш} > M_{ин} \qquad (5.73)$$

бу ерда, $M_{иш}$ — ишқаланиш моменти;

$$M_{иш} = fFr \qquad (5.74)$$

$M_{ин}$ — жуфт инерция кучлари моменти;

$$M_{ин} = J_A \varepsilon \qquad (5.75)$$

F — муштумча ва ролик орасидаги нормал босим кучи;

f — ишқаланиш коэффициенти;

r — ролик радиуси;

J_A — роликнинг айланиш ўқга нисбатан инерция моменти;

ε — роликнинг бурчак тезланиши $\varepsilon = \dfrac{a^t_{A_1A_2}}{r}$

бу ерда, a^t_{A1A2}—A_2 нуқтанинг тангенициал тезланиши.

5.7.8. Муштумча назарий профилининг эгрилик радиусини аниқлаш

Назарий профилни ихтиёрий нуқтасидаги эгрилик радиусини дифференциал геометриядан маълум бўлган усул билан аниқлаш мумкин.

$$\rho = \frac{\sqrt{\left(R^2 + \frac{dR}{d\varphi_1}\right)^3}}{R^2 + 2\left(\frac{dR}{d\varphi_1}\right)^2 - R\frac{d^2R}{d\varphi_1^{\ 2}}} \qquad (5.76)$$

бу ерда R — муштумча нуқтасининг радиус вектори;
φ_1 — йўналтирувчи бурчак.

Шунингдек, эгрилик радиусини графоаналитик усулида ҳам аниқлаш мумкин:

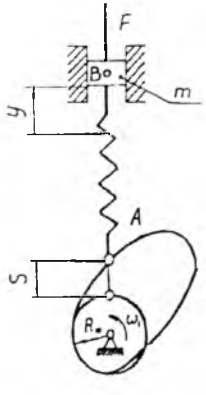
$$\rho = \frac{V^2}{a^n}$$

Бу ерда, V ва a^n тезлик ва тезланиш режаларидан олинади. Эгрилик радиусини минимал қийматини ошириш учун муштумчани R_0 минимал радиус-векторини ошириш керак.

5.7.9. Муштумчали механизмларнинг бўғинлари қайишқоқлигини назарга олиб лойиҳалаш

Қайишқоқ турткич нуқтаси ижрочи бўлган муштумчали механизмни кўриб чиқайлик. 5.42-шаклда келтирилган механизм динамик моделини тузишда турткичнинг қайишқоқлигини пружина билан, унинг массасини юқори B учида мужассамлашган, деб кўрсатамиз.

Турткичнинг пастки учини қуйи ҳолатидан кўчишини S билан белгилаймиз. Турткични юқори учини кўчишини $У$ билан белгилаймиз. Умуман олганда, S ва $У$ бир-бирига тенг эмаслиги аниқ, чунки A ва B нуқталари орасида турткичнинг қайишқоқ элементи бор.



5.42-шакл. Қайишқоқ турткичли муштумчали механизмнинг динамик модели.

Турткичнинг дифференциал тенгламасини тузиб, $У$ ва S кўчишлар орасидаги боғланишни аниқлаймиз.

$$-F+C_2(S-У)=m \qquad (5.77)$$

бу ерда F — турткичга таъсир қилувчи ташқи куч;

C_2 — турткичнинг бикрлик коэффициенти;

m — турткичнинг массаси;

$У$ — турткичнинг қайишқоқ кўчиши.

Агарда олий жуфтнинг туташиши пружина билан бажарилса, ташқи F кучини икки кучдан иборатлигини кўрсатиш мумкин.

$$F=C_1У+F_0 \qquad (5.78)$$

Бу ерда, C_1 — пружинанинг бикрлик коэффициеити;

F_0 — турткичга қаршилик кўрсатувчи куч.

(5.78) ни (5.77) га қўйиб ўзгартиришлардан сунг қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$S=\frac{F_0}{C_2}+\frac{C_1+C_2}{C_2}y+\frac{m}{C_2}\cdot\frac{d^2y}{dt^2} \qquad (5.79)$$

$У$ ва S ни богловчи бу дифференциал тенглама муштумча профилини лойиҳалашда фойдаланилиши мумкин. Бунинг учун турткичнинг юқори учини $y=y(t)$ ҳаракат қонунини танлаб, пастки учининг кўчишини (5.79) тенгламасидан аниқлаб, муштумча профилини лойиҳалаш мумкин.

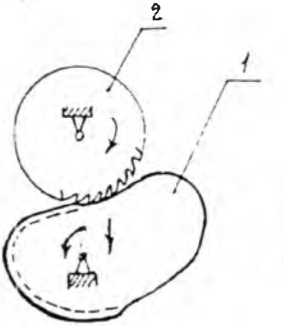
5.7.10. Муштумчани тайёрлаш

Муштумчани қуйидаги усулларда тайёрлаш мумкин:

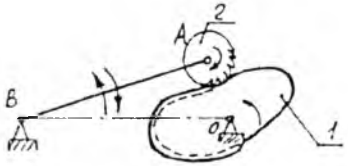
1. Белгилаш усули; 2.Кичик бўлимлар усули;

3. Кинематик усул; 4.Нусха олиш усули.

Белгилаш усулида муштумчанинг профили чизмадан олинади. Бу усулнинг иш унуми паст ва ноаниқдир.



5.43-*шакл*. Муштумчани кичик бўлимлар усулида қирқиш (1 — андоза, 2 —кескич).



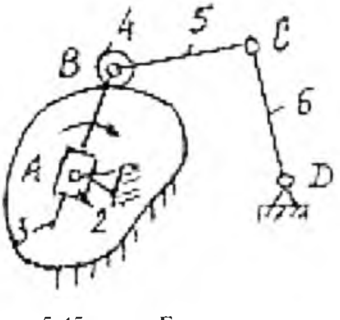
5.44-*шакл*. Муштумчани кинематик усулда тайёрлаш (1 — андоза, 2 — кескич).

Кичик бўлимлар усулида андозани қирқувчи асбобга нисбатан кичик чизиқли ёки маълум бурчакка силжитилади. Андоза берилган дастурда сонли дастурда бошқариладиган дастгоҳларда силжитилади. Агарда кескич диаметри ролик диаметрига тенг бўлса, унинг маркази назарий профил нуқталарида жойлашади (5.43-шакл). Қирқилган муштумчанинг профили силлиқловчи дастгоҳларда силлиқланади. Кинематик усулда қирқишда андоза ва қирқувчи асбоб муштумчали механизмда муштумчани ва турткични ҳаракатига ўхшаш ҳаракат қилади. Бу усулнинг принципиал схемаси 5.44-шаклда кўрсатилган. Унинг келажаги порлоқ бўлишига қарамасдан, муштумчани қирқишда мураккаб мосламаларнинг зарурлиги қўлланишини чеклайди. Нусха усули кўп серияли ишлаб чиқаришда қўлланилади. Бунда қирқувчи асбоб эталон муштумчада сирпанувчи пайпаслагични ҳаракат нусхасини олади (такрорлайди).

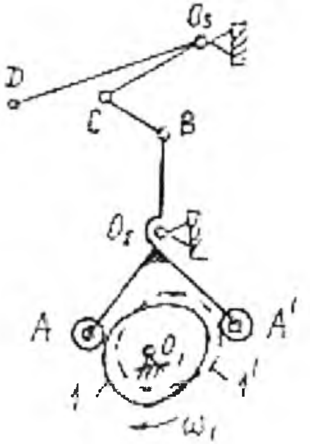
Бу усулда муштумча нусхаловчи дастгоҳларда қирқилади.

5.7.11. Муштумчали-ричагли механизмлар

Ричагли ва муштумчали механизмлар биргаликда ҳаракат қиладиган механизмлар муштумчали-ричагли механизмлар, деб аталади. Бундай механизмларнинг турли конструкциялари мавжуд.



5.45-шакл. Етакловчиси муштумча бўлган муштумчали-ричагли механизм.



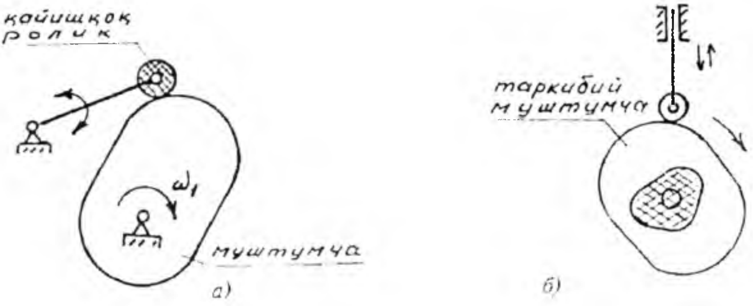
5.46-шакл. Айлангичи ўзгарувчан муштумчали-ричагли механизм.

Кўпчилик муштумчали-ричагли механизмларда муштумчали механизмнинг турткичи кирувчи бўғин вазифасини бажаради. 5.45- шаклда трикотаж машиналарида қўлланиладиган муштумчали-ричагли механизм кўрсатилган. Бу ерда муштумчали механизмни 2- турткичи O_2BCO_3 тўрт бўғинли ричагли механизмга ҳаракатни узатади. Бу турдаги механизмларда муштумчали ва ричагли механизмларнинг афзалликларидан тўлиқ фойдаланиш мумкин. Муштумчали-ричагли механизмларнинг бошқа турларида уларнинг ҳаракати жараёнида баъзи бўгинларнинг узунликларининг ўзгариши турли ҳаракат қонунларини олиш имкониятини яратади ва механизм характеристикасини яхшилайди. Масалан, 5.46-шаклда тасвирланган муштумча-ричагли механизмда ҳаракатланмайдиган муштумчани таъсирида *АВ* айлангич узунлиги циклик ўзгариб туради. Бу ўзгариш *СД* чиқувчи бўғиннинг ҳаракат қонунига таъсир қилади. Бундай механизмнинг таҳлили ва синтези муштумчали ва ричагли механизмларнинг юқорида кўриб чиқилган усулларига асосланган.

5.8. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Муштамчали механизмларнинг асосий афзаллиги конструкциясининг соддалиги ва мураккаб ҳаракат қонунларини ҳосил қилиш имкониятидир. Юқорида кўрсатилганидек, бу механизмларнинг камчилиги, асосан муштумчани тайёрлашни қийинлиги ва унинг профилини тез едирилишидадир. Лекин муштумчали механизмларда ишлаш жараёнидан келиб чиқадиган қатор ечимларни талаб этадиган муаммо ва масалалар мавжуддир.

а) **Механизмда муштумча айланиш ўқига нисбатан кўп ҳолларда мувозанатланмаган** (радиуси ўзгарувчан бўлгани учун) бўлади ва қўшимча юкланишларни таянчларга, пойдеворга узатади. Бунинг натижасида, кинематик жуфтларнинг тезда ишдан чиқиши, машинанинг иш қобилияти йўқолишига олиб келиши мумкин.



5.47-шакл. Қайишқоқ роликли (а) ва таркибий муштумчали (б) механизмларнинг схемалари.

б) Қўшимча равишда, муштумчали механизмда турткичнинг доимий тебраниши (илгариланма-қайтма ёки айланма) натижасида титраш ҳодисалари, кераксиз шовқинларнинг юзага келиши ёмон ҳолатларга олиб келади. Ушбу масалаларни ҳал қилишда нафақат механизм параметрларини чуқур динамик изланишлар натижасида асослаш, балки янги, оригинал конструктив ечимларни ҳам амалга ошириш мақсадга мувофиқдир. 5.47-шаклда мамлакат Фанлар академияси механика ва иншоотларни тебранишга мустаҳкамлиги илмий-текшириш институти ҳамда Тошкент Тўқимачилик ва енгил саноат институти олимлари томонидан тавсия этилган муштумчали механизмларни схемалари келтирилган.

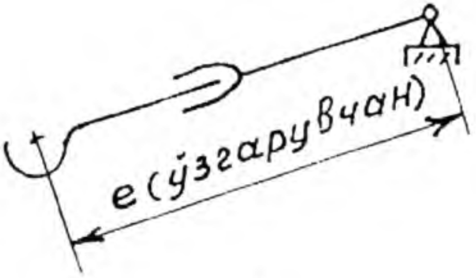
Яратилган янги муштумчали механизмлар (5.47-шаклга қаранг) ҳақиқатда турткичнинг муштумча билан туташишида зарбали ҳолатларни камайтиради, таянч ва пойдеворга тушадиган юкланишлар текислашади ҳамда маълум миқдорда титраш ва шовқинларни камайтиради. Лекин чиқувчи бўғин — турткичнинг талаб қилинган ҳаракат қонунини аниқлиги бирмунча йўқолади. Натижада технологик жараёнларнинг бажарилиш сифати ҳам камайиб кетиши мумкин. **Муаммо шундан иборатки, юқоридаги конструкцияларни такомиллаштириб, тегишли таҳлил ва лойиҳалаш услубларини қўллаб, юқори аниқликдаги ҳаракат қонунларини амалга оширишдир.**

Муштумчали механизмларнинг буғинларини динамик мувозанатлаш ҳамда динамик сўндириш услубларини қўллашдан ташқари янги йўлларни топиш, конструктив ечимлар орқали мувозанатлаш ва титрашдан ҳимояланиш муаммоларини ҳал қилиш долзарб вазифалардандир.

в) Ҳозиргача муштумчали механизмларнинг тузилиши, кинематик таҳлили ва синтези масалалари чуқур ўрганилган. Ушбу механизмларнинг динамик таҳлили эса етарлича амалга оширилмаган. Шу билан бирга, назарий изланишлар асосида кўп ҳолларда **муштумчали механизм** эмас, уни **алмаштирувчи механизм текширилади.** Бу баъзи қийинчилик ва ноаниқликларга олиб келиши мумкин. Шунинг учун **муштумчали механизмларни таҳлили ва синтезида янги услубларни яратиш мақсадга мувофиқдир.**

г) Ишлаб чиқариш шароитида муштумчали механизмларнинг муштумчаси ўзгарувчан тезлик билан ҳаракатланиши мумкин. Баъзи ҳолатларда, технологик жараёнлар тақозо қилганда муштумчанинг бурчак тезлиги маълум қонун бўйича амалга оширилиши мумкин.

Худди шунингдек, айланма-тебранма ҳаракат қилувчи чайқалгичли муштумчали механизмларда чайқалгичнинг узунлиги қайишқоқ (пружина) орқали ўзгарувчан ҳамда олдиндан берилган қоида асосида чайқалгични узунлиги ўзгарувчан (5.48-шакл) механизмлар ҳам қўлланилади.



5.48-шакл. Ўзгарувчан
узунликка эга бўлган чайқалгич схемаси.

Юқорида қайд қилинган механизмларнинг кинематик ва динамик таҳлили ўрганилмаган. Бунинг учун махсус илмий-назарий ёндашувлар керак бўлади.

5.9. "МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ" БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ ТЕСТЛАРИ ВА САВОЛЛАР

1. "Муштумчали механизмлар орқали ... мумкин". Иборани тўғри танланган сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Турткич талаб қилинган ҳаракат қонунларини амалга ошириш;
2) Юқори ФИК эга бўлган механизмни лойиҳалаш;
3) Қувватни камайтириш;
4) Юклаш-тушириш ишларини бажариш.

2. "Муштумчали механизмлар V синф кинематик жуфтлари билан бирга ... кинематик жуфтларига эга". Иборани тўғри сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) I синф;
2) II синф;
3) III синф;
4) IV синф.

3. "Муштумча олий жуфт элементи ... кўринишида бажарилган бўғиндир". Иборани тушиб қолдирилган сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Ўзгарувчан эгриликдаги чизиқ;
2) Ўзгарувчан эгриликдаги юза;
3) Ёпиқ эгри чизиқ;
4) Ёпиқ юза.

4. Муштумчали механизмнинг иккита асосий афзаллигини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Юқори ФИК;
2) Кам бўғинлик;
3) Мойловчи материалларни кам сарфланиши;
4) Турткичнинг талаб қилинган ҳаракат қонунини бажариш;
5) Олий жуфтнинг борлиги.

5. Муштумчали механизмнинг асосий камчилигини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Роликнинг қўлланилиши;
2) Механизмда ишқаланиш кучининг ҳосил бўлиши;

3) Олий жуфтда катта босим кучи ва юзаларнинг тезда ейилиши;

4) Катта шовқиннинг ҳосил бўлиши.

6. "Тескари айлантириш усулида . . . " гапини етишмайдиган сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар:1) Муштумчани қўшимча ω_1 бурчак тезлиги билан айлантириш керак

2) Муштумчани қўшимча $(-\omega_1)$ бурчак тезлиги билан айлантириш керак;

3) Турткични қўшимча ω_1 бурчак тезлиги билан айлантириш керак;

4) Турткични қўшимча $(-\omega_1)$ бурчак тезлиги билан айлантириш керак;

5) Механизмни қўшимча ω_1 бурчак тезлиги билан айлантириш керак;

6) Механизмни қўшимча $(-\omega_1)$ бурчак тезлиги билан айлантириш керак.

Илова: ω_1 — муштумчанинг бурчак тезлиги.

7. Илгариланма-турткичли муштумчали механизмнинг асосий ўлчамларини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) S_B, V_B;

2) e, $r_{рол}$;

3) $[\gamma]$, e;

4) R_0, e.

бу ерда S_B ва V_B — турткичнинг B нуқтасини силжиши ва тезлиги; e — дезаксиал; R_0 — муштумчанинг минимал радиуси; $[\gamma]$ -- рухсат этилган узатиш бурчаги.

8. "Қаттиқ зарбалар муштумчали механизмнинг . . . узилиш нуқталарида ҳосил бўлади" иборасини сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Силжиш функциясини;

2) Тезлик функциясини;

3) Тезланиш функциясини;

4) Узатиш бурчаги функциясини;

5) Босим бурчаги функциясини.

9. "Юмшоқ зарбалар . . . узилиш нуқталарида ҳосил бўлади" иборасини сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Силжиш функциясини;

2) Тезлик функциясини;

3) Тезланиш функциясини;

4) Узатиш бурчаги функциясини;

5) Босим бурчаги функциясини.

10. “. . . узатиш бурчагидир” иборани сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Турткичнинг абсолют ва нисбий тезликлари йўналишлари орасидаги ўткир бурчак;

2) Турткичнинг абсолют ва нисбий тезликлари йўналишлари орасидаги ўтмас бурчак;

3) Турткичнинг ва муштумчанинг туташиш нуқтасидаги абсолют тезликлар йўналишлари орасидаги ўткир бурчак;

4) Турткичнинг ва муштумчанинг туташиш нуқтасидаги абсолют тезликлар йўналиши орасидаги ўтмас бурчак.

11. Муштумчали механизмларнинг “тиқилмасдан” нормал ишлаш шароитини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) $\gamma = const$;

2) $\gamma \geq [\gamma]$;

3) $\gamma \leq [\gamma]$;

4) $\frac{d\gamma}{dt} \geq 0$;

5) $\frac{d\gamma}{dt} \leq 0$.

бу ерда, γ - жорий узатиш бурчаги;

$[\gamma]$ - рухсат этилган узатиш бурчаги.

12. $\gamma \geq [\gamma]$ шартида муштумчали механизмларнинг ишлашида нима кўзга ташланади (γ) - узатиш бурчаги, $[\gamma]$ - узатиш бурчагини рухсат этилган қиймати)?

Жавоблар: 1) Механизм нормал ишлайди;

2) Механизм тезлиги ошиб борган ҳолда ишлайди;

3) Механизм нотекис ишлайди;

4) Турткичнинг “тиқилиши” натижасида механизм аварияга учрайди.

13. Тезланишнинг гармоник қонунининг асосий хусусиятини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Улар механизмни ФИК юқори бўлишини таъминлайди;

2) “Зарбаларни” йўқотади;

3) Механизм конструкциясини соддалаштиради;

4) Турткич "тиқилишини" йўқотади.

14. Қандай муштумчали механизмларни биласиз? Схемаларини чизиб беринг.

15. Муштумчали механизмлар классификациясини изоҳлаб беринг.

16. Муштумчали механизмларда ортиқча боғланишлар қандай аниқланади?

17. Муштумчанинг фаза бурчакларини кўрсатинг.

18. Узатиш ва босим бурчаклари, деб нимага айтилади?

19. Механизм берилган ҳолати учун тезлик режаси қандай қурилади? Мисоллар келтиринг.

20. Тескари айлантириш усулини тушунтириб беринг.

21. Муштумчали механизмларнинг кинематик таҳлилини аналитик усулига мисол келтиринг.

22. Турткичнинг ҳаракат қонунларига мисоллар келтиринг.

23. График интеграллаш усуллари қандай бажарилади?

24. Муштумчали механизмнинг асосий ўлчамлари қандай аниқланади?

25. Муштумча профили қандай лойиҳаланади?

26. Муштумча тайёрлаш усулларини тушунтириб беринг.

27. Муштумчали механизмларни такомиллаштиришнинг қандай муаммоларини биласиз?

6-БОБ. АЙЛАНМА ҲАРАКАТНИ УЗАТУВЧИ МЕХАНИЗМЛАР. ФРИКЦИОН ВА ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР

Айланма ҳаракатни узатувчи механизмлар ёки содда қилиб айтганда, узатмалар, узлуксиз айланма ҳаракатни узлуксиз айланма ёки илгарилама ҳаракатга узатади ва ўзгартиради. Узатмаларда ҳаракат билан бир вақтда айлантирувчи моментлар ҳам узатилади. Айланма ҳаракатни узатувчи механизмларни иккита катта гуруҳга ажратиш мумкин (6.1-шакл).

1. Ишқаланиш кучларидан фойдаланиб ҳаракатни бир бўғиндан иккинчисига узатувчи механизмлар. Бу гуруҳга фрикцион ва қайишқоқ бўғинли тасмали узатмалар киради.

2. Бўғинларни бир-бири билан илашиши орқали ҳаракатни узатувчи механизмлар. Бу гуруҳга тишли, занжирли ва тўлқинсимон механизмлар киради.

6.1-шакл. Ҳаракатни узатувчи механизмларнинг классификацияси.

6.1. ФРИКЦИОН МЕХАНИЗМЛАР

Таъкидланганидек, фрикцион узатмаларда ҳаракат бир-бирига тегиб турувчи бўғинлар орасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади. Механизм номи лотинча «frictio» - ишқаланиш сўзидан олинган. Фрикцион механизмларнинг қуйидаги турлари мавжуд:

а) цилиндрсимон ғилдиракли механизмлар;

б) конуссимон ғилдиракли механизмлар;

в) тезлиги бир текисда созланадиган механизмлар.

Фрикцион механизмлар асбобсозликда, машиналарнинг юритмаларида ва бўғинларнинг айланма ҳаракат тезлигини бир текисда созловчи мосламаларда кенг қўлланилади.

6.1.1. Цилиндрсимон ғилдиракли фрикцион механизмлар. Узатиш нисбати

Цилиндрсимон фрикцион механизмлар бир-бирига сиқилган **цилиндрлардан – сирпанғичлардан** (ғилдираклардан) иборат (6.2 ва 6.3-шакллар). Сирпанғичларни бир-бирига Q кучи билан сиқиш учун юқори сирпанғичнинг подшипниги кўзғалувчан қилиб тайёрланади. Кирувчи юкли ғилдирак айлантирилганда чиқувчи гилдирак ишқаланиш кучи ҳисобига мажбуран айланади. Ғилдиракларнинг туташувчи қисмида (эзилиш майдонида) ҳосил бўлувчи ишқаланиш кучининг миқдори узатилувчи айланма куч миқдоридан бироз каттароқ бўлиши керак. Цилиндрлар нисбий сирпанмаслиги керак. Бунинг учун ғилдираклар материалларининг ишқаланиш коэффициенти юқори бўлиб, етарли даражада мустаҳкам бўлиши лозим. Ғилдиракларнинг тегиб турувчи A_1 ва A_2 нуқталари орасида нисбий сирпаниши бўлмайди деб тахмин қилиб, тезликларини кўриб чиқамиз. Бу ҳолда нуқталарнинг тезликлари бир-бирига тенг бўлади:

$$V_{A1} = V_{A2} \qquad (6.1)$$

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \qquad (6.2)$$

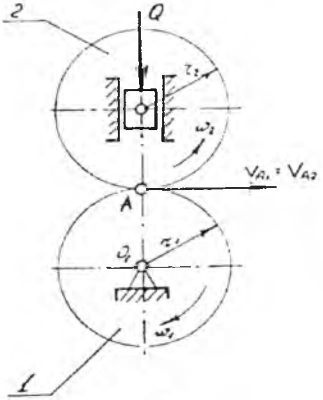
Ифодалардан:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = U_{12} \qquad (6.3)$$

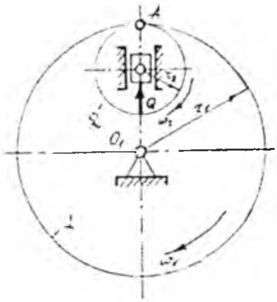
Ғилдираклар бурчак тезликларининг нисбати узатиш нисбати, деб аталади ва U ҳарфи билан тегишли индексларда белгиланади. Масалан, биринчи бўғиндан иккинчисига узатиш нисбати

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm\frac{r_2}{r_1} \qquad (6.4)$$

Цилиндрсимон узатмани узатиш нисбати мусбат ва манфий ишораларга эга. Мусбат ишора цилиндрларни бир хил, манфий ишора қарама-қарши йўналишини кўрсатади.



6.2-шакл.



6.3-шакл.

Узатиш нисбатидан тескари равишда иккинчи бўғиндан биринчига қараб фойдаланиш мумкин:

$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \pm\frac{r_1}{r_2} \qquad (6.5)$$

(6.4) ва (6.5) формулаларда n_1 ва n_2 айланиш частоталари бурчак тезликларига пропорционалдир. (6.4) ва (6.5) ифодаларини таққослаб, қуйидаги хулосага келиш мумкин:

$$U_{12} \cdot U_{21} = 1 \qquad (6.6)$$

Мисол: 6.2-шаклда келтирилган фрикцион механизмда $n_1=120$ айл/мин, $r_1=100$ мм, $r_2=200$ мм бўлса, n_2 айланиш частотаси аниқлансин.

Узатиш нисбати $U_{12} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{240}{100} = -2{,}4$, у ҳолда

иккинчи ғилдиракнинг айланиш частотаси

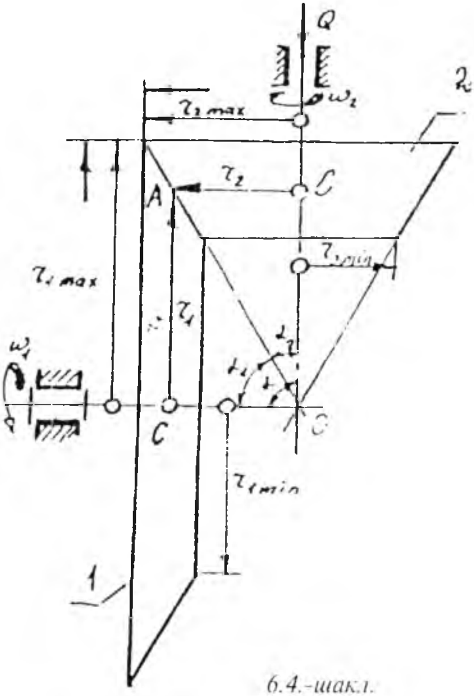
$$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}} = -\frac{120}{2.4} = -50 айл/мин$$ бўлади.

Минус ишораси *1* ва *2* ғилдиракларнинг қарама-қарши йўналишда айланишини кўрсатади. Агарда ғилдираклари нисбий сирпанмайдиган абстракт (идеал) фрикцион механизм тасаввур қилинса, бундай механизм центроидли механизмларга айланади. Центроидли механизмда ҳамма кинематик жуфтлар бешинчи синфли бўлиб, эркинлик даражаси бирга тенг бўлади ва қуйидаги ифодадан аниқланади:

$$W=2n-P_5 \qquad (6.7)$$

Амалда қўлланадиган ғилдираклари нисбий сирпанувчи фрикцион механизмнинг эркинлик даражаси иккига тенг.

6.1.2. Конуссимон ғилдиракли фрикцион механизмлар



6.4.-шакл.

Механизмнинг ғилдираклари кесик конус шаклида бўлиб, бир-бирига *Q* кучи таъсирида сиқилган.

6.4-шаклда кесик конуслар ингичка чизиқлар билан тўлиқ конусга тўлдирилган. **Конуссимон ғилдираклар сирпанмасдан бир-бирига нисбатан думалаши** учун иккита конусларнинг учи ғилдиракларнинг ўқлари кесишган нуқтада бўлиши керак. Нисбий сирпанмай думаловчи бундай юзалар

бўғинларнинг нисбий ҳаракатида **аксоидалар,** деб аталиши назарий механикадан маълум.

Конуссимон фрикцион механизмни узатиш нисбати қуйидагича аниқланади:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Sin\alpha_2}{Sin\alpha_1} \qquad (6.7)$$

Бу ерда, r_1 ва r_2 конуссимон ғилдиракларнинг ўртача радиуслари (6.7) ифодада узатиш нисбати ишораси мусбат, деб олинади ва ғилдиракларнинг айланиш йўналишлари стрелка қўйиш қоидасидан фойдаланиб аниқланади (6.4-шакл). (6.7) формуладаги синуслар нисбати қуйидаги ўзгартиришлар орқали келиб чиққан:

$$U_{12} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2 / OA}{r_1 / OA} = \frac{Sin\alpha_2}{Sin\alpha_1} \qquad (6.8)$$

Ғилдиракларнинг максимал ёки минимал радиусларини танлашга қарамай, узатиш нисбатини ўзгармаслиги (6.8) ифодадан кўриниб турибди. (6.8) формуладан фойдаланиб U_{12} ва ғилдиракларнинг ўқлари кесишувчи a бурчаги қийматларига қараб, ғилдиракларнинг учларидаги a_1 ва a_2 бурчакларини аниқлаш мумкин.

Бунинг учун қуйидаги тенгламаларни биргаликда счамиз:

$$U_{12} = \frac{Sin\,\alpha_2}{Sin\,\alpha_1},$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2, \qquad (6.9)$$

ва баъзи ўзгартиришлардан сўнг:

$$tg\alpha_1 = \frac{Sin\alpha}{\frac{1}{U_{12}} + Cos\alpha} \qquad (6.10)$$

$$tg\alpha_2 = \frac{Sin\alpha}{U_{12} + Cos\alpha} \qquad (6.11.)$$

келиб чиқади.

$\alpha=90^0$ бўлганда (6.10) ва (6.11) ифодалар соддалашади.

(6.10) ва (6.11) ифодаларни қўллашга мисоллар ечамиз.

Мисол: Агар $U_{12}=0,5$ ва ғилдиракларнинг ўқлари $\alpha=90^0$ остида кесишса (6.4-шакл), α_1 ва α_2 бурчаклари аниқлансин.

19-84

Бунда

$$tg\alpha_2 = \frac{Sin\,\alpha}{\frac{1}{U_{12}} + Cos\,\alpha} = \frac{Sin\,90^0}{\frac{1}{0.5} + Cos\,90^0} = 0.5\,, \quad a_2 = 26{,}5550^0.$$

$$tg\alpha_1 = \frac{Sin\,\alpha}{U_{12} + Cos\,\alpha} = \frac{Sin\,90^0}{0.5 + Cos\,90^0} = 2, \quad a_1 = 63{,}4350^0$$

6.1.3. Тезлиги поғонасиз бир текисда ўзгартириладиган фрикцион механизмлар —тезлик вариаторлари

Чиқувчи бўғиннинг айланиш тезлигини аста-секин поғонасиз созловчи фрикцион механизмлар тезлик вариаторлари, деб аталади. Кирувчи бўғинни тезлиги ўзгармас деб қабул қилинганда **вариаторларда узатиш нисбатини поғонасиз бир текисда ўзгартириш мумкин.**

Созлаш диапозони вариаторларининг асосий кинематик параметри ҳисобланади.

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{U_{12max}}{U_{12min}} \qquad (6.12)$$

бу ерда, D — тезликнинг созлаш диапазони; ω_{2max} ва ω_{2min} — чиқувчи бўғиннинг максимал ва минимал бурчак тезликлари; U_{12max}, U_{12min} — вариаторнинг максимал ва минимал узатиш нисбатлари.

Техникада қўлланиладиган фрикцион вариаторларни иккита катта гуруҳларга ажратиш мумкин:

1) Сирпангичлари ўзаро туташадиган вариаторлар.

2) Оралиқдаги бўғинли вариаторлар.

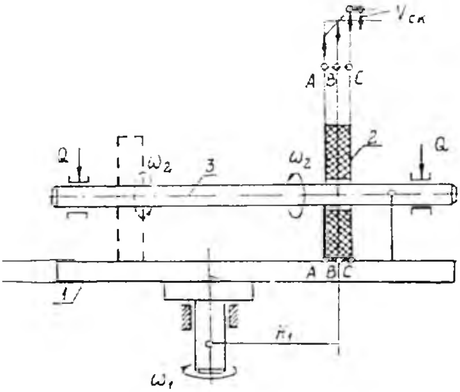
Биринчи гуруҳга **фрикцион рўпарали (лобовая) узатма** киради. (6.5-шакл). Фрикцион узатма ясси *1* диск ва унга сиқилган *2* роликдан иборат. Рўпарали узатмани узатиш нисбати қуйидагича аниқланади.

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm\frac{r_2}{|r_1|} \qquad (6.13)$$

ифодадан:

$$n_2 = \pm \frac{H_1(r_1)}{r_2} n_1 \qquad (6.14)$$

Агарда *2* роликни 3 ўқ бўйлаб силжитилса, H_1 ўлчами ўзгариб, узатиш нисбати ҳам ўзгаради. Агарда H_1 нинг қиймати манфий бўлса, *2* роликнинг айланиш йўналиши ўзгаради. Бундай ҳолат 6.5-шаклда пунктир чизиғи билан кўрсатилган. Шундай қилиб, роликнинг айланиш частотаси H_1 ўлчамига пропорционал ҳолда ўзгаради. Бўғинлари ўзаро туташган фрикцион вариаторларнинг созлаш диапазони *D=2,5-3*. Оралиқдаги бўғинли «вариатор» сифатида 6.6- шаклда келтирилган торли вариаторни мисол қилиш мумкин. Вариатор *1* кирувчи, *2* чиқувчи ва иккита оралиқдаги *3* сирпангичлардан иборат. Ҳамма сирпангичлар ўз ўқлари атрофида айланади. *1* ва *2* сирпангичларни сирти торнинг бир қисмини ҳосил қилади ва шунинг учун оралиқдаги *3* бўғини O_3 ва O_3 ўқлар атрофида бир вақтда талаб қилинган бурчакка айлантириш мумкин. Уларнинг айланишида r_1 ва r_2 радиуслари ўзгариб, узатиш нисбати ҳам ўзгаради. Торли фрикцион вариаторларда оралиқдаги иккита *3* сирпангичларни бўлиши қувватни икки йўналишда узатилишини таъминлайди ва созлаш диапазонини *D=6-10* гача кенгайтиради.



6.5-шакл. Рўпарали фрикцион узатма: (1 —диск; 2 — ролик; 3 —ўқ).

Мисол: Торли фрикцион вариаторда

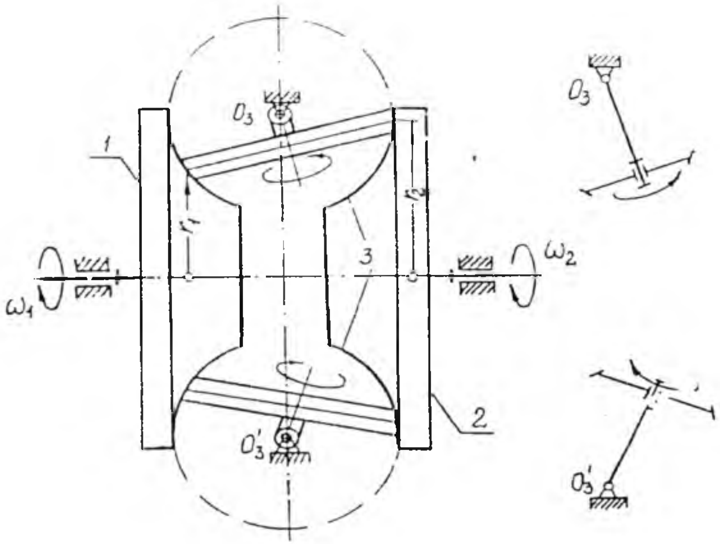
$r_{max}=r_{1max}=r_{2max}=100$ мм ва

$r_{min}=r_{1min}=r_{2min}=40$ мм бўлиш вариаторни созлаш диапазони аниқлансин.

Ечим:

$$D = \frac{U_{12\max}}{U_{12\min}} = \frac{\frac{r_{\max}}{r_{\min}}}{\frac{r_{\min}}{r_{\max}}} = \frac{r_{\max}^2}{r_{\min}^2} = \left(\frac{100}{40}\right)^2 = 6{,}25$$

Юқори диапазондаги созлашга эришиш учун планетар фрикцион вариаторлар қўлланади.



6.6-шакл.

6.1.4. Фрикцион механизмларнинг афзаллиги ва камчиликлари

Фрицион механизмлар қуйидаги афзалликларга эга:

а) конструкциянинг оддийлиги, тайёрлаш ва ишлатишнинг соддалиги;

б) шовқинсиз ишлаши;

в) катта юкланишда бўғинларнинг нисбий сирпаниш хусусияти ва механизмни ишдан чиқишидан муҳофазалаш.

Афзалликлар билан бир қаторда фрикцион механизмлар қатор камчиликларга эга:

1. Узатиш нисбатини доимий сақлаб бўлмаслик;

2. Сиқувчи кучлар таъсирида подшипникларда катта босим кучини ҳосил бўлиши;

3. Сирпангичларнинг туташиш зонасида катта босимни ҳосил бўлиши ва уларнинг ишчи юзаларининг пропорционал ейилиши.

Фрикцион жуфтликдаги сирпаниш узатиш нисбатини доимий бўлмаслигига ва сирпангичларни ишчи юзларини ейилишига олиб келади. Бундан ташқари, ишқаланиш кучи етарли бўлмаганда, етакловчи сирпангич етакланувчига нисбатан сирпанади. **Сирпаниш қайишқоқ ва геометрик турларга бўлинади**. Қайишқоқ сирпаниш ғилдиракнинг ташқи сирти қатламларини тангенциал йўналишида қайишқоқ деформацияси натижасида ҳосил бўлади. Ишқаланиш кучи таъсирида етакловчи ғилдиракнинг сирт қисми туташиш зонасига сиқилган-зичланган ҳолда кирса, чиқишда чўзилган ҳолда бўлади. Етакланувчи ғилдиракда бу деформациялар тескари тартибда бўлади. Натижада, ҳисобланадиган узатиш нисбати ўзгаради. **Геометрик сирпаниш** кирувчи ва чиқувчи гилдиракнинг туташиш чизиғи бўйлаб тезликнинг бир хилда ўзгармаслиги оқибатида ҳосил бўлади. Бу ҳодиса ҳамма турдаги фрикцион механизмларга тааллуқли. 6.5- шаклда кўрсатилган рўпарали узатмани кўрайлик. *1* дискнинг *A*, *B* ва *C* нуқталари турли тезлик билан ҳаракатланади. Диск билан туташувчи роликнинг нуқталари шаклда кўрсатилгандек, бир хил тезлик билан ҳаракатланади. Шунинг учун диск ва роликнинг тезликлари *B* ўрта нуқтасида бир хил бўлиб қолган *A*, *C* нуқталарда

$$V_{сирт}=V_2-\omega_1 н_1 \qquad (6.15)$$

тезлик билан сирпаниши кўриниб турибди.

Геометрик сирпанишни камайтириш учун роликнинг кенглиги, яъни туташиш чизиғи кичикроқ бўлиши керак. Ейилишни камайтириш учун мой ваннасида ишлайдиган пўлат ғилдираклар (сирпангичлар) қўлланади. Фрикцион механизмларнинг кинематик таҳлилида (6.2-шакл) ғилдиракларнинг сирпанишини ҳисобга олиш керак, яъни:

$$VA_2=VA_1(1-\xi) \qquad (6.16)$$

Демак, узатиш нисбати

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\dfrac{VA_1}{r_1}}{\dfrac{VA_1(1-\xi)}{r_2}} = \frac{r_2}{r_1(1-\xi)} \qquad (6.17)$$

бу ерда, ξ — сирпаниш коэффициенти.

Етакланувчи ғилдиракни бурчак тезлиги қуйидаги ифодадан аниқланади:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}(1-\xi) \qquad (6.18)$$

6.2. ҚАЙИШҚОҚ БОҒЛАНИШЛИ УЗАТУВЧИ МЕХАНИЗМЛАР — ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР

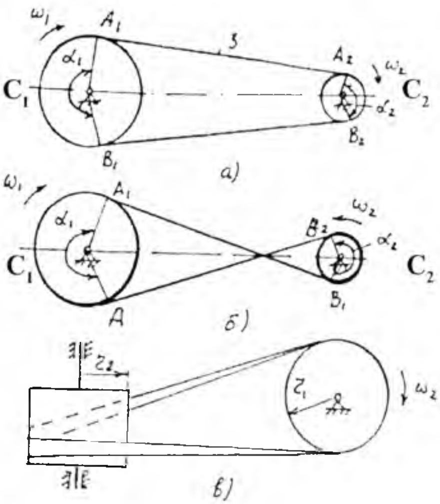
Тасмали узатмалар ўз таркибида бикр ва қайишқоқ бўгинларга эга бўлиб, ўзаро фрикцион таъсир натижасида айланма ҳаракатни ва буровчи моментни узатади ва ўзгартиради.

6.2.1. Тасмали узатмалар механизми ҳақида умумий маълумотлар. Тасмали узатмаларнинг турлари

Техникада бир неча турдаги тасмали узатмалар қўлланилади. 6.7- шаклда очиқ, кесишувчи ва ярим кесишувчи тасмали узатмалар тасвирланган.

Параллел ўқлар оралиғида айланма ҳаракатни узатувчи (6.7а-шакл) очиқ тасмали узатма механизмини кўрайлик. **Механизм *3* қайишқоқ бўғин қамраган *1* ва *2* шкивлардан иборат. Қайишқоқ бўғинни юритувчи тасма,** деб аталади. **Юритувчи тасмалар текис, доира ва понали турларга бўлинади.**

Айланма ҳаракатни узатиш учун шкив билан юритувчи тасма орасида тасманинг таранглигига ва α_1, α_2 қамраш бурчакларига боғлиқ миқдори етарли бўлган ишқаланиш кучи ҳосил бўлиши керак.



6.7-шакл. Тасмали узатмаларнинг турлари: (а — очиқ; б — кесишувчи; в — ярим кесишувчи).

Юритувчи тасмалар етакловчи ва етакланувчи тармоқлардан иборат. Масалан, агар *1* шкив кирувчи, *2* шкив чиқувчи бўлса, **тасмани B_1B_2 қисми етакловчи, A_1A_2 қисми эса етакланувчи ҳисобланади.** Етакланувчи тармоқ кам тортилгани учун осилиб туради. 6.7-шаклда a_1 ва a_2 марказий бурчаклар ва уларга мос $A_1C_1B_1$ ва $A_2C_2B_2$ ёйлар кўрсатилган, бу ерда, A_1, A_2, B_1 ва B_2 нуқталар тасма билан шкивнинг тегиш нуқталаридир. Кўрсатилган ёйлар бўйлаб тасма шкивни қамрагани учун қамровчи ёйлар, α_1 ва α_2 бурчаклари эса, тегишли қамровчи бурчаклар, деб аталади. Қамраш бурчаклари ошган сари, шкив билан тасма орасидаги ишқаланиш кучи ҳам кўпаяди. Қамраш ёйи ва бурчагини ошириш учун тарангловчи роликлар қўлланади. Кесишувчи узатмалар (6.7б- шакл) *1* ва *2* шкивлари бир-бирига қарама-қарши йўналишда айланиши зарур бўлганда қўлланади. Ярим кесишувчи узатмалар (6.7в-шакл) ўқлари айқашли, фазода кесишувчи валларда айланма ҳаракатни узатиш учун қўлланилади. Бу механизм фазовий механизм турига киради.

Тасмали узатмаларнинг тузилиши таҳлилида тасмани бўғин эмас, балки боғланиш, деб ҳисоблаш қулайдир. Юритувчи тасмани конструкциясидан ҳоли, уни қайишқоқ ип, деб тахмин қиламиз. Қайишқоқ ип фазода битта боғланишга эга бўлса (I синф кинематик жуфт), текисликда эса қўшимча учта боғланишларни ҳисобга олганда, тўртта боғланишга эга бўлади (IV синф кинематик жуфт). Шунинг учун очиқ ёки кесишувчи тасмали узатманинг эркинлик даражасини аниқлашда текис механизмларнинг Чебишев формуласидан фойдаланиш керак.

$$W=3n-2P_V-1P_{IV}=3\cdot 2-2\cdot 2-1=1.$$

Ярим кесишувчи узатма ($n=2$, $P_V=2$, $P_{IV}=1$) учун Сомов-Малишев формуласидан фойдаланиш керак.

$$W=6n-5p_V-1p_{IV}=6\cdot 2-5\cdot 2-1=1.$$

6.2.2. Тасмали узатмаларнинг узатиш нисбати

Тасмали узатмада шкив билан тасма орасида сирпаниш бўлмаган, юритувчи тасма эса тортилган қайишқоқ ип билан алмаштирилган абстракт ҳолни кўрамиз. Бунда шкивлар B_1 ва B_2 нуқталари тезликлари тенг бўлади (6.7а-шакл):

$$V_{в1}=V_{в2} \tag{6.19}$$

$$\omega_1 r_1=\omega_2 r_2 \tag{6.20}$$

Тасмали узатмани узатиш нисбати

$$U_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{n_1}{n_2}=\pm\frac{r_2}{r_1} \tag{6.21}$$

Мусбат ишора шкивлар бир томонга, манфий ишора эса қарама-қарши томонга айланганда қабул қилинади. Ярим кесишувчи узатмада узатиш нисбатининг ишораси аниқланмайди.

Амалда тасмали узатмаларда, фрикцион механизмларга ўхшаш, тасмани шкив гардиши бўйлаб *1-2* процентни ташкил этувчи қайишқоқ сирпаниши содир бўлади. Сирпанишни ва юритувчи тасманинг қалинлигини ҳисобга олинганда узатиш нисбатининг ифодаси (6.17) формулага ўхшаш қуйидаги кўринишда бўлади:

$$U_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{r_2+\frac{\delta}{2}}{(r_1+\frac{\delta}{2})(1-\varphi)} \tag{6.22}$$

бу ерда, δ — тасманинг қалинлиги; φ — сирпаниш коэффициенти.

(6.22) формулани келтириб чиқаришда тезликларнинг тенглиги (6.19), юритувчи тасманинг ўқ чизиғи бўйлаб эришилади, деб тахмин қилинган.

Кичик шкивнинг радиуси юритувчи тасманинг қалинлигига нисбатан катта бўлмаганда тасма қалинлиги назарга олинади.

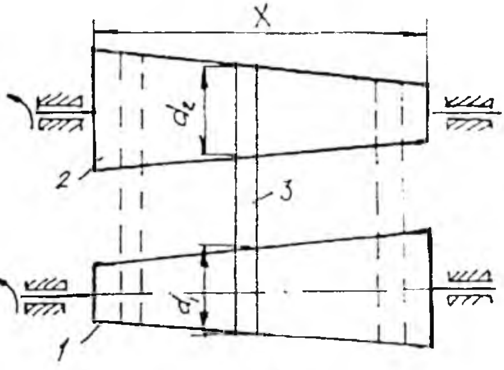
Мисол: Агар $n_1=120$ айл/мин, $r_1=100$ мм, $r_2=300$ мм, тасманинг қалинлиги $\delta=10$ мм ва сирпаниш коэффициенти $\varphi=0,02$ бўлса, кесишувчи тасмали узатма (6.7б-шакл) иккинчи шкивининг айланиш частотаси аниқлансин (6.22) формуладан:

$$n_2 = n_1 \frac{r_1 + \frac{\delta}{2}}{r_2 + \frac{\delta}{2}}(1-\varphi) = 120 \cdot \frac{100+5}{300+5}(1-0,02) = 40.4852 \frac{айл}{мин},$$

Агарда сирпаниш ва тасманинг қалинлиги ҳисобга олинмаганда шкивнинг айланиш частотаси $n_2=40$ айл/мин бўлар эди. Бунга ўзингиз иқрор бўлишингиз мумкин.

6.2.3. Тасмали узатмалар асосидаги тезлик вариаторлари

Тасмали узатмалардан тезлик вариаторлари сифатида фойдаланиш мумкин. 6.8-шаклда йигирув ишлаб чиқариш машиналарини юритмаларида қўлланиладиган оддий конуссимон шкивлардан (каноидлардан) иборат тезлик вариаторлари кўрсатилган. *1*, *2* каноидлар бўйлаб *3* юритувчи тасма махсус силжитувчи билан ҳаракатланганда узатиш нисбатини текис ўзгаришига эришиш мумкин.



6.8-шакл. Конуссимон вариатор (1,2 — каноидлар; 3 — юритувчи тасма).

Конуссимон вариаторларни лойиҳалашда коноиднинг узунаси бўйлаб узатиш нисбатини ўзгариш қонунига эга бўлиш керак

$$U_{12}=f(x) \qquad (6.23)$$

Вариаторнинг ишлашида битта тасмадан фойдаланилгани сабабли, каноидларни турли қирқмалари диаметрларининг

йиғиндиси ўзгармас катталик бўлиб, у берилиши керак. Каноидларни турли қирқимларидаги диаметрларини қуйидагича ҳисоблаш мумкин:

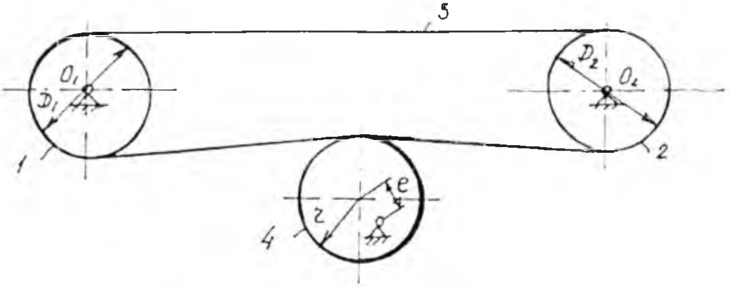
$$U_{12} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$d_1 + d_2 = c \qquad (6.24)$$

Зарур бўлганда тасма қалинлиги ва сирпаниш коэффициенти ҳисобга олинади.

6.2.4. Ўзгарувчан узатиш нисбатли тасмали узатмалар

Тасмали узатмаларда асосан етакловчи ва етакланувчи шкивлар ўзгармас бурчак тезлик билан ҳаракатланади. Бунда тасманинг таранглиги (тортувчи ва тортилувчи тармоқлари) ўзгармас, деб қаралади. Лекин кўп ҳолларда, жумладан, тақсимлагичларда, толали маҳсулотларнинг тозалагичларида, кон-металлургия машиналарида ишчи органлар ўзгарувчан тезликка эга бўлиши мақсадга мувофиқдир. Бундай ҳаракатларни таъминлаш учун проф. А. Жўраев томонидан ўзгарувчан узатиш нисбатли тасмали узатмалар таклиф қилинади. 6.9-шаклда таранглаш ғилдираги эксцентрик жойлашган тасмали узатма келтирилган.



6.9-шакл. Ўзгарувчан узатиш нисбатли тасмали узатма.

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Д_2}{Д_1(1-\xi)} \qquad (6.25)$$

бу ерда, *Д1*, *Д2* — етакловчи *1* ва етакланувчи *2* шкивларининг диаметри;

ξ — тасманинг нисбий сирпаниши.

Маълумки

$$\xi = \frac{S_1 - S_2}{EF}; \qquad S_1 - S_2 = S_0\left(e^{\mu\beta} - 1\right) \qquad (6.26)$$

бу ерда, S_1, S_2 ξ— тасманинг етакловчи ва етакланувчи тармоқлари таранглиги; E — тасманинг эластик модули; F — тасманинг кўндаланг кесим юзаси; S_1 — тасманинг дастлабки таранглиги; μ - ишқаланиш коэффициенти; β - тасманинг сирпаниш ёйи.

Қутб координатасида таранглик шкиви айланаси учун:

$$\rho^2 - 2\rho e\cos(\varphi_p - \varphi_0) + e^2 = r^2 \qquad (6.27)$$

бу ерда, r — радиус-вектор; e — эксцентриситет масофаси; r — шкив 3 нинг радиуси; φ_p, φ_0 – қутб бурчаги ва унинг бошланғич қиймати.

(6.27) нинг r га нисбатан ечиб, $\varphi_0=0$ деб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\rho = e\cos\varphi_p + \sqrt{r^2 - e^2\sin^2\varphi_p} \qquad (6.28)$$

Ушбу узатмада дастлабки таранглик:

$$S = S_y + (\rho - r)k \qquad (6.29)$$

бу ерда, S_y — белгиланган дастлабки таранглик; k — тасма таранглигини ҳисобга олувчи коэффициент.

(6.28), (6.29) ларни ҳисобга олсак:

$$\xi = \frac{\left[\left(e\cos\varphi_p + \sqrt{r^2 e^2\sin^2\varphi_p} - r\right)k + S_y\right]\left(e^{\mu\beta} - 1\right)}{EF} \qquad (6.30)$$

Таранглаш ғилдирагининг қутб бурчаги

$$\varphi_p = arctg\frac{r\sin\varphi_r}{e + r\cos\varphi_r} \qquad (6.31)$$

бу ерда, φ_r – таранглаш роликини айлана ўқига нисбатан бурилиш бурчаги.

Агарда тасма ролик бўйлаб сирпанмайди десак:

$$\varphi_r \cdot r = \varphi_1 R_1; \qquad \varphi_p = arctg\frac{r\sin\frac{R_1}{r}\varphi_1}{e + r\cos\frac{R_1}{r}\varphi_1} \qquad (6.32)$$

Тегишли мулоҳаза ва ҳисоблашлардан сўнг, қуйидаги ифодани оламиз:

$$U_{12} = EF \Big/ \left\{ EF - \left(e^{\mu\beta} - 1\right)\left(e\cos\left(arctg\frac{r\sin\varphi_1}{e + r\cos\varphi_1}\right) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \sqrt{r^2 - e^2\sin^2\left(arctg\frac{r\sin\varphi_1}{e + r\cos\varphi_1}\right)} - r \right)k + S_y \right\} \qquad (6.33)$$

Лекин $U_{12} = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{\dot\varphi_1}{\dot\varphi_2}$; $\qquad \dot\varphi_2 = \dot\varphi_1 U_{12}$ бўлгани учун:

$$\dot\varphi_{12} = \frac{\dot\varphi_1}{EF}\left\{ EF - \left(e^{\mu\beta} - 1\right)\left[S_y + e\cos\left(arctg\frac{r\sin\varphi_1}{e + r\cos\varphi_1}\right) + \right.\right.$$

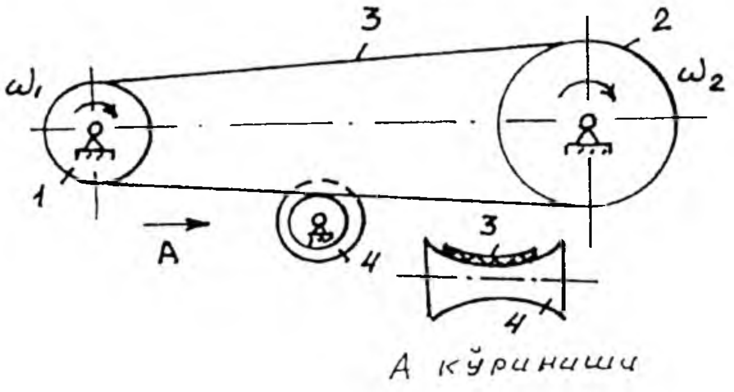
$$\left.\left. + \sqrt{r^2 - e^2\sin^2\left(arctg\frac{r\sin\varphi_1}{e + r\cos\varphi_1}\right)} - r \right)k \right]\right\} \qquad (6.34)$$

(6.34) формула чиқувчи шкивни бурчак тезлигини ифодалайди. Ундан вақт бўйича ҳосила олиб бурчак тезланишни ифодаловчи формулани аниқлашимиз мумкин.

6.2.6. Тасмани шкивлардан чиқиб кетишини чекловчи таранглаш мосламаси

Ясси тасмали узатмаларда кўп ҳолларда тасма шкивларидан чиқиб кетиш ҳодисаси бўлиб туради. Бунинг асосий сабабларидан бири шкивларнинг ўқларининг ўзаро параллелиги бузилганлигидадир.

Шкивларнинг ўқлари ўзаро параллел бўлмаса, тасма шкивлар билан тортилган юзаларида уни чиқариб юборувчи кучлар ҳосил бўлади. Бу кучларнинг қиймати нопараллеллик ортиши билан кўпаяди. 6.10-шаклда ўқлари ўзаро параллел бўлмаган тасмали узатмада тасманинг чиқиб кетишини чеклайдиган махсус мослама — ботиқ эгри профилли таранглаш роликли узатма схемаси келтирилган.



6.10-шакл. Ботиқ эгри профилли таранглаш ролиги бўлган ўқлари ўзаро параллел бўлмаган тасмали узатма схемаси: (1,2 —кириш ва чиқиш шкивлари; 3 — тасма; 4 — таранглаш ролиги).

Ушбу таранглаш мосламасини асосан катта масофаларга ҳаракатни узатувчи тасмали узатмаларда, конвейерларда ишлатиш жуда қўл келади.

6.2.7. Тасмали узатмалар механизмларининг афзаллик ва камчиликлари

Тасмали узатмалар қатор афзалликларга эга:

а) Конструкцияси содда, ишлатиш қулай ва ишончли;

б) Текис ва шовқинсиз ишлайди;

в) Тасмани қайишқоқ хусусияти ва ортиқча юклашда шкивга нисбатан сирпаниши натижасида ишдан чиқишидан муҳофазалаш ва бошқалар.

Шу билан бирга тасмали узатмалар камчиликлардан холи эмас:

а) Тасманинг сирпаниши натижасида узатиш нисбати ўзгарувчан;

б) Юритувчи тасмалар тезда ейилади;

в) Юритманинг ўлчами катта ва бошқалар.

6.3. ФРИКЦИОН ВА ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Фрикцион ва тасмали узатмалар асосан ишқаланиш кучи ҳисобига ишлагани учун қатор эксплуатацион талаблар қўйилади. Бу талабларнинг асосийлари: керакли узатиш нисбатини таъминлаш, кам едирилиши, қизиб кетмаслиги, шовқин чиқармаслиги кабилардир.

Умуман, фрикцион ва тасмали механизмлар катта тезликларда қўлланилмайди. Сўнгги вақтларда уларни эксплуатацион талабларини таъминлаш мақсадида ғилдираклари сунъий пластик материаллардан тайёрлаб қўлланмоқда.

Ушбу механизмларнинг ичида тасмали узатмалар жуда кенг тарқалгандир. Бу узатмаларнинг афзалликлари: соддалиги, ҳаракатни узоқ масофага узата олиши, шовқин ва титрашларни камайтириш қобилияти кабилардир. Асосий муаммолардан бири тасманинг ишлаш муддатини оширишдан иборатдир. Бунинг учун янги материаллар ишлаб чиқиш, узатма конструкциясига тегишли ўзгартиришлар киритиш мақсадга мувофиқдир.

Кейинги ечилиши керак бўлган масалалардан бири тасмали узатма узатиш нисбатини таъминлаш ва бошқариш услубларини ишлаб чиқишдан иборатдир. Назарий томондан тасмали механизмларни ҳисоблашда, тегишли геометрик ва кинематик параметрларини асослашда қатор камчиликларга йўл қўйилади. Жумладан:

а) тасманинг огирлиги (массаси) шкивларга нисбатан енгил бўлганлиги учун ҳисобга олинмайди;

б) кўп ҳолларда тасма билан шкивлар орасидаги сирпаниш эътиборга олинмайди;

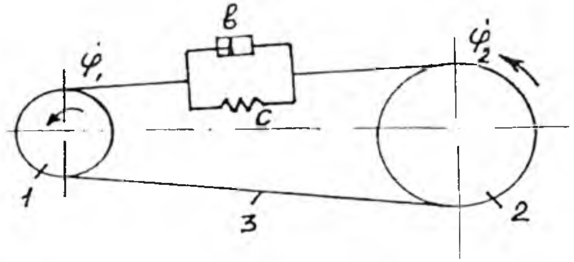
в) тасманинг узатиш моменти қуйидагича олинади:

$$M = b(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) + C(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2)$$

бу ерда, c, b — тасманинг бикрлик ва диссипация коэффициентлари;

U_{i6} — узатиш нисбати; φ_1, φ_2 — шкивларни айланиш бурчаклари.

6.11-шаклда узатмани динамик модели кўрсатилган. Бу ҳисоб формуласида тасмали узатмани узатиш нисбатини ўзгариши инобатга олинмаган. Шу билан бирга ишқаланиш юзасининг ўзгариши ҳам ҳисобга олинмаган. Шунинг учун олинган натижалар аниқ эмас.



6.11-шакл. Тасмали узатмани динамик модели: (1,2 — кириш ва чиқиш шкивлари; 3 — тасма).

Бу йўналишда янги назарий ва амалий ёндашувларни топиш керак бўлади.

6.4. «АЙЛАНМА ҲАРАКАТНИ УЗАТУВЧИ МЕХАНИЗМЛАР. ФРИКЦИОН ВА ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН САВОЛЛАР

1. Айланма ҳаракатни узатувчи механизмларни таърифлаб беринг. Уларнинг классификациясини изоҳланг.
2. Узатмани узатиш нисбати, деб нимага айтилади? Мисоллар келтиринг.
3. Вариаторлар қандай ишлайди? Уларнинг созлаш диапазони қандай аниқланади?
4. Фрикцион механизмлар қандай афзаллик ва камчиликларга эга?
5. Қандай тасмали узатмаларни турларини биласиз?
6. Тасмали узатмаларни кинематик параметрлари ҳақида маълумот беринг.
7. Ўзгарувчан узатиш нисбали тасмали узатма кинематик таҳлилини кўрсатиб беринг.
8. Қандай қилиб тасмани шкивдан чиқиб кетишини чеклаш мумкин?

7-БОБ. ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

Тишли механизмлар бир-бири билан олий, таянч билан эса айланма ёки илгариланма кинематик жуфтлар ҳосил қилувчи тишли ғилидираклардан ёки уларнинг сегментларидан иборат бўлади.

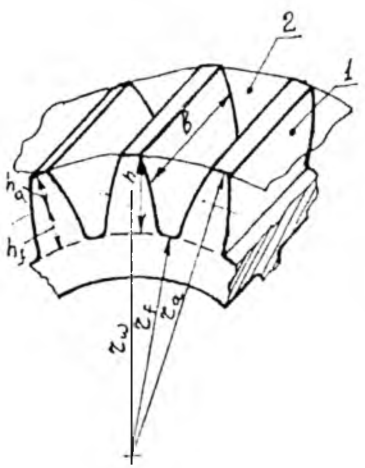
Тишли узатмалар техникада кенг тарқалган бўлиб, кўп ҳолларда юргизувчидан ишчи машинага ёки машинани бир қисмидан иккинчисига айланма ҳаракат ва буровчи моментни узатиш учун қўлланилади. **Тишли механизмлар** шунингдек, техник масалаларни тўғридан-тўғри ечишда ҳам қўлланилади. Масалан, доира шаклидаги трикотаж машиналарида инни ҳалқа ҳосил қилувчи қисмга узатишда, ёғ насосларида ҳайдаладиган ёғ босимини оширишда ишлатилади. Тишли ғилдираклар бўртган тишлардан ва уларнинг орасидаги чуқурчалардан иборат. Улар биргаликда тишнинг чамбари (тожи), деб аталади. Иккита тишли ғилдирак илашма ҳосил қилади. Бунда битта ғилдиракнинг тиши иккинчи ғилдиракнинг икки тишининг орасига (чуқурлигига) кириб ён томонлари билан таъсир қилади ва уни айлантиради. 7.1-шаклда тишларнинг ён томонлари ва уларнинг бош, оёқ қисмларидан ўтувчи цилиндрик юзалар кўрсатилган. Агарда тишни ҳосил қилувчи цилиндрларнинг радиуслари чексизликка интилса, ғилдирак тўғри чизиқли тишли рейкага айланади.

7.1. ТИШЛИ ИЛАШМАНИНГ АСОСИЙ ҚОНУНИ. ВИЛЛИС ТЕОРЕМАСИ

Тасмали узатмани конструктив ўзгартириш йўли билан тишни ҳосил бўлиш ғоясини тушунтириш мумкин. Ингичка

ип шаклидаги тасмадан иборат, нисбий сирпаниши бўлмаган идеал кесишиб ўтувчи тасмали узатма берилган (7.2-шакл). Юқорида таъкидланганидек, шкивга нисбатан тасманинг нуқталари эволвента траекторияларини ҳосил қилади. *3*-тасмада (7.2-шакл) *K* нуқтани танлаймиз ва унинг нисбий ҳаракатдаги траекториясини дастлаб *1*-шкивга, сўнг *2*-шкивга нисбатан чизамиз. Натижада $Э_1$ ва $Э_2$ доира эволвенталари ҳосил бўлади. $Э_1$ эволвентани *1*-шкив билан, $Э_2$ эволвентани *2*-шкив билан қаттиқ боглаймиз. $Э_1$ ва $Э_2$ эволвенталарни металлдан тайёрланган ва бир-бирига тегиб турувчи тишларнинг ён томонлари, деб фараз қилайлик.

Агар *3*-тасмани ташлаб юбориб, *1*-тишли ғилдиракни ҳаракатлантирсак, $Э_1$ эволвентали тиш $Э_2$ эволвентали тишга таъсир қилиб, *2*-ғилдиракни айлантиради. Ҳосил бўлган тишли узатма кинематик жиҳатдан кесишиб ўтувчи тасмали узатмага эквивалент бўлади.



7.1.-шакл. Тишли ғилдиракнинг тишли тожи.
(1-тиш, 2-чуқирча)

7.2-шаклдан тасмани илгариланма ҳаракатида N_1 ва N_2 нуқталарнинг тезликлари бир-бирига тенг бўлади.

$$V_{N1} = V_{N2} \qquad (7.1)$$

$V_{N1}=\omega_1 r_{B1}$, $V_{N2}=\omega_2 r_{B2}$ назарга олинса, (7.1.) ифода қуйидагича бўлади:

$$\omega_1 r_{B1}=\omega_2 r_{B2} \qquad (7.2)$$

ёки

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{B2}}{r_{B1}} \qquad (7.3)$$

бу ерда, V_{N1} ва V_{N2} – N_1 ва N_2 нуқталарнинг чизиқли тезликлари;

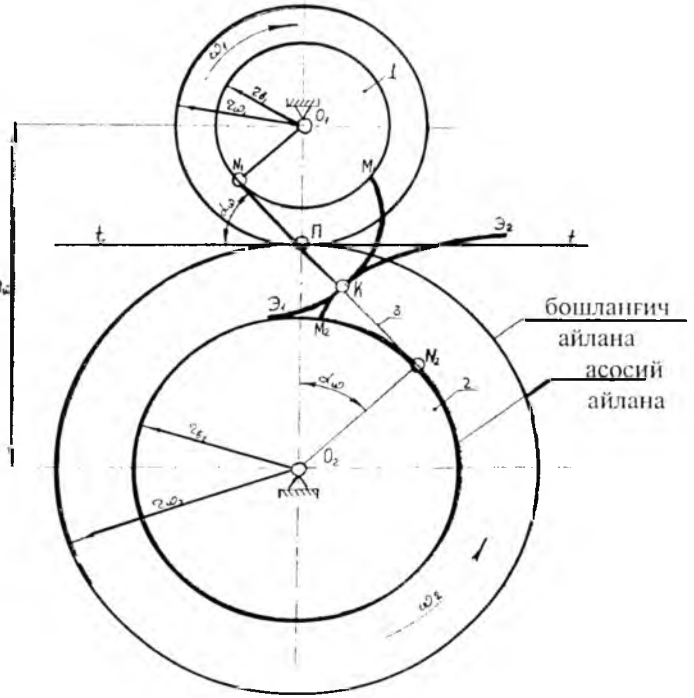
ω_1 ва ω_2 – *1* ва *2* ғилдиракларнинг бурчак тезликлари;

r_{B1} ва r_{B2} – тишли ғилдиракларнинг асосий айланалари радиуслари (тасмали узатма шкивларининг радиуслари).

$Э_1$ ва $Э_2$ профилларини бир-бирига тегиб турувчи *K* нуқтаси доимо эволвенталарнинг умумий N_1N_2 нормал чизиғида ётади.

7.2-шаклдан бир-бирига ўхшаш $O_1ПN_1$ ва $O_2ПN_2$ учбурчакларнинг томонларининг пропорциясидан:

$$\frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2П}{O_1П} \qquad (7.4)$$



7.2-шакл. Тасмали узатмани тишли механизмга айлантириш схемаси.

бу ерда, $O_2N_2=r_{B2}$, $O_1N_1=r_{B1}$

Бунда,
$$\frac{r_{B2}}{r_{B1}} = \frac{O_2П}{O_1П} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \qquad (7.4)$$

Агарда $O_1П$ ва $O_2П$ кесмалари ўзгармаса, яъни $П$ нуқтани O_1O_2 марказлар чизиғидаги ҳолати ўзгармаса, U_{12} узатиш нисбати ҳам ўзгармайди. Шундай қилиб **илашишнинг асосий қонуни ёки Виллис теоремаси,** деб аталувчи тишли узатма-

нинг асосий хусусиятларидан бири аниқланди. Бу теорема (қонун) қуйидагича таърифланади:

«Тишли узатманинг узатиш нисбати ўзгармас бўлиши учун икки тишнинг тегиб турувчи нуқтасидан ўтган нормал доимо *П* нуқтадан ўтиб, марказлар оралиғини ғилдиракларнинг бурчак тезликлари нисбатига тескари пропорционал тарзда бўлиши керак».

П нуқта илашиш нуқтаси, r_{B1} ва r_{B2} радиусли айланалар **асосий айланалар,** деб аталади. Илашишнинг асосий қонуни талабларини турли шаклдаги жуфт эгри чизиқлар қониқтиради. 1764 йилда улуг математик олим Л.Эйлер таклиф қилган эволвентали илашиш амалда кўпроқ қўлланилмоқда. Шунингдек, циклоидали, айлана бўйлаб винтли (Новиков илашмаси) ва бошқа илашмалар ҳам қўлланилмоқда.

Илашишнинг асосий қонунига бўйсинувчи ва $U_{12}=const$ таъминловчи тишларнинг профили **туташувчи профиллар,** деб аталади. Мисолда келтирилган тишларнинг $Э_1$ ва $Э_2$ эволвента профиллари туташувчи профиллар ҳисобланади.

Узатиш нисбатини доимийлигини таъминлаш тишли узатмаларнинг асосий афзаллигидир.

7.2. ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Турли мезонлардан фойдаланиб, масалан, бўғинларнинг нисбий ҳаракатига, тишли ғилдиракларнинг ва тишларнинг шаклига, тишларнинг тегиб турувчи элементлари характерига, ғилдиракларнинг айланувчи ўқлари жойлашишига ва бошқа аломатларига қараб, элементар тишли механизмларни гуруҳларга ажратиш мумкин.

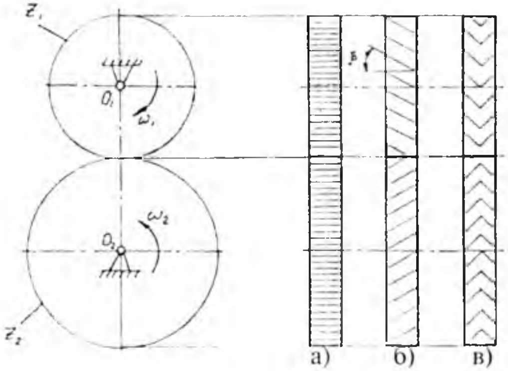
Ғилдиракларнинг нисбий ҳаракатига қараб тишли механизмлар текис ва фазовий турларга бўлинади.

Тишли механизмлар доира ва доирасиз шаклдаги ғилдираклардан иборат бўлиши мумкин. Техникада доира шаклидаги тишли ғилдираклар кўпроқ қўлланилади. Думалоқ бўлмаган (масалан, эллипс) тишли ғилдираклар махсус ҳолларда қўлланиши мумкин. Бу механизмларда узатиш нисбати ўзгарувчан бўлади. Шунингдек, думалоқ, лекин айланиш ўқи геометрик ўқидан силжиган иккита бир хил тишли ғилдираклар ҳосил қилган механизмда ҳам узатиш нисбати ўзгарувчан бўлади.

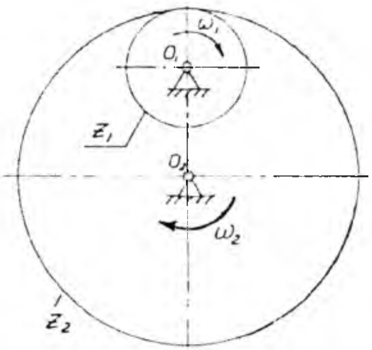
Олий жуфт элементига қараб тишли механизмларнинг тишлари нуқта ёки чизиқ орқали туташиши мумкин. Бунда олий жуфт элементи нуқта ёки чизиқ бўлади. Туташишнинг иккала тури афзаллик ва камчиликларга эга. Чизиқли туташишда босим кучининг чизиқ бўйлаб тақсимланиши натижасида олий жуфтда солиштирма босим камаяди, аммо бунда тишлар профилининг аниқлиги юқори бўлиши керак, акс ҳолда ортиқча боғланишлар ҳосил бўлади. Нуқта орқали туташишда тишларнинг туташувчи қисмида солиштирма босим катта бўлади, лекин тишли узатмада ортиқча боғланиш бўлмайди. Амалда икки тишнинг туташиш нуқтаси ёки чизиғи бўғинларнинг қайишқоқ деформацияси натижасида тишли туташиш догига (юзача) ёки йўл-йўл юзага айланади. Айланиш ўқларини нисбий жойланишига қараб тишли механизмлар цилиндрсимон, конуссимон ва гиперболоидли турларга бўлинади. Ғилдиракларнинг айланиш ўқлари параллел бўлганда цилиндрсимон, тик бўлганда конуссимон ва айқашли жойлашганда гиперболоид узатмалар қўлланилади. Дастлаб цилиндрсимон тишли механизмларни кўрамиз.

7.3. ТЕКИС ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР. ЦИЛИНДРСИМОН ТИШЛИ УЗАТМАЛАР

Цилиндрсимон тишли механизмлар гилдиракларнинг айланиш ўқлари параллел жойлашганда қўлланилади.



7.3-шакл. Цилиндрсимон ташқи илашишли тишли механизмлар: (а —тўғри тишли; б —оғма тишли; в — шевронли; β —винт чизиғини кўтарилиш бурчаги).



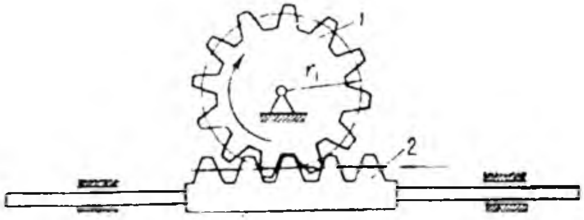
7.4.-шакл. Ички илашишли цилиндрсимон тишли механизм.

Улар ташқи, ички ва рейкали илашишли турларга бўлинади.

Тишларнинг жойлашишига қараб тўғри, оғма винтли ва шевронли тишли ғилдираклар қўлланилади. 7.3- шаклда тўғри (7.3а-шакл), оғма (7.3б-шакл) ва шевронли (7.4в-шакл) ташқи илашишли цилиндрсимон узатмалар кўрсатилган. 7.4-шаклда цилиндрсимон ички илашишли узатма келтирилган.

Ташқи илашишли тишли узатмаларда ғилдираклар қарама-қарши томонга, ички илашишлида эса бир томонга ҳаракатланади.

7.5-шаклда цилиндрсимон узатмани хусусий ҳоли, рейкали тишли механизм келтирилган. Бу механизмда тишли гилдирак айланма, рейка илгариланма ҳаракатланади.



7.5-шакл. Рейкали узатма.

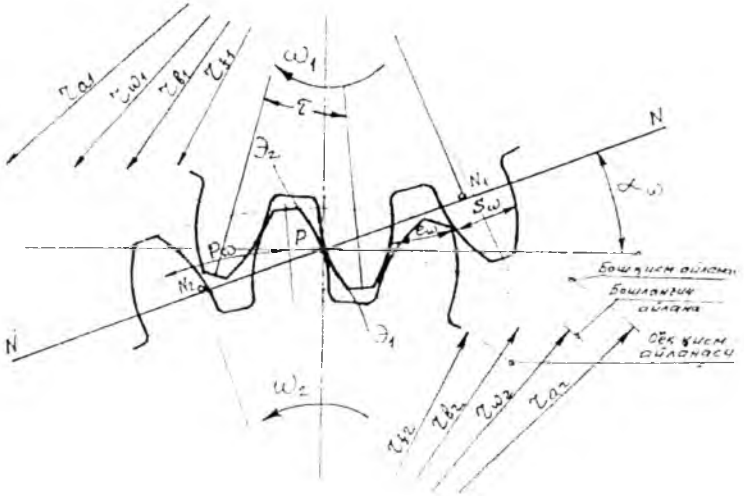
Тишли механизмларда тишлар сони кам бўлган ғилдирак шестерня, кўп тишли ғилдирак эса ғилдирак, деб аталади.

7.3.1. Тишли илашишнинг асосий элементлари. Илашиш модули ва қадами ҳақида тушунча

Илашишдаги иккита цилиндрсимон ғилдиракларнинг илашиш тасвирини кўрайлик (7.6-шакл).

Тишли ғилдиракларнинг бошланғич айланалари тушунчасини киритамиз.

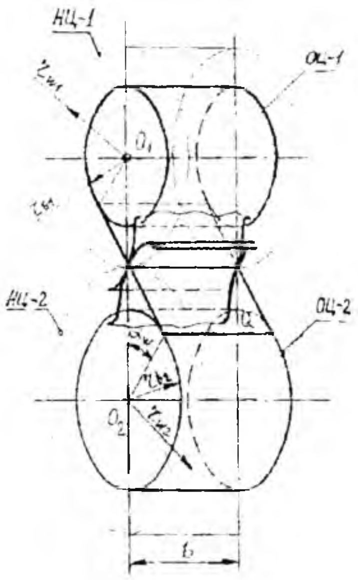
Иккита илашувчи ғилдиракнинг **бошланғич айланалари деганда** бир-бирига нисбатан сирпанмай думалайдиган иккита айланалар тасаввур қилинади. Шундай қилиб, бошланғич айланалар тишли айланаларнинг нисбий ҳаракатидаги **центроидалар** ҳисобланади. Асосий айланалардаги каби, бошланғич айланаларда тишли ғилдиракларнинг нисбий ҳаракатидаги **аксоидалар** ҳисобланувчи цилиндрларни кўриш мумкин (7.7-шакл НЦ-1 биринчи ғилдиракнинг, НЦ-2 иккинчи ғилдиракнинг бошлангич айланалари). Тишлар ва тишли ғилдиракларнинг бошлангич айланалар билан боғлиқ бўлган ҳамма ўлчамлари халқаро шартномаларга асосан "*w*" индекси билан белгиланади.



7.6-шакл. Тишли илашиш тасвири

7.6-шаклда кўрсатилган бошқа айланалар учун тегишли индекслар кўрсатилган. Масалан, **"*a*" индекси бош қисм айланаларда, "*f*" — оёқ қисми айланаларда, "*в*"— асосий айланаларда қўлланилади**.

Юқоридагиларга **асосланиб, бошланғич айланаларнинг радиуслари r_w, тишнинг бош ва оёқ қисми айланалари радиуслари r_a, ва r_f, асосий айланалар $r_в$ ҳарфлари билан белгиланади.**



7.7-шакл. Тўғри тишли цилиндрсимон илашишнинг фазовий схемаси.

Бошланғич айланалар иккита тишли ғилдиракларнинг илашишида ҳосил бўлади. Битта тишли ғилдирак бошланғич айланага эга бўлмайди. P_w — илашиш қадами муҳим тушунчалардан бири ҳисобланади. **Иккита тишнинг бир тоифадаги ён томоилари орасидаги айлана бўйлаб масофа илашиш қадами ҳисобланади.** Илашишдаги иккита ғилдиракнинг бошланғич айланадаги қадами бир хил бўлиши керак, акс ҳолда битта гилдиракнинг тиши иккинчи ғилдиракнинг тишлари орасига сиғмаслиги мумкин.

Иккита илашувчи тишли ғилдиракларнинг бошланғич айланалари узунликлари ифодасини топамиз (7.6-шакл).

$$P_{\omega} Z_1 = 2\pi r_{\omega 1} \quad (7.5)$$

$$P_{\omega} Z_2 = 2\pi r_{\omega 2} \quad (7.6)$$

бу ерда P_w — илашиш қадами;

Z_1 ва Z_2 — ғилдиракларнинг тишлари сони;

r_{w1} ва r_{w2} — тишли ғилдиракларнинг бошланғич айланалари радиуслари.

(7.5) ва (7.6) тенгламалардан:

$$\frac{r_{\omega_1}}{r_{\omega_2}} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (7.6a)$$

(7.5) ва (7.6) лардан фойдаланиб илашиш қадамини ҳисоблаш мумкин.

Илашиш назариясида илашиш қадами билан бирга **бурчак қадами** тушунчаси ҳам қўлланилади. **P_w қадам ёйини ўз ичига олган марказий бурчак бурчак қадами деб аталади.**

Бурчак қадами ва ёй қадами қуйидагича боғланган:

$$P_\omega = \tau\, r_\omega \tag{7.7}$$

бу ерда, τ — илашишнинг бурчак қадами;

r_ω — бошланғич айлана радиуси.

Ғилдиракнинг бурчак қадамини ёйилган *2П* бурчаги тишларининг сонига бўлиб топиш мумкин. **Илашиш қадами S_w тишнинг қалинлиги ва икки тишнинг e_ω оралиғи йиғиндисига тенг.**

$$P_\omega = S_\omega + e_\omega \tag{7.8}$$

бу ерда S_ω ва e_ω - бошлангич айланаларда ётувчи ўлчамлардир.

Механик қайта ишланган ғилдиракда S_ω тишнинг қалинлиги икки тишнинг e_ω оралигига тенг ва натижада тишни иккита тишнинг оралиғига кириши таъминланади. Тишли гилдиракни қадами 7.7-шаклда тасвирланган айланаларнинг хоҳлаганида ўлчаниши мумкин. Бунда қадам илашувчи иккита ғилдираклар учун бир хилда бўлмайди. Шу сабабли ғилдиракнинг ўлчамларини аниқлаш учун асосий ҳисобланган айлана киритилади. Бундай айлана ғилдиракнинг **бўлувчи айланаси,** деб аталади. Бўлувчи айлана бўлувчи цилиндрнинг асоси ҳисобланади.

Тишларни қирқишда бўлувчи айлана бошланғич айлананинг вазифасини бажариши кейинроқ кўрсатилади. Бўлувчи айланада тиш қирқувчи асбобнинг ҳамма ўлчамлари тамғалангандек бўлади. Масалан, тишли ғилдиракни бўлувчи айлана бўйлаб қадами қирқувчи асбобнинг қадамига тенг бўлади. Бўлувчи айлана ҳар бир тишли ғилдиракда бўлади. Бу айланага боғлиқ ҳамма ўлчамлар индексга эга эмас. Тишли ғилдиракнинг қадамидан асосий параметр сифатида фойдаланиб, ғилдиракнинг ҳамма ўлчамларини аниқлашнинг аналитик боғланишлар системасини тузиш мумкин. Аммо қадамли системани иррационаллиги амалда ноқулайликлар яратгани учун модул системаси билан алмаштирилди. Модул системасида асосий параметр сифатида тишли ғилдиракнинг миллиметрда ўлчанадиган рационал қийматли модулидан фойдаланилади. Ҳар бир гилдиракни тайёрлашда унинг модули кўрсатилади. Ғилдиракнинг модули доимо қирқувчи асбобни модулига тенг.

Бўлувчи айлана узунлигини аниқлаш ифодасини тузамиз:

$$PZ = 2\Pi r \qquad (7.9)$$

бу ерда, P — бўлувчи айлана бўйлаб қадам;

Z — ғилдиракнинг тишлари сони;

r — тишли ғилдирак бўлувчи айланасининг радиуси.

Бўлувчи айлананинг радиуси қуйидагича аниқланади:

$$r = \frac{PZ}{\pi 2} \qquad (7.10)$$

(7.10) ифодада $\frac{P}{\pi} = m$ белгилаймиз ва $r = m\frac{Z}{2}$ (7.11)

бу ерда, ***m* — илашиш модули.**

Тишли ғилдиракнинг бўлувчи айлана бўйлаб қадами ва модули қуйидагича боғланган.

$$P = \pi m \qquad (7.12)$$

(7.11) дан тишли ғилдиракнинг геометрик моҳиятини аниқлаш мумкин.

$$m = \frac{2r}{Z} \qquad (7.13)$$

Тишли ғилдиракнинг модули бўлувчи айлана диаметрининг битта тишга тўғри келадиган узунлигидир.

Модулнинг қиймати стандартлашган. Муҳандислик ҳисобларида тишли ғилдиракнинг модули мустаҳкамликка ҳисоблашдан аниқланади ва стандарт бўйича яқинроқ қиймати қабул қилинади. Тишли ғилдиракнинг модулини ихтиёрий қийматини қабул қилиш мумкин эмас.

7.3.2. Илашувчи цилиндрсимон ғилдиракларнинг узатиш нисбати

Маълумки, жуфт ғилдиракларнинг бурчак тезликлари нисбати узатиш нисбати дейилади. Цилиндрсимон фрикцион узатмани узатиш нисбат формуласини келтириб чиқарган эдик.

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm\frac{r_2}{r_1} \qquad (7.14)$$

бу ерда, r_1 – биринчи фрикцион радиуси;

r_2 – иккинчи фрикцион радиуси.

(7.14) ифодани келтириб чиқаришда фрикцион цилиндрлар нисбий сирпанмай бир-бирига нисбатан

думалайди, деб тахмин қилинган эди. Худди шунга ўхшаш илашишда бўлган иккита ғилдирак учун узатиш нисбати ифодасини тузиш мумкин:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm\frac{r_{\omega_2}}{r_{\omega_1}} \tag{7.15}$$

бу ерда, $r_{\omega 1}$ ва $r_{\omega 2}$ тишли ғилдиракларнинг бир-бирига нисбатан сирпанмай думалайдиган бошлангич айланаларнинг радиуслари.

(7.6а) ифодани назарга олиб узатиш нисбати тишлар сони орқали ифодаланиши мумкин:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm\frac{r_{\omega_2}}{r_{\omega_1}} = \pm\frac{Z_2}{Z_1} \tag{7.16}$$

Мусбат ишора ғилдираклар бир томонга, манфий ишора қарама-қарши томонга айланганда қабул қилинади. Узатиш нисбати билан бирга **узатиш сони** ҳам ишлатилади. **Узатиш сони деганда катта ғилдирак тишларининг сонини кичик ғилдиракнинг (шестернянинг) тишлар сонига нисбатига айтилади.**

7.3.3. Кўп бўғинли тишли механизмларнинг кинематик таҳлили

Тишли илашишлардан икки турдаги кўп бўғинли тишли механизмларни тузиш мумкин: поғонали ва қаторли. 7.8-шаклда икки поғонали тишли механизм тасвирланган. Тишли илашма ҳосил қилувчи Z_1 ва Z_2, Z_3 ва Z_4 тишли ғилдираклар битта кўп бўғинли механизмга бирлаштирилган. Кўп бўғинли тишли механизмни узатиш нисбатини аниқлаймиз.

Узатиш нисбати таърифидан:

$$U_{1-4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} \tag{7.17}$$

ифоданинг суръат ва маҳражини ω_2 га бўламиз.

$$U_{1-4} = \frac{\omega_1}{\omega_2}\frac{\omega_2}{\omega_4}$$

$\omega_2 = \omega_3$ бўлгани учун:

$$U_{1-4} = \frac{\omega_1}{\omega_2}\frac{\omega_3}{\omega_4} = U_{12} \cdot U_{34} \qquad (7.18)$$

Кўп бўғинли тишли механизмнинг узатиш нисбати унинг таркибидаги тишли илашмаларни узатиш нисбатларини ишоралари билан кўпайтмасига тенг. (7.18) га узатиш нисбати қийматларини қўйсак:

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}, \quad U_{34} = -\frac{Z_4}{Z_3} \quad U_{14} = U_{12} U_{34} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} \qquad (7.19)$$

келиб чиқади.

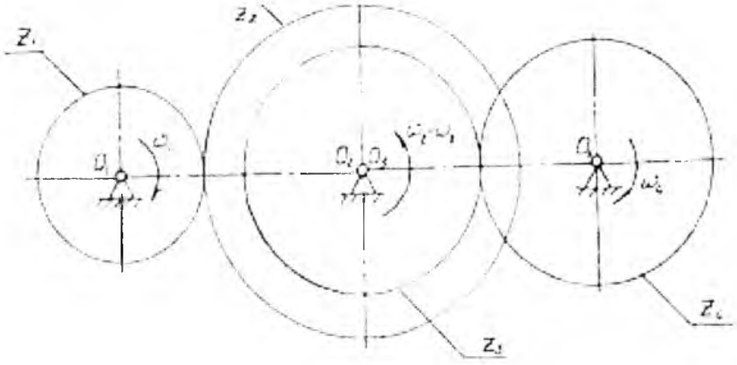
1-мисол. Агарда $Z_1=18$, $Z_2=54$, $Z_3=20$, $Z_4=20$, $n_1=1200$ айл/мин бўлса, 7.8-шаклда тасвирланган узатмани узатиш нисбати ва 4 тишли ғилдиракнинг айланиш частотаси аниқлансин.

Механизм узатиш нисбати аниқланади:

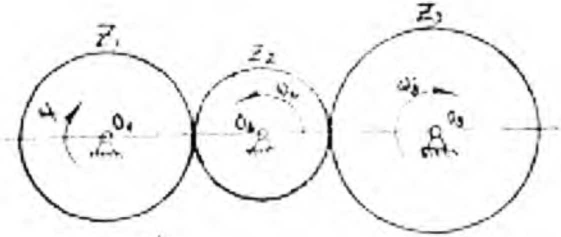
$$U_{14} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{54 \cdot 20}{18 \cdot 20} = \frac{1080}{360} = 3 \qquad (7.20)$$

n_4 қуйидагича топилади.

$$U_{14} = \frac{n_1}{n_4} \qquad \text{бу ердан } n_4 = \frac{n_1}{U_{14}} = \frac{1200}{3} = 400\frac{\text{айл}}{\text{мин}}$$



7.8-шакл. Поғонали тишли узатма.



7.9-шакл. Қаторли тишли узатма.

n_1 ва n_4 ни ишораларини бир хиллиги, бу ғилдиракларнинг ҳаракат йўналиши бир томонга эканлигини кўрсатади.

Қаторли кўп бўғинли кетма-кет боғланган Z_1 Z_2 ва Z_3 ғилдираклардан иборат тишли механизм 7.9-шаклда тасвирланган.

Қаторли тишли механизмни узатиш нисбати чиқувчи ғилдиракнинг тишлари сонини кирувчи ғилдиракнинг тишлари сонига нисбати билан аниқланар экан. Оралиқдаги ғилдираклар қанча бўлишига қарамасдан, узатиш нисбатининг қийматига таъсир қилмай, фақат чиқувчи ғилдиракнинг айланиш йўналишини ўзгартириши мумкин. Қаторли узатмалар катта узатиш нисбатини таъминлай олмайди. Узатиш нисбати юқори бўлиши учун поғонали тишли узатмаларни қўллаш керак.

7.3.4. Эволвентали илашиш назарияси асослари

Замонавий машинасозликда қатор афзалликларга эга бўлган эволвентали илашиш алоҳида ўринни эгаллайди. Эволвентали илашишда тиш профилининг асосий қисми **доира эволвентасидан** иборат. Эволвентали илашиш назариясининг асосий ҳолатларини тўғри тишли ташқи илашишли цилиндрсимон узатма мисолида кўриб чиқамиз.

7.3.4.1. Доира эволвентаси, унинг хусусияти ва тенгламалари

Қўзғалмас айланада тўғри чизиқни сирпанмай думалашида унинг нуқтаси чизган эгри чизиқ доира эволвентаси, деб аталади. Думаловчи чизиқни ҳосил қилувчи чизиқ, қўзғал-

мас айлана **эволюта ёки асосий айлана,** деб аталади (7.10-шакл).

Эволвентанинг қурилишидан келиб чиқадиган баъзи хоссаларини эслатиб ўтамиз:

1. Доира эволвентаси иккита тармоққа эга;

2. Асосий айлананинг ёйлари билан ҳосил қилувчи чизиқнинг кесмалари орасида қуйидаги богланишлар мавжуд

$$\begin{aligned} \cup B_0B_1 &= A_1B_1 \\ \cup B_0B_2 &= A_2B_2 \\ \cup B_0B_3 &= A_3B_3 \quad \text{ва ҳ.к.,} \end{aligned} \qquad (7.21)$$

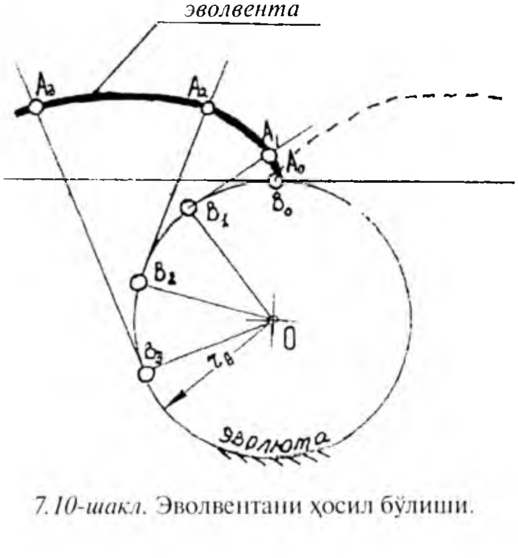
3. Эволвентани хоҳлаган нуқтасининг нормали эволвентага уринма ҳисобланади;

4. A_1B_1, A_2B_2 ва ҳ.к. нормаларнинг кесмалари эволвентанинг A_1, A_2... ва ҳ.к. нуқталарини эгрилик радиуслари ҳисобланади.

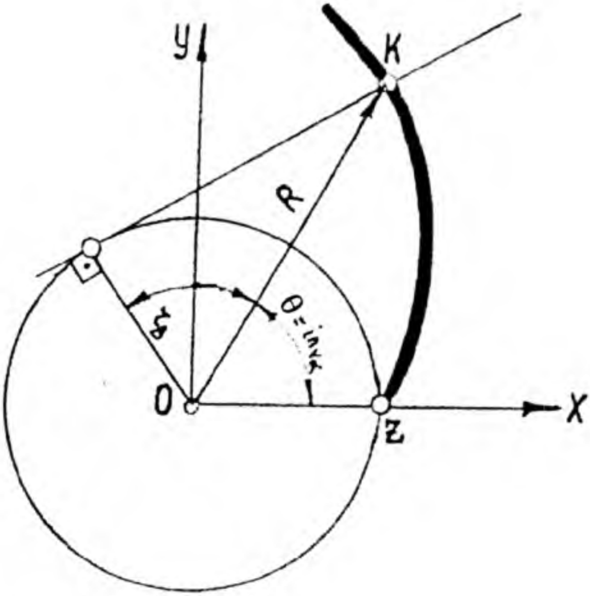
5. Эволюта эволвентанинг эгрилик марказларини геометрик ўрни (B_1, B_2, B_3 ва ҳ.к. нуқталари) ҳисобланади.

7.11-шаклдан фойдаланиб, эволвентанинг параметрик тенгламасини келтириб чиқарамиз: ΔOMK дан эволвентани радиус-векторини аниқлаймиз:

$$R = \frac{r_b}{\cos\alpha} \qquad (7.22)$$



7.10-шакл. Эволвентани ҳосил бўлиши.



7.11-шакл. Эволвента тенгламасини чиқариш схемаси.

бу ерда, R — эволвентанинг радиус-вектори;

r_b — асосий айлананинг радиуси.

Эволвентанинг икки хусусиятидан фойдаланиб,

$$\smile MZ = MK \qquad (7.23)$$

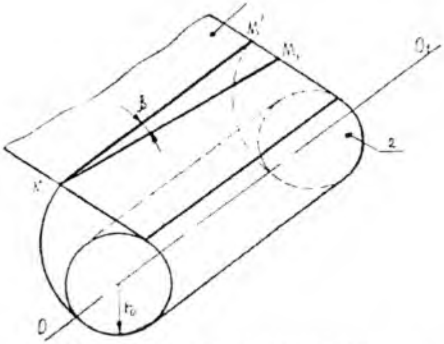
$\smile MZ=r_b(\alpha+\theta)$ ва $MK=r_b tg\alpha$ инобатга олиб (7.23) ни қуйидаги кўринишга келтириш мумкин.

$$r_b(a+\theta) = r_b tg\alpha$$

Соддалаштирилгандан сўнг эволвентани қутб бурчаги келиб чиқади.

$$\theta=tg\alpha - \alpha \qquad (7.24)$$

$tg\alpha$-α=$inv\alpha$ ифодани эволвента функцияси ёки α бурчагининг инволютаси деб аталади. (7.24) дан α бурчагининг инволютаси θ бурчагига тенгдир. Инволютани аниқлаш учун тегишли жадваллар ишлаб чиқилган. (7.24) ифодада α ва θ бурчаклари радиан ўлчамларига эга. Эволвентали тишни ён томонини ҳосил бўлишини қуйидагича кўз олдимизга келтиришимиз мумкин (7.12-шакл): ҳосил қилувчи асосий *2* цилиндрга тегувчи текислик сирпанмай цилиндрда думаласин.



7.12-шакл. Цилиндрсимон ғилдирак тишларини ён юзасини ҳосил бўлиш схемаси.

Текисликни думалашида асосий цилиндр ўқига параллел *ММ* чизиқ тўғри тишнинг ён томонини, асосий цилиндр ўқига параллел бўлмаган MM_1 чизиқ эгри тишнинг ён томонини ҳосил қилади. Бунда *ММ* ва MM_1 чизиқларида ётувчи нуқталар доира эволвентасини чизади. Юқоридагилардан эволвентали тишнинг ён томонини тўғри чизиқли қиркувчи асбоб ёрдамида тайёрлаш имкониятлари борлиги келиб чиқади. Бу эса эволвентали илашишни муҳим хусусиятларидан бири ҳисобланади.

7.3.4.2. Эволвентали профилларининг туташишда (ёндашишда) бўлиши

Тишларнинг туташувчи профиллари узатиш нисбатининг доимийлигини, $U_{-12}=const$ **таъминлайди.** Эволвентали профилларнинг туташишда бўлишини исботлаймиз. 7.13-шаклда эволвентали профиллар $Э_1$ ва $Э_2$ ҳарфлари билан белгиланган.

Маълумки, (7.3) дан: $U_{12} = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{r_{b_2}}{r_{b_1}}$.

Илашманинг ишлаш жараёнида асосий айланаларнинг r_{b1}, r_{b2} радиусларини ва *NN* нормалнинг ҳолатини ўзгармаслиги эволвентали илашишда узатиш нисбатини ҳар доим ўзгармас сақлашга имконият беради. Шунинг учун:

$$U_{12} = \frac{r_{b_2}}{r_{b_1}} = const$$

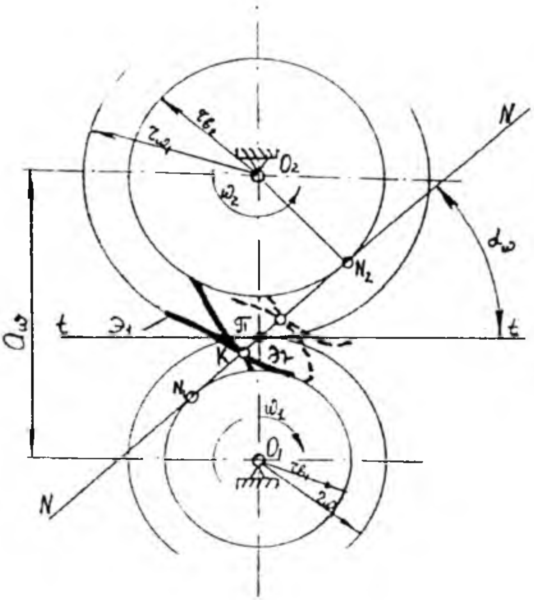
Чунки $r_{b1}=const$, $r_{b2}=const$.

Эволвентали илашишнинг яна битта ажойиб хусусиятини айтиб ўтиш лозим: тишли узатмани a_w марказлари оралиғи бироз ўзгарганда унинг узатиш нисбати ўзгармайди. a_w нинг узатиш нисбати (7.3) ифодасига кирмаслиги бунинг исботи ҳисобланади.

7.3.4.3. Илашиш чизиғи ва бурчаги

Иккита туташувчи **тишлар профилларининг тегиб турувчи нуқталарининг геометрик ўрни илашиш чизиғи,** деб аталади.

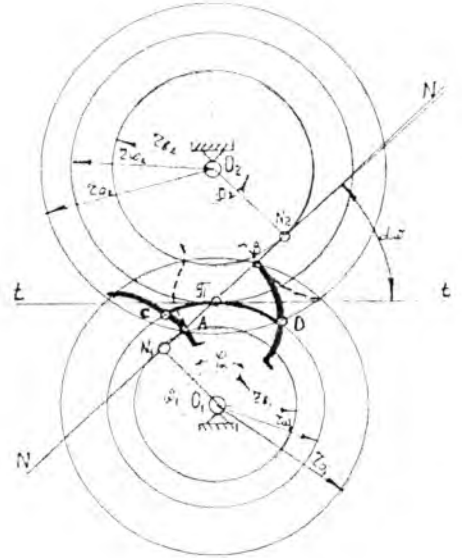
Эволвентали узатмада илашиш чизиғи *NN* умумий нормал бўйлаб йўналган (7.13-шакл). Ҳақиқатан, агарда иккита эволвентали тишларни тегиб турган ихтиёрий нуқтасидан нормал ўтказилса, эволвентанинг *3*-хусусиятига асосан, у иккала асосий айланаларга уринма бўлиб, *NN* умумий нормалга мос келади. Шундай қилиб, илашиш чизиги умумий *NN* нормал ҳисобланади.



7.13-шакл. Цилиндрсимон тишли ғилдираклар эволвентали профилларининг туташиши.

7.13-шаклда туташувчи $Э_1$ ва $Э_2$ эволвента профилларининг иккита ҳолати кўрсатилган. Иккала ҳолда ҳам тишларнинг тегиб турувчи K нуқтаси NN нормалда жойлашган. Илашиш чизиғи тўғри чизиқдан иборат бўлгани учун унинг афзаллиги ҳисобланиб, бир тишнинг иккинчи тишга босим кучи йўналиши ўзгармаслигини сақлайди.

Илашишнинг баъзи турларида, масалан, циклоидали илашишда, илашиш чизиғи эгри чизиқдир. Илашиш чизигида O_1 ва O_2 нуқталаридан туширилган тик чизиқларнинг NN билан кесишган N_1 ва N_2 нуқталари орасидаги қисми **назарий илашиш чизиғи** ҳисобланади. Тишлар бош қисмининг айланаларини NN нормал билан кесишган AB қисми **ҳақиқий ёки амалий илашиш чизиғи,** деб аталади (7.14-шакл). Иккита тиш A нуқтада илашишга кирса, B нуқтада илашишдан чиқади. Агар иккита тишнинг бир-бирига тегиши N_1N_2 назарий илашиш чизиғидан ташқарида бўлса, **тишларнинг интерференцияси**, яъни бир жойда бирданига иккита ғилдиракларнинг тишлари пайдо бўлганда содир бўлади. Бу мумкин эмас.



7.14-шакл. Илашиш чизиғи ва бурчагини тушунтириш схемаси.

Илашиш чизиғи билан бошланғич айланаларга ўтказилган умумий t-t уринма орасидаги **бурчак илашиш бурчаги,** деб аталади. Умуман олганда, илашиш бурчагининг қийматини тегишли формуладан келтириб чиқариш мумкин. Хусусий ҳолда нормал ғилдираклар илашганда **илашиш бурчаги** $\boldsymbol{20^0}$ **тенг.**

7.3.4.4. Илашиш ёйи ва қопланиш коэффициенти

Нуқтани бошланғич айлана бўйлаб илашиш вақтида босиб ўтган йўли CD **илашиш ёйи дейилади**. 7.14-шаклда илашиш ёйи биринчи ғилдирак учун кўрсатилган.

Илашиш ёйининг илашиш қадамига нисбати **қопланиш коэффициенти,** деб аталади.

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{CD}{P_{\omega}} \tag{7.25}$$

Бу ерда, ε_a - қопланиш коэффициенти; CD - илашиш ёйи; P_ω - илашиш қадами.

(7.25.) га илашиш ёйи $CD=\varphi_a r_\omega$ ва илашиш қадами $P_\omega = \tau r_\omega$ қийматларини қўйсак:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{CD}{P_{\omega}} = \frac{\varphi_{\alpha} r_{\omega}}{\tau r_{\omega}} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau} \tag{7.25а}$$

бу ерда, φ_a — қопланиш бурчаги ёки илашиш ёйини қамровчи марказий бурчак;

τ — илашишнинг бурчак қадами.

Тишли илашмани текис ва узлуксиз ишлаши учун қопланиш коэффициентининг қиймати бирдан катта бўлиши керак. Бунда илашиш ёйи илашиш қадамидан катта бўлиб, биринчи жуфтлик илашишдан чиқмасдан иккинчи жуфтлик илашишга киради. Агар бу шарт бажарилмаса, қопланиш коэффициенти бирдан кичик бўлиб, навбатдаги жуфт тишлар зарба билан илашишга киради ва узатманинг ишлаш шароити ёмонлашади. Шунинг учун $\varepsilon_a \geq 1,05$ шарти бажарилиши лозим. (7.25) ва (7.25 а) ифодалардан қопланиш коэффициентини аниқлашда чизмадан илашиш чизиғини ёки қопланиш бурчаги қийматини ўлчашга тўғри келади ва бу баъзи хатоларга олиб келиши мумкин. Қопланиш коэффициентини аниқ ҳисоблаш учун аналитик ифодалар қўлланилади. Шулардан бири қуйида келтирилган:

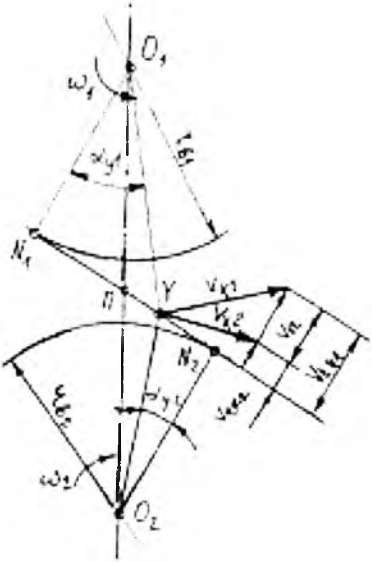
$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{B1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{B2}^2} - a_{\omega} \sin \alpha_{\omega}}{\pi m \cos \alpha_{\omega}} \tag{7.26}$$

бу ерда, r_{a1} ва r_{a2} — тишнинг бош қисми айланаларининг радиуслари;

$r_{в1}$ ва $r_{в2}$ — асосий айланаларининг радиуслари;
a_ω — узатманинг марказлари оралиғи;
a_ω — илашиш бурчаги;
m — илашиш модули.

7.3.4.5. Солиштирма сирпаниш

Тишли илашманинг олий жуфтида тишлар бир-бирига нисбатан думалаб сирпанади. Тишларнинг сирпаниши ишчи юзаларни ейилишига олиб келади. Тишларнинг сирпаниш даражаси сирпаниш тезлигини унинг тангенциал ташкил этувчисига нисбати билан ифодаланадиган солиштирма сирпаниш орқали аниқланади (7.15-шакл).



7.15.-шакл. Тишларнинг сирпаниши.

$$\lambda_1 = \frac{V_{12}}{Vtk_1} \qquad (7.27)$$

$$\lambda_2 = \frac{V_{12}}{Vtk_2} \qquad (7.28)$$

бу ерда, λ_1 ва λ_2 - ғилдиракларнинг солиштирма сирпаниш коэффициентлари;

$V_{12}=(V_{tk1}-V_{tk2})$ — сирпаниш тезлиги;

V_{tk1}-V_{k1}— тезликининг тангенциал ташкил этувчиси;

V_{tk2}-V_{k2} — тезликининг тангенциал ташкил этувчиси.

Тишлар илашиш қутбида туташганда солиштирма сирпаниш бўлмайди ва ундан узоқлашган сари ортиб боради. Шунинг учун тишларнинг ён томони бир хилда ейилмайди; бунда тишнинг бош қисми оёқ қисмига нисбатан кўпроқ ейилади.

Солиштирма сирпаниш қопланиш коэффициентига ўхшаш тишли **узатманинг сифат кўрсаткичига** киради. Улар орқали лойиҳалаш жараёнида тишли узатманинг текис ва шовқин-

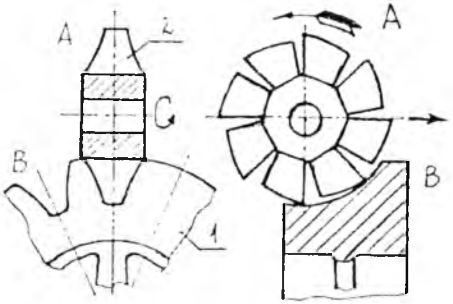
сиз юришини, ейилишга чидамлилигини ва мустаҳкамлигини баҳолаш мумкин. Тишли узатманинг сифат кўрсаткичига **тишнинг эгилишга мустаҳкамлиги ва геометриясининг туташишдаги кучланишга таъсирини белгилайдиган солиштирма босимини баҳоловчи тиш шаклининг коэффициенти ҳам киритилиши мумкин.**

7.3.5. Тишли ғилдиракларни тайёрлаш усуллари

Тишли ғилдираклар икки хил усулда тайёрланишини кўриб чиқайлик.

1. Нусхалаш усули. 2. Думалатиш усули.

Нусхалаш усулида қирқилганда қирқувчи асбобнинг ва тишли ғилдиракнинг ботиқ қисмини профиллари бир хилда бўлади. 7.16-шаклда тишларни дискли фрезада қирқиш усули кўрсатилган. Қирқувчи асбобнинг бир марта юришида битта ботиқлик (чўнқирлик) қирқилади, сўнгра андоза қадам бурчагига бурилиб, қирқиш яна такрорланади. Нусхалаш усулида қирқишнинг унумдорлиги паст бўлиб, уни бажариш учун турли қирқувчи асбоблар талаб қилинади.



7.16.-шакл. Нусхалаш усули билан тишли ғилдиракларни тайёрлаш.

Думалатиш усулидан фойдаланилганда қирқувчи асбоб сифатида тўғри чизиқли қирқадан иборат рейкали асбоб, искана ёки червякли фрезалар қўлланади. 7.17-шаклда тишли ғилдиракни думалатиш усулида қирқишни рейкали асбоби ва андозаси (тайёрлагич) кўрсатилган.

Рейкали асбобнинг нормал қирқимидаги контури дастлабки (асос қилиб олинган) стандарт контури ҳисобланади. Дастлабки контурни ён томони билан тишнинг ботиқлик қисми ўқи орасидаги бурчак, рейка профилининг бурчаги, 20^0 қабул қилинади.

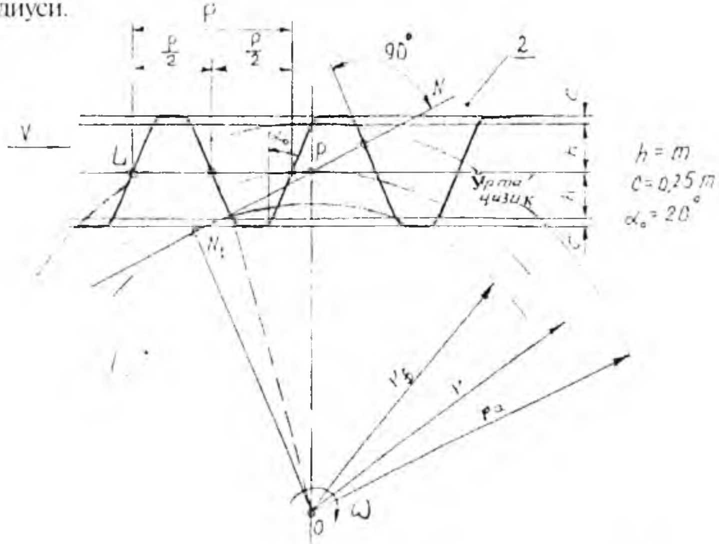
Рейка тишининг баландлигини тенг қисмга ажратувчи чизиқ **бўлувчи, ўртача ёки модул чизиғи,** деб аталади. Бу чизиқда тишнинг қалинлиги икки тишнинг оралиғига (ботиқлигига) тенгдир.

Рейкали асбобнинг ён қирралари ўткир бўлиб, **қирқувчи қирра,** деб аталади.

Тишни қирқишда андоза (тайёрлагич) ва рейканинг нисбий ҳаракати тишли ғилдиракнинг рейка билан илашишига ухшайди. Рейка қўшимча қирқиладиган ғилдирак ўқи бўйлаб илгарилама-қайтма қирқувчи ҳаракатда бўлади. Ҳар бир ҳаракатда рейка металл қатламини қирқиб, аста-секин тишнинг контури ҳосил бўлади (7.18). Рейкани V тезлиги ва ғилдиракнинг ω бурчак тезлиги қуйидагига боғланган:

$$V = \omega \; r \qquad (7.29)$$

бу ерда, r — қирқиладиган ғилдиракнинг бўлувчи айланаси радиуси.



7.17-шакл. Тишли ғилдиракларни қирқиш жараёнида рейка ва тайёрлагич: (1 — заготовка; 2 — рейкали асбоб ёки кескич).

Бўлувчи айлана рейканинг бошланғич чизиғига урунма бўлиб, сирпанмасдан думалайди. Тишли ғилдиракни қирқишда бўлувчи айлана юқорида таъкидлангандек, бошланғич айлана ҳисобланади.

Бўлувчи айлананинг радиуси фақат қирқиш жараёнини кинематик параметрларига боғлиқ.

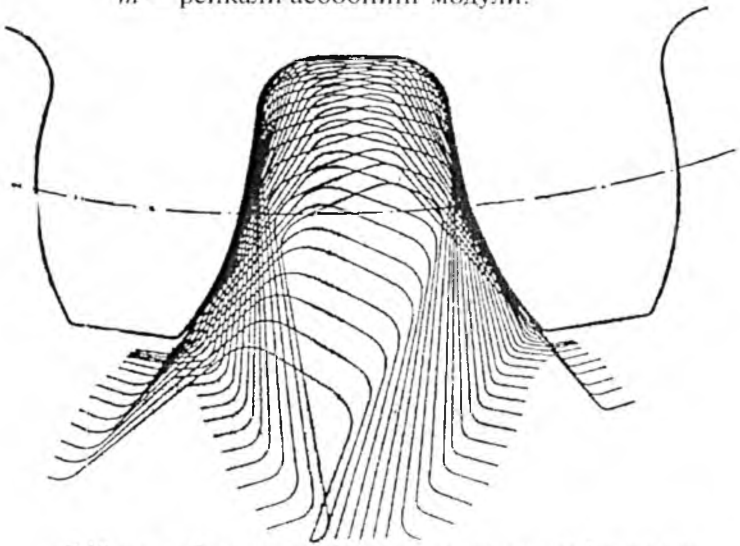
$$r = \frac{v}{\omega} \qquad (7.30)$$

Тишли ғилдиракни қирқишда рейкали асбобни тайёрлагич марказига яқинроқ ёки ундан узоқроқ жойлаштириш мумкин. **Асбобни турли ҳолда жойлаштиришни силжитиш деб аталади.** Силжитишда бўлувчи айланани радиуси ўзгармай, унга уринма бўлган рейка чизиғининг ҳолати ўзгаради.

Қирқувчи асбобни абсолют ва нисбий силжитиш бирбиридан фарқ қилиб, қуйидагича боғланган:

$$X = x \cdot m \qquad (7.31)$$

бу ерда, X — рейкали асбобнинг абсолют силжиши;
x — нисбий силжиш;
m — рейкали асбобнинг модули.



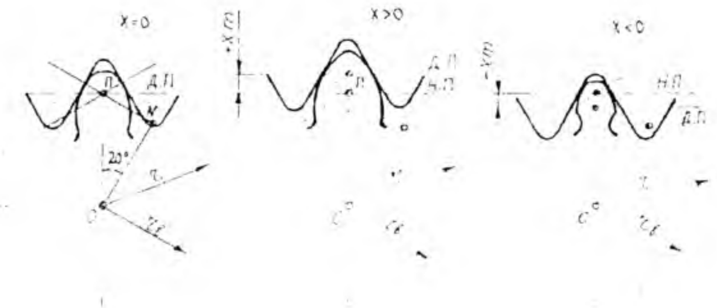
7.18-шакл. Думалатиш усулида эволвента профилининг ҳосил бўлиши.

Рейкали асбобни силжитишнинг миқдорига ва йўналишига қараб модули, тишлар сони, бўлувчи ва асосий айланаларининг радиуслари ўзгармаган турли эволвента профиллик тишли ғилдиракларни қирқиш мумкин. Профилларнинг

фарқи шундан иборатки, улар битта эволвентанинг турли қисмларидан ҳосил бўлган.

Рейкали асбобни силжитишнинг йўналишига қараб учта турдаги: нолли, мусбат ва манфий ғилдиракларни қирқиш мумкин (7.19-шакл). Улар билан танишайлик:

1. Ғилдиракни қирқишда рейкали асбоб андозага (заготовка ёки хомаки буюм) нисбатан силжитилмаган, яъни нисбий **силжиш** $x=0$ (7.19а-шаклда). Бунда рейкани бўлувчи (модул) чизиғи бошланғич чизиқ вазифасини бажариб бўлувчи айланада думалайди ва натижада, нолли ёки нормал ғилдирак қирқилади. Нормал гилдиракнинг бўлувчи айланаси бўйлаб қалинлиги икки тишнинг оралиғига (бўтиқлигига) тенг. Нолли ғилдираклар техникада кенг қўлланилади ва улардан иборат бўлган узатма **нолли ёки нормал узатма,** деб аталади.



а) б) в)

7.19-шакл. Рейкали асбобни сижитиб тишли ғилдиракларни қирқиш (а — нолли ғилдиракни қирқиш; б — мусбат ғилдиракни қирқиш; в — манфий ғилдиракни қирқиш; ДП — бўлувчи чизиқ; НП — рейканинг бошланғич чизиғи).

2. Рейкали асбоб қирқиладиган гилдиракнинг марказидан силжитилган, яъни нисбий **силжиш** $x>0$ (7.19б-шакл). Бунда гилдиракнинг бўлувчи айланасида бўлувчи чизиқ ўрнига рейка тишининг бош қисмига яқин бошланғич чизиқ думалайди ва натижада **мусбат ғилдирак** қирқилади. Мусбат ғилдирак тишининг бўлувчи айлана бўйлаб қалинлиги катта бўлиб, мустаҳкамлиги ошади.

3 Рейкали асбоб қирқиладиган ғилдиракни марказига қараб силжитилган, яъни нисбий **силжиш** $x<0$ (7.19в-шакл). Бу ҳолда **манфий ғилдирак** қирқилади. Қирқиладиган ғилдиракнинг бўлувчи айланасида рейканинг оёқ қисмига яқин бўлган бошланғич чизиқ думалайди. Манфий ғилдирак тишининг бўлувчи айлана бўйлаб қалинлиги икки тиш оралиғидан кичик бўлгани учун тишнинг **мустаҳкамлиги камаяди.** Қирқувчи асбобни силжитиб қирқилган тишли ғилдираклар **коррекцияланган,** яъни баъзи кўрсаткичлари яхшиланган дейилади. Коррекцияланган узатмалар коррекцияланган ғилдираклардан ёки нолли ва коррекцияланган гилдираклардан иборат бўлади. Коррекцияланган узатмалар тишли илашишнинг умумий ҳолидир. Нолли ғилдираклардан ташкил топган узатма унинг хусусий ҳоли ҳисобланади.

7.3.6. Коррекцияланган (тузатилган) тишли узатмалар

Тишли узатмаларни коррекциялаш уларнинг сифат кўрсаткичларини тартибга солувчи янги восита ҳисобланади. Коррекция воситасида қуйидаги масалаларни хал қилиш мумкин.

1 Оёқлари қирқилмаган тишли гилдиракларни лойиҳалаш;

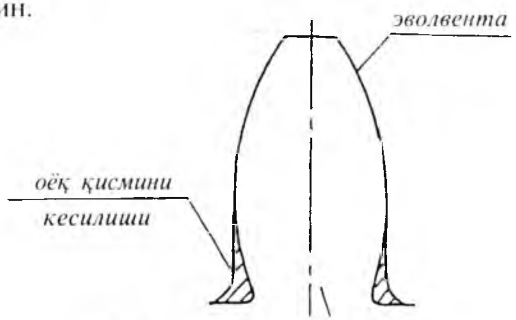
2 Берилган сифат кўрсаткичларига — талаб қилинган қопланиш коэффициентига, солиштирма сирпанишга, тишнинг шаклига эга бўлган тишли узатмани лойиҳалаш;

3 Берилган марказлараро масофага жойлашувчи тишли узатмани лойиҳалаш ва бошқалар.

7.3.6.1. Тиш оёқларининг кесилиши

Кам тишли ғилдиракларни думалатиш усулида ясашда тишни **қирқувчи асбоб бош қисми тиш оёғининг бир қисмини "кесиб" кетиши** мумкин (7.20-шакл). Оёғи қирқилган тишнинг хавфли қирқимини мустаҳкамлиги камаяди. Тиш оёғининг қирқилиши рейкали асбоб баландлик чизиғини илашиш чизиги билан назарий илашиш чизиғидан ташқарида кесишиши натижасида содир бўлади. Бу ҳодиса, юқорида таъкидланганидек, тишларнинг **интерференциясига,** яъни

қирқилаётган ғилдирак ва рейка тишларининг баъзи элементларини бир жойда бўлишига олиб келади. Тиш оёқларини кесилмаслик шартини кўриб чиқамиз. Энг чекка ҳолда рейка чўққисининг чизиғи илашиш чизиғини N_l нуқтада кесиб ўтсин (7.21-шакл), яъни амалда илашиш N_l нуқтадан бошлансин.



7.20-шакл. Оёғи кесилган тиш.

Тўғри бурчакли *АТО* уч бурчагидан:

$$OT = ON_l \cos 20^0 \qquad (7.32)$$

бу ерда,

$$OT = r + xm - m = mz/2 + xm - m \qquad (7.33)$$

$$ON_l = OP \cos 20^0 = mz/2 \cos 20^0 \qquad (7.34)$$

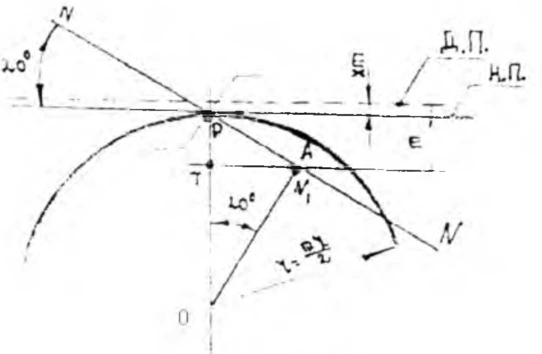
(7.33) ва (7.34) ни (7.32) қўйиб ўзгартиришлардан сўнг, қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$X = \frac{(17 - Z)}{17} \qquad (7.35)$$

(7.35) дан **тишлар сони *17* дан кам бўлмаган нолли ғилдиракларнинг "кесилиш"сиз (*Z=17* бўлганда, *x=0*) қирқиш мумкин, деган хулоса келиб чиқади.** Агар қирқиладиган ғилдиракларнинг тишлар сони *17* дан кам бўлганда, нисбий силжиши (7.35) формуладан аниқлаб, асбобни мусбат силжитиши қўлланилади.

7.3.6.2. Қирқиладиган ғилдирак тишининг ўткирлашиши

Рейкали асбобнинг мусбат силжитишини $x = x_{max}$ га оширилса **тишнинг учи ўткир бўлади,** яъни тишнинг чап ва ўнг эволвента профиллари тишни бош қисми айланаси билан чегараланган доира ичида кесишади.



7.21-шакл. Тиш оёғи кесилишини йўқотиш формуласини келтириб чиқариш схемаси.

Кам тишли шестерняларда тишнинг учи ўткир бўлиш хавфи кўпроқ. Тиш учининг синмаслиги учун бош қисм айланаси радиусини камайтириш ва рейкали асбобнинг нисбий силжишини тиш бош қисми қалинлигини олдиндан берилган қийматидан кам бўлмаслигини таъминлашни

$$S_a \geq 0,25\, m \qquad (7.36)$$

назарга олиб, қабул қилиш керак.

7.3.6.3. Рейкали асбобни силжитиш коэффициентини танлаш ҳақида

Тишли узатмаларни лойиҳалашда қирқувчи асбоб — рейка силжишини танлаш керак. Тишлар сони Z_1 ва Z_2 бўлган тишли ғилдиракларнинг x_1 ва x_2 нисбий силжишларини танлашда лойиҳаланадиган узатманинг сифат кўрсаткичлари юқори бўлишига эътибор бериш керак. Рейка силжишини самарали ва кўзга кўринарли усули қуршовчи контур усулидир. **Қуршовчи контурлар** Z_1 ва Z_2 тишли ғилдиракларнинг турли қийматлари учун ишлаб чиқилади. Улар x_1 ва x_2 координаталарида қурилган эгри чизиқлар тўпламидир. Қуршовчи контурдаги (7.22-шакл) эгри чизиқлар тишларни "кесилиши" ва ўткир бўлмаслиги ҳамда қопланиш коэффициентини рухсат этилган қийматини таъминлаш мақсадида рейканинг x_1 ва x_2 нисбий силжишларини рухсат этилган қийматлари ётувчи юзасини чеклайди. Қуршовчи кон-

турда узатманинг режалаштирилган характеристикали нуқтасини танлаб, нисбий x_1 ва x_2 силжишларни нуқтанинг координатаси сифатида аниқлаш мумкин.

7.3.6.4. Коррекцияланган тишли узатмани лойиҳалаш

Тишларни қирқишда фақат коррекция усули билан ечиладиган цилиндрик тишли узатмаларнинг синтези масаласини кўриб чиқамиз.

Синтезнинг қуйидаги кирувчи параметрлари берилган бўлсин:

1. Илашиш модули m (мм);
2. Узатиш нисбати U_{12};
3. Кичик ғилдиракнинг Z_1 тишлар сони;
4. Марказлар оралиғи a_w (мм).

Берилган U_{12} узатиш нисбатида, a_w марказлар оралиғига жойлашадиган, маъқул бўлган қопланиш коэффициентини таъминлайдиган, "кесилишдан" ва тишларнинг ўткир бўлишидан кафолатланган тишли узатмани лойиҳалаш керак.

Ғилдираклар профил бурчаги $\alpha = 20^0$ бўлган рейкали асбоб билан қирқилади. Тишли ғилдиракларнинг ўлчамларини — синтезнинг чиқувчи параметрларини қуйидаги тартибда: дастлаб рейкали асбобни силжишига боғлиқ бўлмаган, сўнгра рейкали асбобни силжишига боғлиқ бўлган ўлчамларни аниқлаймиз. Тишли ғилдираклар бошланғич айланалари радиусларини аниқлаймиз.

$$r_{\omega 1} + r_{\omega 2} = a_{\omega} \qquad (7.37)$$

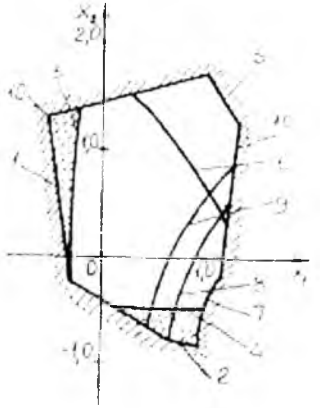
7.23-шаклда:

$$|U_{12}| = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} \qquad (7.38)$$

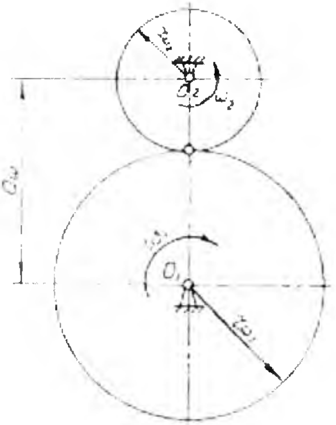
Бу тенгламаларни **бошланғич айланаларнинг** радиусларига нисбатан ечамиз:

$$r_{\omega_1} = \frac{a_{\omega}}{1 + U_{12}} \qquad (7.39)$$

$$r_{\omega_2} = \frac{a_{\omega}}{1 + U_{21}} \qquad (7.40)$$



7.22-шакл. Ташқи цилиндрсимон илашманинг қуршовчи контури.



7.23-шакл. Бошланғич айланалар радиусларини аниқлаш схемаси.

Бўлувчи айланаларнинг радиуслари қуйидагича аниқланади:

$$r_1 = \frac{mZ_1}{2} \tag{7.41}$$

$$r_2 = \frac{mZ_2}{2} \tag{7.42}$$

Асосий айланаларнинг радиусларини аниқлаш 7.19а-шаклдаги ОПN учбурчагидан топилади:

$$r_{B_1} = r_1 \cos 20^0 = \left(\frac{mZ_1}{2}\right)\cos 20^0 \tag{7.43}$$

$$r_{B_2} = r_2 \cos 20^0 = \left(\frac{mZ_2}{2}\right)\cos 20^0 \tag{7.44}$$

Юқорида кўрилган айланаларнинг радиусларига рейкали асбобнинг силжиши таъсир қилмаслигини ўқувчиларга яна таъкидлаш лозимдир.

Бошланғич айлана бўйлаб илашиш қадамини аниқлашда (7.6а) ва (7.6б) формулалардан фойдаланиб, иккита бошланғич айланалар узунлигининг йиғиндисини тузиш мумкин.

$$P_\omega(Z_1 + Z_2) = 2\pi(r_{\omega1} + r_{\omega2}) = 2\pi a_\omega \qquad (7.45)$$

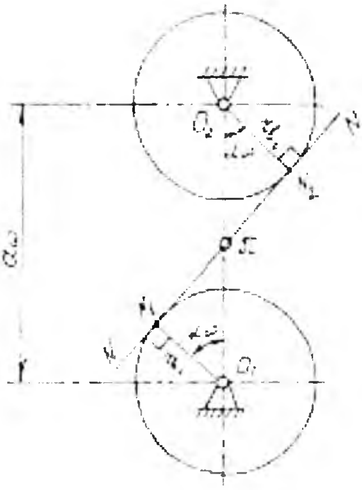
(7.45)дан илашиш қадами аниқланади.

$$P_\omega = \frac{2\pi a_\omega}{Z_1 + Z_2} \qquad (7.46)$$

Коррекцияланган узатманинг илашиш бурчаги 7.24-шаклдан:

$$\cos\alpha_\omega = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{a_\omega} = \frac{\left(\frac{mZ_1}{2}\right) + \left(\frac{mZ_2}{2}\right)}{a_\omega}\cos 20^0 = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2a_\omega}\cos 20^0$$

(7.47)



7.24-*шакл.* Илашиш бурчагини аниқлаш схемаси.

Коррекцияланган узатмани α_ω илашиш бурчаги 20^0 дан фарқ қилади.

Рейкали асбобнинг x_1 ва x_2 нисбий силжишларини қуршовчи контурларидан аниқлаш қулай, аммо қуйида рейканинг силжишини аналитик усулини таништириб ўтамиз. Иккала ғилдиракларни қирқишда рейкали асбобни силжишларининг йиғиндисини қуйидаги формуладан аниқлаш мумкин.

$$X_\Sigma = x_1 + x_2 = (inv\alpha_\omega - inv20^0)(Z_1 + Z_2)/2tg20^0 \qquad (7.48)$$

бу ерда, $inv\alpha_1 = tg\alpha_1 - \alpha_1$ яни-α_1 ёки α_2 бурчакларини инволютаси.

Силжишнинг йиғиндисини қирқиладиган иккита ғилдиракларга тақсимлаш керак. Агар кичик ғилдиракнинг тишлар сони *17* дан кам бўлса, оёқ қисмини кесилмаслигини таъминлаш учун нисбий силжиш (7.45) формуладан ҳисобланади.

$$X_1=(17-Z_1)/17$$

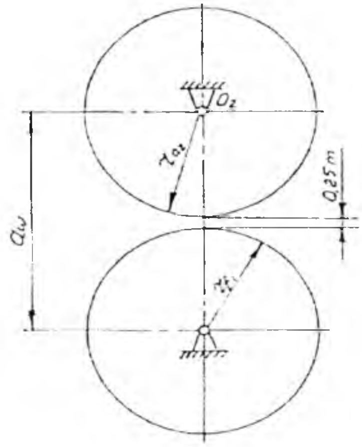
иккинчи гилдирак учун

$$X_2= X_\Sigma - X_1 \quad (7.49)$$

Ҳисоблашда $X_1 < \frac{X_\Sigma}{2}$ (7.50)

бўлса, силжишларни тенг қилиб олиш мумкин.

$$X_1=X_2=\frac{X_\Sigma}{2} \quad (7.51)$$



7.25-шакл. Тиш боши айланалари радиусларини аниқлаш схемаси.

Тишли гилдиракларни қирқишда **ботиқлик айланаларининг радиуслари** силжиши ишорасига қараб қирқувчи рейканинг абсолют силжиш қийматига ошади ёки камаяди.

7.25-шаклда биринчи ғилдирак тиши оёғининг ва иккинчи ғилдирак тиши бошининг айланалари орасидаги бўшлиқ (тиш бошининг оёқ қисмига тегмаслигини таъминлаш учун бўшлиқ зарур) кўрсатилган. Шаклдан:

$a_w=r_{a2}+ r_{f1}+0,25\ m$ (7.52)

ёки $r_{a2}= a_w-r_{f1}-0,25\ m$ (7.53)

Шунга ўхшаш биринчи гилдирак учун

$r_{a1}= a_\omega-r_{f2}-0,25\ m$ (7.54)

Мисол: Синтезнинг кирувчи параметрлари:

а) илашиш модули $m=32$ мм;

б) кичик ғилдирак тишлари сони $Z_1=16$;

в) узатиш нисбати $U_{12}=27/16$;

г) йиғишдаги марказлар оралиғи $a_\omega=720$ мм.

Тишли узатманинг чиқувчи параметрларини аниқлаймиз.

а) иккинчи ғилдиракнинг тишлари сони:

$$Z_2= Z_1 U_{12}=16(27/16)=27;$$

б) бошланғич айланаларнинг радиуслари:

$$r_{\omega_1} = \frac{a_\omega}{1+U_{12}} = \frac{720}{1+\frac{27}{16}} = 267{,}9 \quad мм,$$

$$r_{\omega_2} = \frac{a_\omega}{1+U_{21}} = \frac{720}{1+\frac{16}{27}} = 452{,}1 \quad мм,$$

ғилдиракларнинг ўқлари оралиғини текширамиз

$$a_\omega = r_{\omega 1} + r_{\omega 2} = 267{,}9 + 452{,}1 = 720 \text{ мм};$$

в) бўлувчи айланаларнинг радиуслари:

$$r_1 = \frac{mZ_1}{2} = \frac{32 \cdot 16}{2} = 256 \quad мм,$$

$$r_2 = \frac{mZ_2}{2} = \frac{32 \cdot 27}{2} = 432 \quad мм;$$

г) асосий айланаларнинг радиуслпари:

$$r_{b1} = \frac{mZ_1 \cos\alpha}{2} = \frac{32 \cdot 16 \cdot \cos 20^0}{2} = 240{,}6 \text{ мм},$$

$$r_{b2} = \frac{mZ_2 \cos\alpha}{2} = \frac{32 \cdot 27 \cdot \cos 20^0}{2} = 405{,}9 \text{ мм};$$

д) илашиш қадами:

$$P_\omega = \frac{2\pi r_{\omega 1}}{Z_1} \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 267{,}9}{16} = 105{,}2 \text{ мм};$$

е) илашиш бурчаги:

$$\cos d_\omega = \frac{m(Z_1+Z_2)}{2a_\omega}\cos 20^0 = \frac{32(16+27)}{2 \cdot 720} 0{,}94 = 0{,}8979$$

$\alpha_\omega = 0{,}4557$ радиан ёки 26^0;

ж) рейкали асбобнинг нисбий силжиши йиғиндиси:

$$X_\Sigma = \frac{(\mathrm{inv}\,\alpha_\omega - \mathrm{inv}\,20^0)(Z_1+Z_2)}{2\,\mathrm{tg}\,20^0} =$$

$$=\frac{(0,032-0,02)(16+27)}{2\,tg\,20^{0}}=1,1$$

бу ерда, $inv\alpha_w=tg26^0-0,4557=0,032;$

$$inv20^0=tg20^0-0,3491=0,02.$$

Кичик ғилдиракнинг тишлари сони $z_1=16$, яъни *17* дан кам бўлгани учун тишнинг оёқ қисмини «кесилишини» йўқотиш мақсадида асбобни нисбий силжишини аниқлаймиз.

$$X_1=\frac{(17-Z_1)}{17}=\frac{17-16}{17}=0,059$$

Силжиш кичик бўлгани учун

$$X_1=X_2=\frac{X_\Sigma}{2}=\frac{1,1}{2}=0,55$$

з) Тиш оёғининг айланаси

$$r_{f1}=\left(\frac{mZ_1}{2}\right)-1.25m+mX_1=\frac{32\cdot16}{2}-1.25\cdot32+0.55\cdot32=233.6\ \text{мм}$$

$$r_{f2}=\left(\frac{mZ_2}{2}\right)-1.25m+mX_2=\frac{32\cdot27}{2}-1.25\cdot32+0.55\cdot32=409.6\ \text{мм};$$

и) Тиш бошининг айланалари радиуслари:

$$r_{a1}=a_\omega-r_{f1}-0.25m=720-233.6-0.25\cdot32=478.4\ \text{мм},$$

$$r_{a2}=a_\omega-r_{f2}-0.25m=720-409.6-0.25\cdot32=302.4\ \text{мм};$$

к) (7.26) формуладан аниқланган қопланиш коэффициенти $\varepsilon=1,2$.

7.3.7. Нормал цилиндрсимон тишли узатма синтезининг аломатлари

Рейкали асбобни силжитмасдан ($x_1=x_2=0$) тайёрланган нолли цилиндрсимон ғилдираклардан ташкил топган тишли узатмани кўрамиз. Бу узатмада бўлувчи ва

бошлангич айланалар бир хилдир, узатиш бурчаги $\alpha=20^0$. Нормал тишли узатмани геометрик параметрларини аниқлаш формулаларини келтирамиз.

а) Тишли ғилдиракларнинг бошланғич (бўлувчи) айланаларининг радиуслари.

$$r_{\omega 1} = \frac{mZ_1}{2}, \qquad r_{\omega 2} = \frac{mZ_2}{2} \qquad (7.55)$$

б) Тишнинг бошидан ўтувчи айланаларнинг радиуслари.

$$r_{a1} = \frac{mZ_1}{2} + m, \qquad r_{a2} = \frac{mZ_2}{2} + m \qquad (7.56)$$

в) Тишнинг оёғидан ўтувчи айланаларнинг радиуслари.

$$r_{f1} = \frac{mZ_1}{2} - 1{,}25m. \qquad r_{f2} = \frac{mZ_2}{2} - 1{,}25m \qquad (7.57)$$

г) Илашиш қадами.

$$P_\omega = \pi m \qquad (7.58)$$

д) Бошланғич айлана бўйлаб зич илашишда тишнинг қалинлиги ва икки тишнинг оралиги.

$$S_\omega = 0{,}5P_\omega \qquad (7.59)$$

$$e_\omega = 0{,}5P_\omega \qquad (7.60)$$

7.3.8. Қийшиқ тишли цилиндрсимон узатмалар

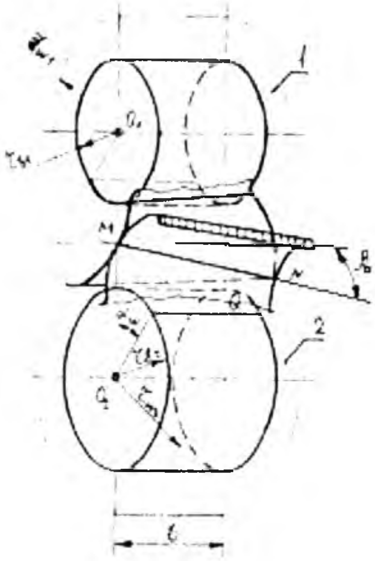
Қийшиқ тишли узатмалар винтли (қийшиқ тишли) гилдираклардан иборат. Улар юқори тезликда ишлаш хусусиятига эга, катта қувватларни узата олади ва узатиш нисбати юқори бўлиши мумкин. Қийшиқ тишли узатмалар текис ва шовқинсиз ишлаб, қопланиш коэффициенти юқори даражада бўлади. Илашишда ўқ бўйлаб кучнинг ҳосил бўлиши ва тишларнинг сирпанишини ошиши қийшиқ тишли узатмаларнинг камчилигидир. Қийшиқ тишнинг ҳосил бўлиш схемаси 7.12-шаклда кўрсатилган эди. MM_1 тўғри чизиғи бўлган ҳосил қилувчи *1*-текислик асосий цилиндрни ҳосил қилувчиси билан b_0 бурчаги (ўқ бўйлаб кўтарилиш бурчаги) ташкил қилади ва ўзининг

22-84

ҳаракатида винтли тишнинг ён томони юзасини келтириб чиқаради. Бу юза **ёйилувчи геликоид,** деб аталади.

MM_1 чизиғининг нуқталари доира эволвентасини ҳосил қилади.

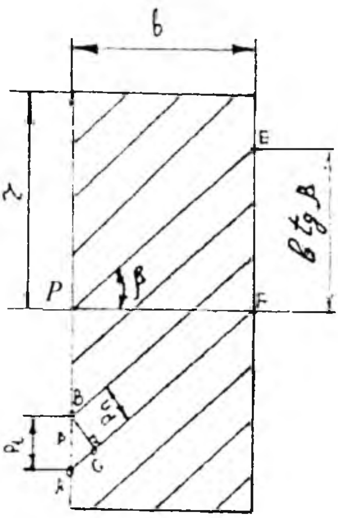
Тишнинг ён юзасини асосий ва бўлувчи цилиндрлар билан кесишган чизиғи ўқ бўйлаб β ва β_0 қияли бурчакларига эга бўлган винтли чизиқдир. Қийшиқ тишли ғилдиракларнинг винтли тишлари ўнг ёки чап йўналишларга эга бўлиши мумкин: Илашишда бўлган иккита қийшиқ тишли ғилдираклар тишларининг йўналиши ташқи илашишда қарши ва ички илашишда бир хил бўлиши керак. 7.26-шаклда ташқи қийшиқ тишли илашиш тасвирланган. Шаклдан жуфт тишларни бир-бирига чизиқли тегиб туришини қайд қилиш мумкин. Тиш профилининг қисмлари туташиш чизиғи бўйлаб бирданига илашмай ғилдиракнинг айланишига қараб аста-секин илашиб боради. Бунда тишларнинг туташиш чизиғи дастлаб нолдан максимумга ошиб (MN чизиғи), сўнгра аста-секин нолгача камаяди. Бундай илашишнинг характери бир вақтда туташишда бўлган жуфт тишлар сонини ошишига ёрдам бериб, туташиш майдонини (тўғри тишлидаги чизиқли туташиш ўрнига) ҳосил бўлишига олиб келади.



7.26-шакл. Қийшиқ тишли узатма.

Қийшиқ тишли ғилдиракларда:

а) Ғилдирак ўқига тик бўлган текисликдаги бўлувчи айлана бўйлаб ўлчанадиган P_t ён томон қадами;



7.27.-*шакл.* Қийшиқ тишли ғилдиракнинг баъзи нисбатларини аниқлаш схемаси.

б) Винтли чизиққа тик текисликда ўлчанадиган P_n нормал қадам (7.27-шакл). Ён томон ва нормал қадамлар орасидаги богланишни учбурчак *ABC* дан аниқлаш мумкин.

$$P_n = P_t \cos\beta \qquad (7.61)$$

бу ерда, β — винтли чизиқнинг ўқга нисбатан кўтарилиш бурчаги.

Ҳар бир қадамнинг ўз модули бор:

ён томон модули

$$m_t = \frac{P_t}{\pi} \qquad (7.62)$$

нормал модул

$$m_n = \frac{P_n}{\pi} \qquad (7.63)$$

Модуллар ўзаро қуйидагича боғланган:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} \qquad (7.64)$$

Илашишда бўлган қийшиқ тишли гилдиракларнинг модуллари бир хил бўлиши керак. Қийшиқ тишли узатмани ён томон қирқими эволвентали илашма бўлгани учун унинг геометрик параметрлари тўғри тишли цилиндрсимон узатманикига ўхшаш ҳисобланади. Масалан, қийшиқ тишли ғилдиракнинг ён томон бўлувчи айланаси маълум бўлган ифодадан аниқланади:

$$r = \frac{m_t Z}{2} = \frac{m_n Z}{2\cos\beta} \qquad (7.65)$$

Бошқа параметрлар ҳам худди шундай аниқланади.

Илашиш ёйини Δcd га ошиши натижасида қийшиқ тишли узатмани қопланиш коэффициенти тўғри тишлига нисбатан катта бўлади. Бу эса *PEF* учбурчагидан кўриниб турибди (7.27-шакл).

$$\Delta cd = btg\beta \qquad (7.66)$$

бу ерда, b – тишнинг кенглиги.

Шундай қилиб, қийшиқ тишли узатманинг қопланиш коэффициенти қуйидагича аниқланади:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = \varepsilon_\alpha + \left(\frac{b}{P_t}\right)tg\beta \qquad (7.67)$$

бу ерда, ε_α — ён томонни қопланиш коэффициенти, тўғри тишли узатмалар каби (7.26.) формуладан аниқланади;

ε_β — ўқ бўйлаб қопланиш коэффициенти.

Ўқ бўйлаб қопланиш коэффициенти тишнинг кенглиги ва ўқга нисбатан қиялигига боғлиқ. Қийшиқ тишли узатманинг тўлиқ қопланиш коэффициенти *2* ва ундан ортиқ бўлиши мумкин.

7.3.9. Доиравий винтли Новиков узатмаси

Новиков илашмаси нормал қирқимда тишларнинг профили айлана ёйлари билан ҳосил бўлган қийшиқ тишли ғилдираклардан иборат (7.28-шакл). Илашмадаги биринчи ғилдиракнинг винтли тишлари қабариқ профилга, иккинчи ғилдиракники эса ботиқ профилга эга. **Новиков илашмаси нуқтали туташишга киради.** Тишли гилдираклар айланганда икки тишнинг тегиб турувчи *K* нуқтаси ғилдирак ўқига параллел чизиқ бўйлаб силжийди. Демак, икки ғилдиракнинг илашиш чизиғи чизма текислигига тик *K* нуқтадан ўтувчи чизиқда жойлашади. Новиков илашмаси иккита илашиш чизиғига эга бўлиши мумкин. Бу ҳодиса тишларнинг винтли шаклда бўлиши сабабли, бир тишнинг иккита қўшни тишлар билан иккита нуқтада тегиб туриши натижасида содир бўлади.

Юқоридаги параграфда қийшиқ тишли узатмаларнинг қопланиш коэффициенти иккита ε_α ва ε_β қўшилувчилардан иборатлиги таъкидланган эди.

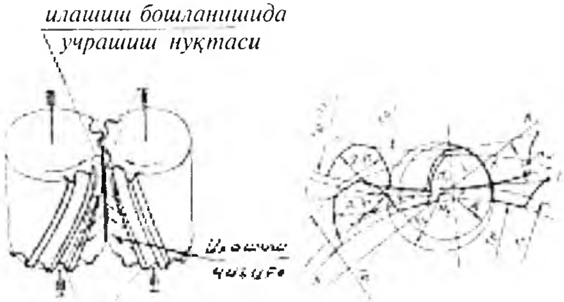
Новиков илашмасида $\varepsilon_\alpha = 0$, чунки нуқтали илашишда илашиш ёйи бўлмайди. Демак, Новиков илашмасининг қопланиш коэффициенти (7.67 формулага қаранг) қуйидагича аниқланади:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\beta} = \frac{btg\beta}{P_{\omega}}$$

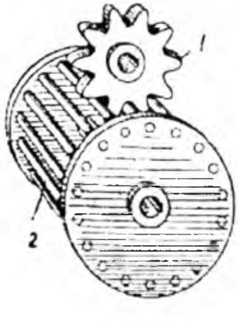
Новиков узатмаси катта юкланишдаги узатмаларда қўлланади.

7.3.10. Циклоидали илашмалар. Цилиндр-цевкали узатмалар

Циклоидали тишли илашмаларда тишларнинг профили эпициклоидали ва гипоциклоидали эгри чизиқлар билан лойиҳаланган.



7.28-шакл. Новиков илашмаси. Илашиш бошланишидаги учрашиш нуқтаси.



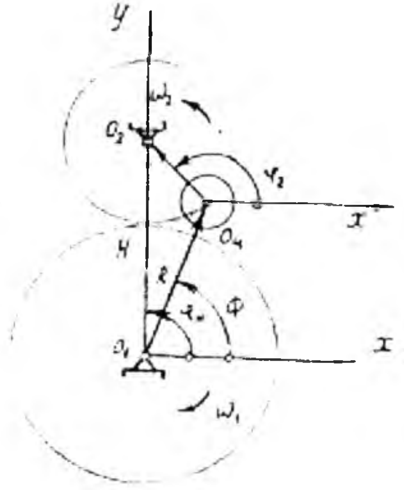
7.29а-шакл. Цевкали узатма: 1-тишли ғилдирак; 2-цевкали ғилдирак.

Циклоидали илашишнинг охирги вақтларда кенг қўллана бошлаган турларидан бири — **цевкали узатмалар** билан танишамиз.

Цевкали механизм турли профиллардаги тишли ғилдираклардан иборат. Ғилдиракларнинг бирида тишлар доиравий цилиндр-цевка шаклида, иккинчисида эса циклоидали эгри чизиқ билан бажарилган (7.29а-шакл). Бундай механизмлар ташқи ва ички илашишли ғилдираклардан иборат. Ғилдираклардан бири

рейкали бўлиши мумкин. Ташқи илашишли циклоидали механизм тишининг назарий профили тенгламасини келтириб чиқарамиз. Биринчи ғилдиракнинг иккинчисига нисбатан думалашида цевканинг $O_ц$ маркази чизган траектория назарий профил деб аталади. Бунинг учун системани қўшимча $\omega_{қўш}$ =-ω_1 тезлик билан тескари айлантириш керак. Бунда 1-ғилдирак фикран қўзғалмас бўлиб, *2* ғилдирак ω_2=-ω_1 тезлик билан айланади.

$O_ц$ нуқта мураккаб ҳаракатланиб назарий профилни чизади. **Цевка** радиусига тенг масофада назарий профилга эквидистант амалий профил қурилади. $o_1o_2O_ц$ ёпиқ вектор контурининг тенгламасини тузиб (7.29б-шакл) баъзи ўзгартиришлардан сўнг, эгри чизиқ тенгламасини ҳосил қилиш мумкин. Тишнинг назарий профили (эгри чизиғи) координата ўқларига проекцияли тенгламалардан иборат эпициклоидадир:



7.29 б-шакл. Тишнинг профилини келтириб чиқариш схемаси.

$$X = (r_{\omega 1} + r_{\omega 2})\cos\varphi_ц - r_{\omega 2}\cos(r_{\omega 1} + r_{\omega 2})\varphi_ц / r_{\omega 2} \quad (7.68)$$

$$Y = (r_{\omega 1} + r_{\omega 2})\sin\varphi_ц - r_{\omega 2}\sin(r_{\omega 1} + r_{\omega 2})\varphi_ц / r_{\omega 2} \quad (7.69)$$

бу ерда, $r_{\omega 1}$ ва $r_{\omega 2}$ — ғилдиракларнинг бошлангич айланалари радиуслари;

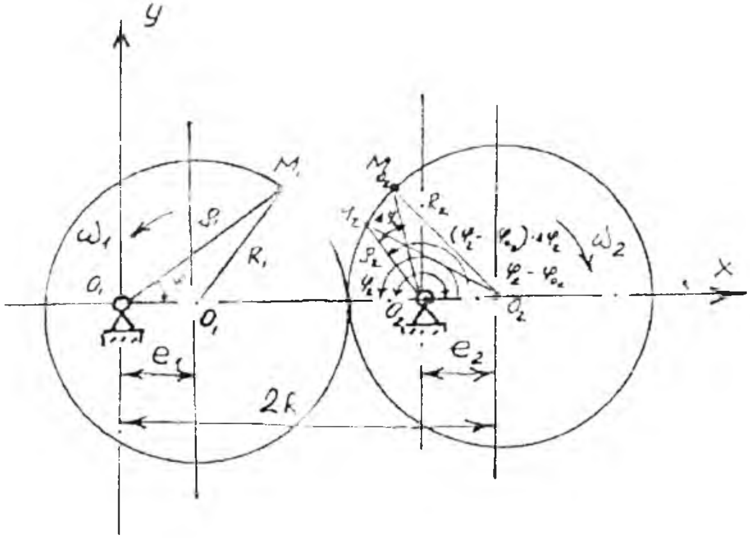
$\varphi_ц$ — тишли ғилдирак думалашида таянчда айланиш бурчаги.

Цевканинг ўз ўқи атрофида айланиши ва ишқаланиш кучларининг етарли даражада камайиши бундай узатманинг афзаллиги бўлса, тайёрлашнинг мураккаблиги унинг камчилиги ҳисобланади.

7.4. УЗАТИШ НИСБАТИ ЎЗГАРУВЧАН БЎЛГАН ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР

Ишлаб чиқаришда, кўп ҳолларда, иш унумини ошириш мақсадида ишчи органга ҳаракат узатувчи етакланувчи тишли ғилдиракнинг ўзгарувчан бурчак тезлик билан ҳаракатланиши талаб қилинади.

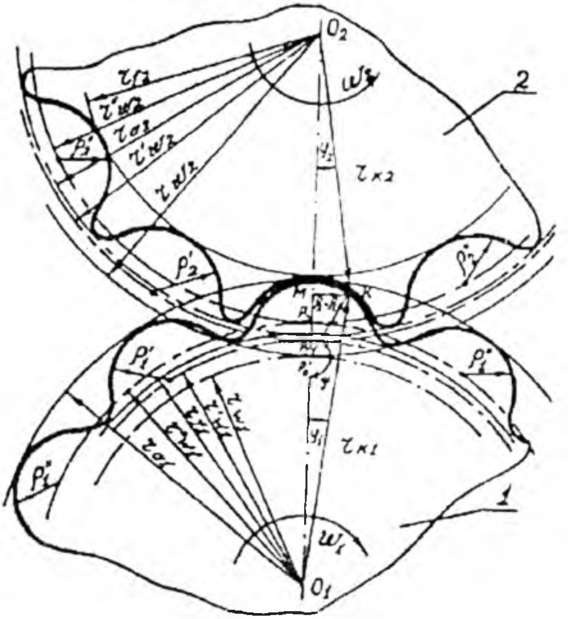
Бундай ҳаракат, асосан, айлана шаклида бўлмаган (эксцентрикли ҳамда мураккаб шаклдаги) тишли узатмалар орқали амалга оширилади. Эксцентрикли бир хил 2 та тишли ғилдиракларни ўзаро илашишини кинематик схемаси 7.30-шаклда келтирилган. Ушбу тишли узатманинг узатиш функцияси



7.30 а-шакл.

$$ri_{12}=\frac{P_1(\varphi_1-\varphi_{01})}{P_2(\varphi_{21}-\varphi_{21})}=\frac{l_1\cos(\varphi_1-\varphi_{01})+\sqrt{R^2-l^2\sin^2(\varphi_1-\varphi_{01})}}{l_2\cos(\varphi_2-\varphi_{02})+\sqrt{R^2-l^2\sin^2(\varphi_2-\varphi_{02})}}$$

бу ерда, P_1, P_2 — ғилдиракларнинг айланиш ўқидан бошланғич айланалар сиртигача бўлган радиус-векторлар; φ_1, φ_2, φ_{01}, φ_{02} — қутб бурчаклар ва уларнинг бошланғич қийматла-



7.30 б-шакл.

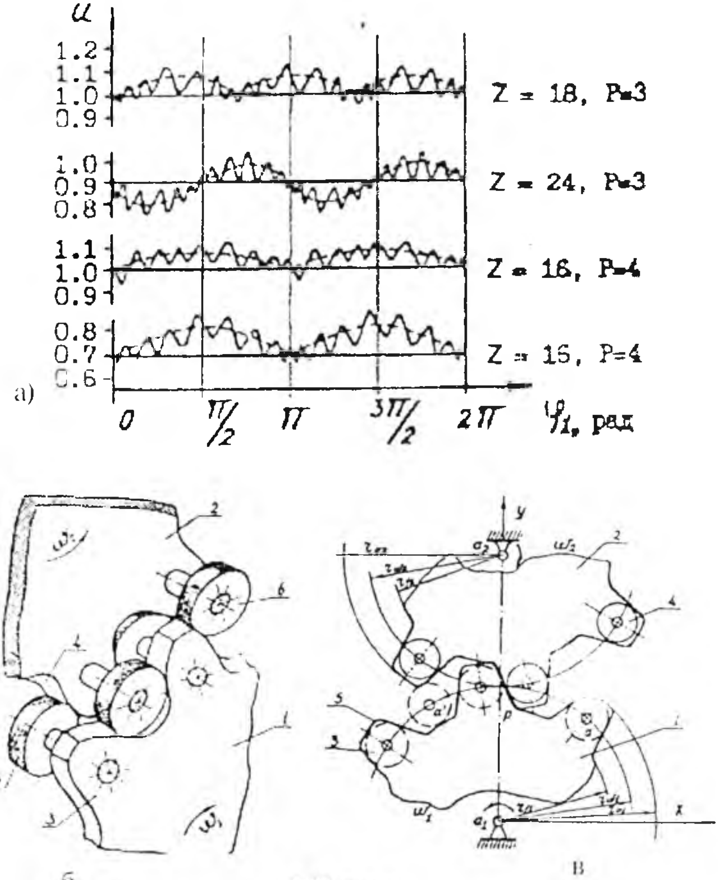
ри; $R=R_1=R_2$ – бошланғич айлана радиуслари, $l=e_1=e_2$ – эксцентриситетлар.

Тишли ғилдираклардан иборат ўзгарувчан узатиш сонли тишли илашманинг кўриниши 7.30б-шаклда келтирилган. Унинг узатиш функцияси қуйидаги формула орқали топилади:

Тишлар сонининг ўзгаришига қараб тишли гилдираклар бурчак тезликларининг ўзгариши турлича бўлади. 7.31 а-шаклда тишларнинг формаси ҳар хил бўлган илашма узатиш функциясининг ўзгариш графиклари келтирилган.

$$U_{12}=\frac{r_{w1}+P_1\cos\left[\pi-acsin\frac{r_{w1}\cos\varphi_1+\sqrt{r^2_{w1}\cdot\cos^2\varphi_1-r^2_{w1}+P_1^2}\cdot\sin^2\varphi_1}{P_1}\right]}{a_w-r_{w1}-P_1\cos\left[\pi-acsin\frac{\sqrt{(r^2_{w1}\cdot\cos^2\varphi_1-r^2_{w1}+P_1^2)\cdot\sin^2\varphi_1}}{P_1}\right]}$$

Узатманинг узоқ муддат нуқсонсиз ишлашини таъминлаш учун цевокли-тишли узатмалар таклиф қилинган (7.31 б-шаклда). Бу узатмаларнинг асосан айланишлар сони кичик бўлиб, аниқлик даражаси юқори бўлмаган технологик машиналарни ҳаракатланувчи механизмларида қўллаш яхши самара беради.



7.31-шакл.

Ғилдирак тишларининг параметрларини Виллис назариясидан фойдаланиб қуйидагича аниқлаш мумкин (7.31в-шакл).

Ўқлараро масофа a_ω қийматлари:

$$a_\omega = d_b + Z_u$$

бунда, d_b — тишли ғилдирак айлана радиуси;
Z_u — цевокли ғилдирак айлана радиуси.

$$X = (Z_{\omega 1} + Z_{\omega 2})cos\,\varphi_1 - Z_{\omega 2} \cdot cos\left(\frac{Z_{\omega 1} + Z_{\omega 2}}{Z_{\omega 2}} \cdot \varphi \right)$$

$$Y = (Z_{\omega 1} + Z_{\omega 2})sin\,\varphi_1 - Z_{\omega 2} \cdot sin\left(\frac{Z_{\omega 1} + Z_{\omega 2}}{Z_{\omega 2}} \cdot \varphi \right)$$

7.5. ФАЗОВИЙ ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР

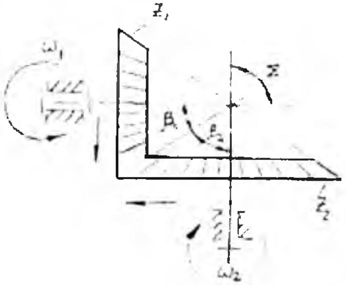
Конуссимон, винтли, червякли ва гипоидли узатмалар фазовий механизмларга киради. Охирги учта механизмлар биргаликда **глобоидали,** деб аталади.

7.5.1. Конуссимон тишли узатмалар

Ўқлари фазода кесишувчи узатмалар **конуссимон узатмалар** дейилади (7.32а-шакл). Иккита конуссимон *1* ва *2* ғилдираклардан иборат оддий механизмни кўрайлик (7.32б-шакл). Шаклда бир-бирига нисбатан сирпанмай думалайдиган иккита конуслар тасвирланган. Қулай бўлиши учун бошланғич ва бўлувчи конусларни бир хил деб ҳисоблаймиз. Бўғинларнинг нисбий ҳаракатини ойдинлаштириш учун тескари айлантириш усулини қўллаб, системани қўшимча $\omega_{қуш}=-\omega_2$ бурчак тезлиги билан ҳаракатлантирамиз. Натижада *2*-ғилдирак қўзғалмас бўлиб, *1*-бўғинни *2* га нисбатан оний ω_{12} бурчак тезлиги қуйидагича бўлади.

$$\overline{\omega}_{12} = \overline{\omega}_1 + (-\overline{\omega}_2) \qquad (7.70)$$

7.32б-шаклда (7.72) тенглама асосида бурчак тезликларининг векторларини параллелограмми кўрсатилган. ω_{12} векторнинг йўналиши ғилдиракларни нисбий ҳаракатида *OP* оний айланиш ўқини ифодалайди. ω_1 ва ω_2 ўзгармас ($U_{12}=const$) бўлгани учун *OP* оний ўқнинг йўналиши ҳам ўзгармайди. Демак, сирпанмай думалайдиган *1* ва *2* бош-

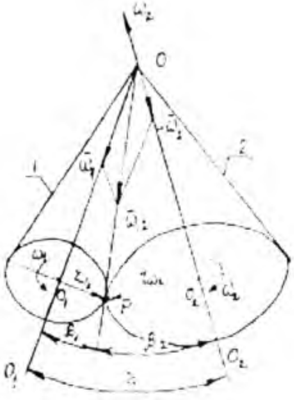


7.32а-шакл.
Конуссимон тишли узатма.

лангич конуслар конуссимон узатма бўғинларининг нисбий ҳаракатида **аксоидалар,** деб аталади.

Аксоидалар оний айланиш ўқларининг геометрик ўрни ҳисобланади. Бошланғич конуслар учининг бурчакларини β_1 ва β_2 билан белгилаймиз. Ўқлар орасидаги бурчак

$$\Sigma=\beta_1+\beta_2 \qquad (7.71)$$



7.32б-шакл. Конуссимон ғилдиракларнинг нисбий ҳаракатини ўрганиш схемаси.

Бир-бирига мос P_1 ва P_2 нуқталарнинг айланма тезлиги $V_{P1}=V_{P2}$. Демак,

$$\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}}=U_{12} \qquad (7.72)$$

бу ерда, $r_{\omega 1}$ ва $r_{\omega 2}$ — бошланғич конуслар асосининг радиуслари.

oo_1P ва oo_2P учбурчаклардан $r_{\omega 1}$ ва $r_{\omega 2}$ радиусларини β_1 ва β_2 бурчаклари синусларига ва Z_1, Z_2 тишлар сонига пропорционаллигини қайд қилиш мумкин.

Конуссимон тишли илашишнинг узатиш нисбати ёйилган ҳолда қуйидагича бўлади:

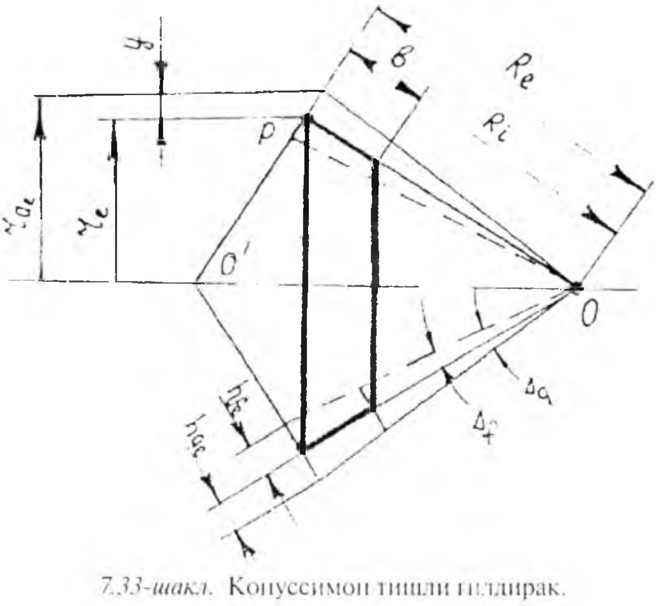
$$U_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}}=\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1}=\frac{Z_2}{Z_1} \qquad (7.73)$$

Конуссимон узатмаларда узатиш нисбатини ишораси бўлмайди ва бўғинларнинг бурчак тезликлари стрелка қоидаси ёрдамида аниқланади (7.32а-шакл). Конуссимон ғилдиракларнинг ўқлари орасидаги бурчак 90^0 бўлса **(бундай механизмлар ортогонал,** деб аталади) узатиш нисбати қуйидагича аниқланади:

$$U_{12}=\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1}=\frac{\sin\beta_2}{\sin(90-\beta_2)}=tg\,\beta_2 \qquad (7.74)$$

Узатиш нисбати берилган булса бошланғич конусларнинг учларининг бурчакларини осонгина аниқлаш мумкин. Конуссимон тишли механизмлар сферик механизмлар туркумига киради. Бу қуйидаги маънони билдиради: механизм ғилдиракларининг нуқталари маркази O нуқтада бўлган шар сиртида ҳаракатланади (7.32б-шакл).

Сферани текисликка ёйиб бўлмаслик конуссимон тишли ғилдиракларни аниқ лойиҳалашни қийинлаштиради. Вазиятдан чиқиш учун текисликка ёйиладиган қўшимча конуслардан фойдаланилади. Конуссимон ғилдиракларнинг тишлари бўлувчи конусларни ён томонида жойлашгани сабабли тишларнинг ўлчамлари (қалинлиги ва баландлиги) конус учига қараб камайиб боради. Бу 7.33-шаклда яққол кўриниб турибди.



7.33-шакл. Конуссимон тишли ғилдирак.

ди. Конуссимон ғилдиракларнинг модули тишнинг узунаси бўйлаб ўзгаради, m максимал ва тишнинг ўртасидан ўлчанадиган $m_{ўр}$ — ўртача модулларга ажратилади.

Максимал модул стандартдан қабул қилинади. 7.33-шаклда қўшимча $O^{\prime}PM$ конусли конуссимон ғилдирак кўрсатил-

ган. Қўшимча конуснинг ташкил қилувчиси бошланғич конусни ташкил қилувчисига тик йўналган. Тишнинг ҳисобланадиган баландлиги қўшимча конусни ташкил қилувчиси бўйлаб ўлчанади. Ғилдиракнинг m максимал модули ҳам қўшимча конус билан боғланади.

Тишнинг h баландлиги, h_{fe} оёғининг баландлигини ва h_{ae} бошининг баландлиги қийматлари қуйидагича аниқланади:

$$h = 2{,}25m \qquad (7.75)$$

$$h_{fe} = m \qquad (7.76)$$

$$h_{ae} = 1{,}25m \qquad (7.77)$$

h_{fe} ва h_{ae} лар, шунингдек, Δ_a ва Δ_f бурчаклари орқали аниқланиши мумкин.

Конуссимон ғилдиракнинг ташқи бўлувчи айланасининг радиуси:

$$r = \frac{mZ}{2} \qquad (7.78)$$

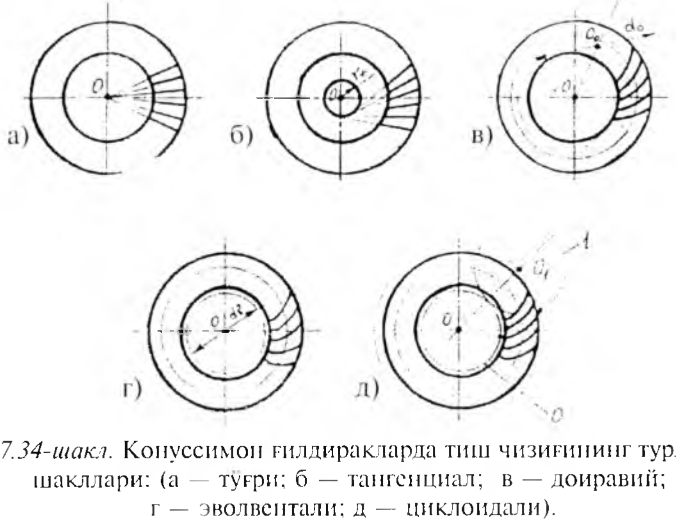
бошланғич айлана радиусига мосдир.

Тиш учи ташқи айланасининг радиуси (7.33-шакл)

$$r_{ae} = r_e + y = \frac{mZ}{2} + h_{ae}\cos\Delta_a \qquad (7.79)$$

бу ерда, h_{ae} — қўшимча конусни ташкил қилувчисидаги тишнинг бош қисмини минимал баландлиги;

Δ_a — тиш бош қисмининг бурчаги.



7.34-шакл. Конуссимон ғилдиракларда тиш чизиғининг турли шакллари: (а — тўғри; б — тангенциал; в — доиравий; г — эволвентали; д — циклоидали).

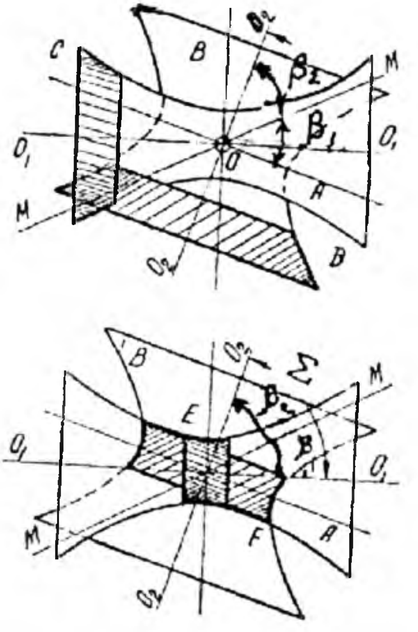
Конуссимон тишли ғилдираклар ҳар хил чизиқли тишларда: тўғри, тангенциал, доиравий, эволвентали, циклоидали ва ҳ.к. тайёрланиши мумкин (7.34-шакл). Тўғри тишли конуссимон ғилдираклар (7.34а-шакл) техникада кўп қўлланилади, тангенциал тишли ғилдираклар (7.34б-шакл) айланиш тезлигини оширишга имкон беради, доиравий тишли ғилдираклар катта юкланган тезюрар узатмаларда қўлланади.

7.5.2. Гиперболоидли тишли механизмлар

Гиперболоидли механизмлар тишли гилдиракларнинг айланиш ўқлари фазода ихтиёрий жойлашганда қўлланилади.

Ғилдиракларнинг нисбий ҳаракатида бир-бири билан *ММ* чизиғида тегувчи айланувчи гиперболоидлар аксоидалар ҳисобланганн учун механизм гиперболоидли, деб аталади (7.35-шакл).

7.4.1 параграфда («Конуссимон тишли механизмлар») қўлланган усулда *ММ* чизиғини иккита гиперболоидли гилдиракларнинг оний айланиш ўқи эканлигини ва $U_{12}=const$ бўлганда ўзгармас ҳолатда бўлишини исбот қилиш мумкин. Фарқи, гиперболоидларни оний айланиши билан бир қаторда уларнинг бир-бирига нисбатан оний илгариланма ҳаракат қилишидир. **Шунинг учун оний айланиш марказини винтли ҳаракатнинг оний ўқи,** деб аталади.



7.35-шакл.
Гиперболоидли узатма.

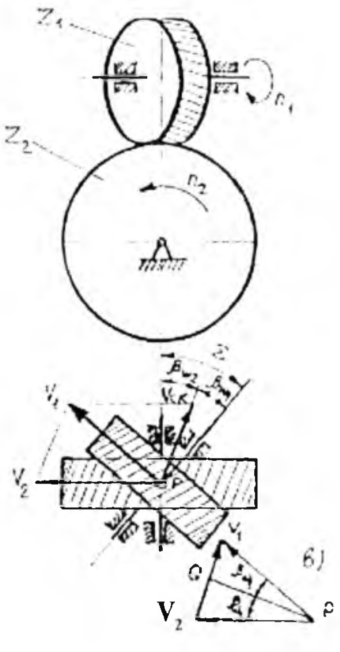
Сирпанишнинг содир бўлиши гиперболоидли тишли узатмаларнинг сифатини пасайтириб,

тиш юзаларини сйилишига олиб келиб, фойдали иш коэффициентини пасайтиради.

Гиперболоид ғилдиракларда тишларни бутун юза бўйлаб эмас, балки бўйинчаларининг тор қисмида (7.35б-шакл) ёки уларнинг чет қисмларида (7.35а-шакл) қирқиш мумкин. Биринчи ҳолда винтли ёки червякли, иккинчи ҳолда гипоидли узатмалар ҳосил бўлади.

Гиперболоидли тишли гилдиракларни тайёрлаш қийин бўлгани учун ишлаб чиқаришда уларнинг шаклларини кўзга кўринарли даражада соддалаштиралилар. Шунинг учун, **винтли ғилдираклар цилиндрсимон, гипоидли-конуссимон қилиб таёрланади.**

7.5.2.1. Винтли тишли узатмалар



7.36.-шакл.
Винтли тишли узатмалар.

Винтли тишли узатмалар (7.36-шакл) айқашли айланувчи ўқларда жойлашган иккита винтли ғилдираклардан иборат. Кўпинча ўқлари орасидаги бурчак *90⁰* бўлган ортогонал узатмалар қўлланади.

Винтли тишли ғилдираклар қийшиқ тишли ғилдираклардан бироз фарқ қилади. Винтли узатмаларда иккала гилдиракларнинг тишларининг бурилиш бурчаги бир хил йўналишда бўлиши керак. Узатманинг иккала ғилдираги винт чизиқларининг ўқларига нисбатан қиялик бурчаклари йиғиндиси тишли ғилдиракларнинг айланиш ўқлари орасидаги бурчакка тенг бўлиши керак.

$$\Sigma = \beta_{\omega_1} + \beta_{\omega_2} \qquad (7.80)$$

бу ерда, Σ — ғилдиракларнинг айланиш ўқлари орасидаги бурчак;

$\beta_{\omega 1}$ ва $\beta_{\omega 2}$ — бошланғич цилиндрдаги винт чизиғининг ўққа нисбатан қиялик бурчаги.

Агарда $\Sigma=0$ бўлса, винтли узатманинг хусусий ҳоли ҳисобланган қийшиқ тишли $\beta_{\omega 1}=\beta_{\omega 2}$ узатма ҳосил бўлади. Винтли тишли узатмалар текис ва шовқинсиз ҳаракат қилади ва техникада кенг қўлланади. Тиш профилларини нуқтада туташиши, сирпаниш натижасида тишларнинг ишчи юзаларини тезда ейилиши бундай узатмаларнинг камчили ҳисобланади. PV_1, V_2 тезлик учбурчагида (7.36в-шакл) P нуқтадан V_1V_2 томонга тик туширамиз. Ҳосил бўлган тўғри бурчакли учбурчаклардан:

$$PQ = V_1 \cos\beta_{\omega 1} = V_2 \cos\beta_{\omega 2} \tag{7.81}$$

ёки

$$r_{\omega 1}\omega_1 \cos\beta_{\omega 1} = r_{\omega 2}\omega_2 \cos\beta_{\omega 2} \tag{7.82}$$

Бу ифодадан жуфт винтли ғилдиракларнинг узатиш нисбати келиб чиқади:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_{\omega 2}\cos\beta_{\omega 2}}{r_{\omega 1}\cos\beta_{\omega 1}} \tag{7.83}$$

(7.85) дан U_{12} узатиш нисбатининг қийматига цилиндрларнинг бошланғич айланаларининг радиуслари билан бир қаторда β_1 *ва* β_2 бурчаклари ҳам таъсир қилиши (7.85) дан кўриниб турибди.

Хусусий ҳолда, ортогонал винтли узатмада ($\Sigma=90^0$ бўлганда):

$$U_{12} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} tg\beta_1 \tag{7.84}$$

Профилларнинг тегиб турувчи нуқтасидаги сирпаниш тезлигини камайтириш учун тишларнинг йўналиши V_{12} нисбий тезлик йўналишига мос келиб, $\beta_{\omega 1}$ ва $\beta_{\omega 2}$ қиялик бурчаклари:

$$U_{12} = \frac{\sin\beta_{\omega 2}}{\sin\beta_{\omega 1}} \tag{7.85}$$

шартини қаноатлантириши керак.

Соддалаштириш учун винтли ғилдиракларнинг бўлувчи ва бошланғич цилиндрлари бир хил дейлик. Бунда бошланғич цилиндрларнинг радиусларини қийшиқ тишли ғилдираклар учун қўлланган формуладан аниқлаш мумкин:

$$r_{\omega 1} = r_1 = \frac{m_t Z_1}{2}$$

$$r_{\omega_2} = r_2 = \frac{m_t Z_2}{2}$$

бу ерда, m_t — ғилдиракнинг ён томони модули.

Ғилдиракларнинг айланиш ўқлари орасидаги қисқа масофа формуладан аниқланади:

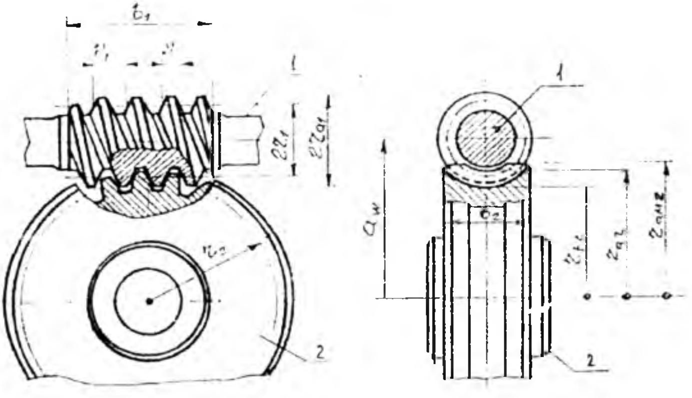
$$A = r_{\omega 1} + r_{\omega 2} \qquad (7.86)$$

Винтли ғилдираклар цилиндрсимон ғилдиракларга ўхшаш ва уларнинг параметрларини ҳисоблаш кўп жиҳатдан умумийдир.

Агарда мустаҳкамлик шартидан катта радиусли ғилдиракларни қўллаш талаб қилинса, винтли узатма ўрнига **гипоидли узатма** қўлланади. Гипоидли узатмада, тишлар нуқтада туташишига қарамай, фойдали иш коэффициенти юқори бўлиб, тишларнинг профили камроқ ейилади.

7.5.2.2. Червякли узатмалар

Червякли механизмлар редукторлар сифатида айқашли ўқларда айланма ҳаракатни узатиш ва узатиш нисбатини катта қийматига эришиш мақсадида қўлланади.



7.37-шакл. Червякли узатма
(1 — червяк; 2 — червякли ғилдирак).

Червякли узатма (7.37-шакл) *1*-червяк ва *2*-червякли ғилдиракдан ташкил топган червяк винтли тишлардан ибо-

рат. Червякнинг узунлиги диаметридан катта. Червяк винтли тишларининг сони ён томонидан кўринувчи винтли чизиқларни киримига тенг бўлади. **Червяклар одатда бир, икки, уч ва тўрт киримли** қилиб тайёрланади. Киримлар сони K ҳарфи билан белгиланади.

Червякли ғилдирак винтли ғилдиракка ўхшаш. Червякли механизмни червяк ўқидан (ғилдирак ўқига тик) ўтувчи текислик билан қирқилса, қирқимда рейка ва тишли ғилдирак тасвирини кўриш мумкин. Червякли механизмнинг узатиш нисбатини қуйидаги мулоҳаза орқали аниқлаш мумкин: Бир киримли червяк бир марта айланганда, червякли ғилдирак $\frac{1}{Z_2}$ (Z_2 — ғилдиракнинг тишларини сони) марта айланади, червяк n_1 марта айланади.

$$n_2 = \left(\frac{1}{Z_2}\right) n_1 \qquad (7.87)$$

Червякни кирими K бўлганда

$$n_2 = \left(\frac{K_1}{Z_2}\right) n_1 \qquad (7.88)$$

(7.88) дан

$$U_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{K_1} \qquad (7.89)$$

бу ерда, n_1 ва n_2 — червяк ва червякли ғилдиракнинг айланиш частоталари; K_1 — червякнинг кирими; Z_2 — червякли ғилдиракнинг тишлари сони.

Бир киримли червякда ёнма-ён жойлашган ўрамлар орасидаги масофа винт чизиғининг юриши ёки қадами дейилади. Кўп киримли червякда қадамдан ташқари, ўқ бўйлаб P_1 қадам-червякни бир-бирига қўшни ўрамлари тишлари оралиғи кўрсатилади.

Червякнинг ўқ бўйлаб қадамига қараб, унинг червякли ғилдиракнинг ён томони модулига тенг бўлган модулини аниқлаш мумкин. Ҳисобларда бу модул асосий ҳисобланади.

Червяк ва червякли ғилдиракларнинг бўлувчи ва бошланғич цилиндрларини бир хил деб ҳисобласак, червякли гилдиракнинг бўлувчи айланасининг радиуси қуйидагича аниқланади:

$$r_{\omega 2} = r_2 = \frac{mZ_2}{2}$$

Червякнинг бўлувчи айланасининг радиуси

$$r_{\omega 1} = r_1 = \frac{qm}{2} \quad (7.90)$$

бу ерда, q — бутун сон, червякнинг мустаҳкамлик шартидан қабул қилинувчи коэффициент. Одатда $q=8$ дан 13 гача қабул қилинади.

Червякли ғилдиракнинг бош қирқимдаги бош ва оёқ қисми айланаларининг радиуслари нолли цилиндрсимон ғилдиракларнинг нормаларидан аниқланади.

$$r_{a2} = \frac{mZ_2}{2} + m$$

$$r_{f2} = \frac{mZ_2}{2} - 1{,}25\,m$$

Червякнинг бош ва оёқ қисми цилиндрларини радиуслари қуйидагича аниқланади.

$$r_{a1} = \frac{mq}{2} + m \quad (7.91)$$

$$r_{f1} = \frac{mq}{2} - 1{,}25m \quad (7.92)$$

Червякли узатмада тишларнинг чизиқли туташишини таъминлаш учун червякли ғилдирак тишини червякга ўхшаш бўлган червякли фреза билан қирқиш керак. Илашиш шароитини ва мойлашни яхшилаш учун червякни цилиндр шаклида эмас, **глобоидга (тороидга)** ўхшаш ҳолда тайёрлаш керак.

Червякли узатмани қўллаб, жуда катта узатиш нисбатини (*300* ва ундан ортиқ) таъминлаш мумкин. Улар ишлашда шовқинсиз ва кўп жойни эгалламайди. Червякли механизмни кирувчи бўғини червякли гилдирак бўлса, механизм ҳаракат қилмайди, яъни ўз-ўзидан тўхташ хусусиятига эга бўлади. Червякли узатмаларнинг ижобий ва бошқа хусусиятлари уни кенг қўллашга имкон беради. Червякли механизмларни камчиликлари ҳам бор. Буларга фойдали иш коэффициентининг пастлиги, ишқаланиш кучларининг ҳосил бўлиши ва бўғинларнинг ейилиши ва қаттиқ қизиши кабилар киради.

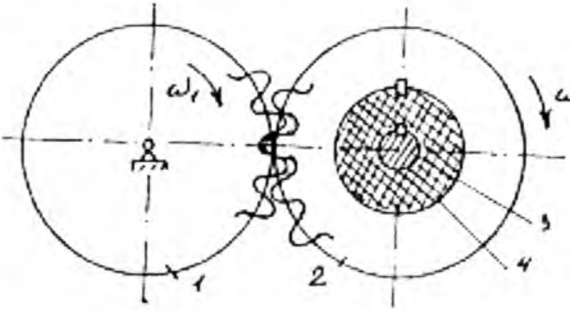
7.6. ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Маълумки, тишли ғилдиракли механизмларни ишлаб чиқаришнинг барча соҳаларида кенг қўлланиши, уларни такомиллаштиришни, **сифат кўрсаткичларнинг оширишни тақозо этади.**

Ҳозирда ушбу механизмларни такомиллаштириш бўйича шовқинни йўқотиш масаласи, ишлаш даврини кўпайтириш ва ҳаракатни аниқ таъминлаш кабилар муҳим ҳисобланади. Бу борада қатор изланишлар олиб борилмоқда. Жумладан, **тишли-цевокли узатмаларининг янги туркумларини яратилиши**, уларда қайишқоқ элементларнинг қўлланиши деярли шовқинни тарқалиш масаласини ҳал қилди. Лекин, ушбу механизмларда ҳаракатни **узатиш нисбатини аниқлиги анчага камайди.** Ҳаракатни узатиш аниқлигини ошириш ва тиш, цевокларга тушадиган юкланишни камайтириш мақсадида тишли-цевокли (ўзаро алмашинувчи) мураккаб узатмалар таклиф қилинди. Уларда илашиш зонаси икки баробарга ошди. Шундай бўлса ҳам, бу механизмларда ҳаракат аниқлиги кам ва **катта тезликларда ишлаши муаммодир.** Шунинг учун янги конструктив ечимлар керак.

Илашиш назарияси бўйича тишлар асосан нуқта, тўғри чизиқ ёки кичик текислик (юза) қисми бўйича илашади. Лекин илашиш аниқлигини ошириш мақсадида, бочкасимон тишларни фазовий сиртларининг қисмлари шаклида (шарнинг бўлаги) қилиб тайёрланса, илашиш сирт орқали бўлади. Тўғри тишли ғилдиракларни тайёрлаш анча мураккаблашади. Лекин аниқлик ортади, мустаҳкамлик етарлича таъминланади.

Тишли ғилдиракли механизмларда тишларнинг илашиши ўзаро мослашишини, зарбаларни камайишини, шовқинни бўлмаслигини таъминлаш мақсадида 7.38-шаклда **қайишқоқ элементи бўлган тишли ғилдиракли механизм** муаллифлар томонидан таклиф қилинган. Бу механизмда *4* қайишқоқ *2* элемент борлиги сабабли зарбалар таъсири, едирилиш, шовқинлар анча камаяди. Лекин бу механизмни катта тезликларда ҳаракатлантирилса ёмон оқибатларга олиб келиши мумкин.



7.38-шакл. Қайишқоқ элементи бўлган тишли ғилдиракли механизм: (1 — кириш ғилдираги; 2 — таркибий чиқиш ғилдираги; 3 — чиқувчи вал; 4 — қайишқоқ элемент).

Назарий томондан тишли механизмларнинг динамик таҳлили ва лойиҳалаш масалалари етарлича чуқур ўрганилмаган. Шунинг учун ушбу механизмларнинг таҳлили ва синтези бўйича ҳам амалий, ҳам назарий муаммо ва масалаларни ҳал қилиш талаб этилади.

7.7. «ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН ТЕСТЛАР ВА САВОЛЛАР

1. Эволвентали тишли узатманинг асосий афзаллигини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Олий жуфт борлиги;
2) Бир тишни иккинчиси босими ҳисобига ҳаракатни узатиш;
3) Узатиш нисбатининг доимийлиги;
4) Узатиш нисбатининг ўзгарувчанлиги;
5) Афзалликка эга эмас.

2. Параллел ўқларда айланма ҳаракатни узатиш учун тишли узатманинг қандай тури қўлланади?

Жавоблар: 1) Червякли узатма;
2) Цилиндрик узатма;
3) Конуссимон узатма;

4) Винтли тишли узатма;
5) Гипоидли узатма.

3. Кесишувчи ўқларда айланма ҳаракатни узатиш учун қандай тишли узатма қўлланади?

Жавоблар: 1) Червякли узатма;
2) Цилиндрик узатма;
3) Конуссимон узатма;
4) Винтли тишли узатма;
5) Гипоидли узатма.

4. Бўғинларнинг деформацияси ҳисобига ҳаракатни узатувчи механизмларни кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Фрикцион узатмалар;
2) Тишли узатмалар;
3) Малта механизмлар;
4) Занжирли узатмалар;
5) Тўлқинсимон узатмалар.

5. Ишқаланиш кучи орқали ҳаракатни узатувчи механизмларни кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Фрикцион узатмалар;
2) Тишли узатмалар;
3) Малтик узатмалар;
4) Занжирли узатмалар;
5) Тўлқинсимон узатмалар.

6. Жуфт тишли ғилдиракларни узатиш нисбатини аниқлаш ифодасининг тўғрисини кўрсатинг.

Жавоблар:

1) $U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ 2) $U_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_1}{n_2}$

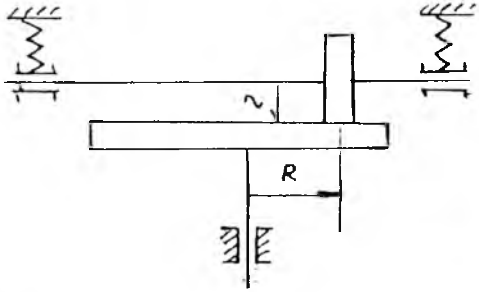
3) $U_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \pm\frac{Z_1}{Z_2}$ 4) $U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm\frac{Z_2}{Z_1}$

7. Узатиш нисбатининг ишораси ҳисобга олинадиган узатмани кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Гипоидли узатма;
2) Червякли узатма;
3) Конуссимон узатма;
4) Цилиндрик узатма.

8. Фрикцион узатмада n_2 айланиш частотасини аниқлашни тўғри ифодасини кўрсатинг (шакл).

Фрикцион узатма



1) $n_2 = \frac{r}{R} n_1$

2) $n_2 = \frac{R}{r} n_1$

3) $n_2 = \frac{2}{R} n_1$

4) $n_2 = \frac{R}{r n_1}$

9. “Фрикцион механизмларни асосий камчилиги уларнинг . . .” иборани сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Кўп шовқин чиқаришида;
2) Ишлатишни мураккаблиги;
3) Тайёрлашни мураккаблиги;
4) Ўта юкланишга мойил эмаслик;
5) Узатиш нисбатини доимийлигини таъминламайди.

10. “. . . тишли узатмаларнинг асосий афзаллиги ҳисобланади” иборани сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Хоҳлаган вақтда узатиш нисбатини доимийлиги;
2) Ишлашда шовқин чиқармаслик;
3) Юқори ФИК;
4) Катта узатиш нисбатини олиш мумкинлиги;
5) Ейилишга чидамлилик.

11. “Илашувчи тишли ғилдиракларни бошлангич айланалари бир-бирига нисбатан . . . думалайди” иборани сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Катта сирпаниб;
2) Кичик сирпаниб;
3) Сирпанмай;
4) Катта шовқин билан.

12. Тиш профилини қайси қисми кўпроқ ейилади?

Жавоблар: 1) Тишнинг бош қисми;
2) Тишнинг асос қисми;
3) Тишнинг оёқ қисми;
4) Кирувчи ғилдиракнинг бош қисми;
5) Кирувчи ғилдиракнинг оёқ қисми.

13. Тишли ғилдирак модули $m = \frac{P}{\pi}$ ифодадан аниқлаш мумкин. Бу ҳолда илашиш қадамини ғилдиракнинг қайси айланаси бўйлаб ўлчаш керак.

Жавоблар: 1) Чўққи айланалари бўйлаб;
2) Асосий айлана бўйлаб;
3) Бўлувчи айлана бўйлаб;
4) Ботиқлик (оёқ қисми) айланаси бўйлаб.

14. Иккита нолли ғилдираклар илашишда бўлсин. Ғилдиракларнинг айланиш ўқлари aw оралиғини қайси формуладан аниқлаш мумкин?

Жавоблар:

1) $a_w = \frac{1}{2}(mZ_1 + mZ_2)\cos 20^0$ 2) $a_w = \frac{1}{2}(mZ_1 + mZ_2 + 4m)$

3) $a_w = \frac{1}{2}(mZ_1 + mZ_2 - 5m)$ 4) $a_w = \frac{1}{2}(mZ_1 + mZ_2)$

15. Нолли тишли ғилдиракни ботиқлик (оёқ қисми) айланасининг радиуси қайси ифодадан аниқланади?

Жавоблар:

1) $r_f = \frac{mZ}{2} + m$ 2) $r_f = \frac{mZ}{2}$ 3) $r_f = \frac{mZ}{2}\cos 20^0$

4) $r_f = \frac{mZ}{2} + 1{,}25m$ 5) $r_f = \frac{mZ}{2} - 1{,}25m$

16. "Кўп поғонали тишли узатмани узатиш нисбати уларни ташкил қилувчи жуфт гилдиракларни узатиш нисбатининг . . . тенг" иборани тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Йиғиндисига;
2) Кўпайтмасига;
3) Фарқига;
4) Хусусий қисмига;
5) Квадрат йиғиндисига.

17. Қайси ифода бурчак инволютаси деб аталади?

Жавоблар:

1) $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$ 2) $inv\alpha = tg\alpha + \alpha$

3) $inv\alpha = \alpha - tg\alpha$ 3) $inv\alpha + tg\alpha = 0$

18. Икки ғилдираклар ўқлари a_w оралиғини ўзгариши эвольвентали узатмани узатиш нисбатига қандай таъсир кўрсатади?

Жавоблар: 1) Узатиш нисбати ўзгаради;

2) Узатиш нисбати ўзгармайди;
3) Узатиш нисбати бироз ўзгаради;
4) Узатиш нисбати бирга тенг бўлади.

19. "Эволвентали узатмада илашиш чизиғи ..." иборани тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Тишларни умумий уринмасига мос келади;
2) Умумий уринмага нисбатан 45^0 бурчак остида йўналган;
3) Тишлар профилларининг умумий нормалига мос келади;
4) Тишлар профилларининг умумий нормалига мос келмайди.

20. "Илашиш чизиғи ..." иборани тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Тиш профилининг ўқи;
2) Тиш профилининг эволвентали қисми;
3) Тиш профилининг ишчи қисми;
4) Икки тишни туташиш нуқталарининг геометрик ўрни.

21. " ... илашиш бурчаги" иборани сўзлар билан тўлдиринг.

Жавоблар: 1) Умумий *NN* нормал ва *t-t* уринма орасидаги ўткир бурчак;
2) Умумий *NN* нормал ва *t-t* уринма орасидаги ўтмас бурчак;
3) Умумий *NN* нормал ва тишларни туташиш нуқтасидан ўтган уринма орасидаги ўткир бурчак.

22. Қопланиш коэффициентини қайси формула орқали аниқлаш мумкин?

Жавоблар:

1) $\varepsilon_{\alpha} = \dfrac{S_{\alpha}}{P_{\alpha}}$ 2) $\varepsilon_{\alpha} = \dfrac{cd}{P_{\alpha}}$

3) $\varepsilon_{\alpha} = \dfrac{R_{\alpha}}{P_{\alpha}}$ 4) $\varepsilon_{\alpha} = \dfrac{KL}{P_{\alpha}}$

5) $\varepsilon_{\alpha} = \dfrac{mZ}{2P_{\alpha}}$

23. Қандай тишли ғилдираклар мусбат деб аталади?

Жавоблар: 1) Рейкали асбобни силжитмай қирқилган;

2) Рейкали асбобни заготовка марказидан узоқлаштириб силжитиб қирқилган;
3) Рейкали асбобни заготовка марказига қараб силжитиб қирқилган;
4) Қўл билан тайёрланган.

24. Қандай тишли ғилдираклар манфий деб аталади?

Жавоблар: 1) Рейкали асбобни силжитмай қирқилган;
2) Рейкали асбобни заготовка марказидан узоқлаштириб қирқилган;
3) Рейкали асбобни заготовка марказига қараб силжитиб қирқилган;
4) Махсус асбоб билан қирқилган.

25. Тишли механизмларнинг турларини мисоллар орқали тушунтиринг.

26. Виллис теоремаси қандай таърифланади? Формулани келтириб чиқаринг.

27. Тишли узатмани геометрик ва кинематик иараметрларини изоҳлаб беринг.

28. Тишли илашишни тасвирини чизиб кўрсатинг ва изоҳланг.

29. Тишли механизмларнинг кинематик таҳлилига мисоллар келтиринг.

30. Эволвентанинг қандай хусусиятларини биласиз?

31. Тишли илашманинг сифат кўрсаткичларини тушунтириб беринг.

32. Тишли ғилдираклар қандай усулларда тайёрланади?

33. Нормал (нолли), мусбат ва манфий илашмаларни тушунтириб беринг.

34. Қандай узатмалар коррекцияланган тишли узатмалар дейилади? Интерференция, тиш ҳолатини ингичкалашувини тушунтириб беринг.

35. Тишли узатмани лойиҳалашга мисол келтиринг.

36. Новиков узатмасини изоҳлаб беринг.

37. Цевокли-тишли узатмаларга мисоллар келтиринг.

38. Ўзгарувчан узатиш нисбатли тишли механизмлар кинематикасини тушунтириб беринг.

39. Фазовий тишли узатмаларни кинематикасини изоҳлаб беринг.

40. Тишли механизмлар бўйича қандай долзарб муаммо ва масалалар мавжуд?

8-БОБ. ЭПИЦИКЛИК ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР

Баъзи ғилдиракларининг айланиш **ўқлари фазода ҳаракатланувчи тишли механизмлар эпициклик механизмлар,** деб аталади. Айрим ҳолларда эпициклик механизмларни **планетар ёки сателлитли механизмлар,** деб аталади.

8.1-шаклда Z_1 ва Z_2 ғилдираклари ташқи (8.1а-шакл) ва ички (8.1б-шакл) илашишли эпициклик механизмларнинг кинематик схемалари келтирилган. Бу механизм бўғинларининг номлари билан танишамиз. Ўқлари фазода ҳаракатланувчи ғилдираклар **сателлит,** деб аталади. Кўрилаётган механизмда Z_2 бўғин сателлитдир. Эпициклик механизмларда сателлитлар бир нечта бўлиши мумкин. Сателлитлар конструктив жиҳатдан битта ёки иккита боғланган ғилдираклардан ташкил топиб, бошқа ғилдираклар билан ташқи ёки ички ишлашишда бўлиши мумкин. Сателлитнинг ўқлари жойлашган бўғинлар **етакчи (водило),** деб аталади. Одатда водило *H* ҳарфи билан белгиланади. Эпициклик механизмларда етакчи (етакловчи эмас) бир нечта бўлиши мумкин.

Эпициклик механизмнинг марказий ўқи атрофида айланувчи тишли ғилдираклар **марказий,** қўзғалмаслари эса **таянч** ёки **қуёш** ғилдираги, деб аталади. 8.1-шаклда Z_1 бўғин марказий ғилдиракдир. Эпициклик механизмларда марказий ғилдираклар бир нечта бўлиши мумкин.

Техник ва ўқув адабиётларида бўғинларнинг келтирилган номларидан ташқари бошқа номлар ҳам ишлатилади.

8.1. ЭПИЦИКЛИК МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУРЛАРИ

Эпициклик механизмлар иккита катта гуруҳга бўлинади: **дифференциал ва планетар механизмлар.**

Дифференциал механизмларда ҳамма бўғинлар (ҳамма ғилдираклар ва етакчи) ҳаракатланади. 8.1а-шаклда дифференциал механизмни таянч бўғинидан ташқари ҳамма бўғинлари ҳаракатланади.Чебишевнинг тузилиш формуласидан фойдаланиб дифференциал механизмни эркинлик даражасини аниқлаймиз ($n=3$, $P_V=3$, $P_{IV}=1$).

$$W=3n-2P_V-P_{IV}=3\cdot3-2\cdot3-1=2$$

Механизмда H етакчи ва Z_1 марказий ғилдиракдан иборат иккита кирувчи бўғинлар бор. Дифференциал механизмлар бир-бирига боғлиқ бўлмаган иккита ҳаракатни қўшади (айиради) ёки кирувчи валнинг ҳаракатини чиқувчи иккита вални бир-бирига боғлиқ бўлмаган ҳаракатларига ажратади.

Ҳаракатни қўшиш, масалан, самолётни бошқариш механизмларида, йигирув, пиликлаш ва бошқа машиналарда амалга оширилади.

Ҳаракатни ажратиш, масалан, кўпчилик транспорт машиналарида бажарилади. 8.7-шаклда автомобилнинг дифференциал механизми тасвирланган. Моторнинг дифференциал механизмда ўзгартирилган ҳаракати ярим ўқлар орқали автомобилнинг етакловчи гилдиракларига узатилади. Машина бурилишида дифференциал механизм унинг ташқи ғилдирагини ички ғилдирагига нисбатан тезроқ айлантиради.

Эпициклик механизмларнинг иккинчи тури—планетар механизмларга тўхталиб ўтамиз. **Планетар механизмларни дифференциал механизмларнинг** битта ёки бир неча марказий ғилдираклари қўзғалмас бўлган хусусий ҳоли, деб қараш мумкин. 8.1б-шаклда Z_1 марказий ғилдираги қўзғалмас планетар механизм тасвирланган. Планетар механизмнинг эркинлик даражасини аниқлаймиз ($n=1$, $P_V=2$, $P_{IV}=1$)

$$W=3_n-2P_V-P_{IV}=3\cdot2-2\cdot2-1=1$$

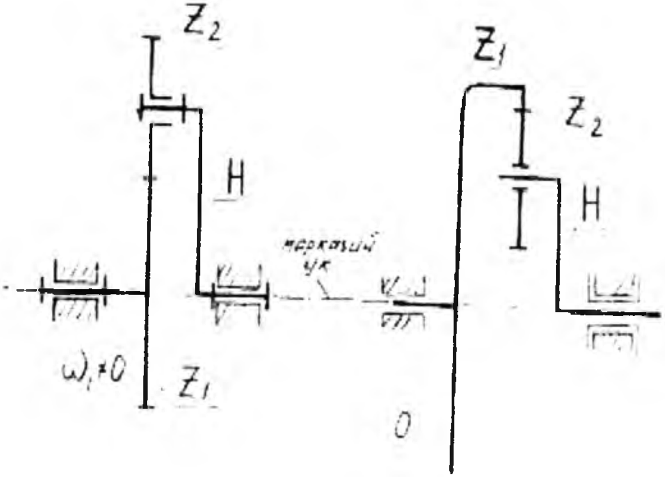
Демак, планетар механизмда битта кирувчи бўғин бор.

Кичик ҳажмли планетар механизмлар орқали катта узатиш нисбатига эришиш мумкин. Шунинг учун улардан редукторлар ва тезлик қутилари сифатида фойдаланилади. Сателлитларнинг нуқталари чизадиган ажойиб траекториялардан техникада кенг қўлланилади. Текис ҳаракатланувчи сателлитларнинг бошланғич айланалари нуқталарининг траекторияларини ташқи илашишда **эпициклоидага**, ички илашишдан **гипоциклоидага** ухшатиш мумкин.

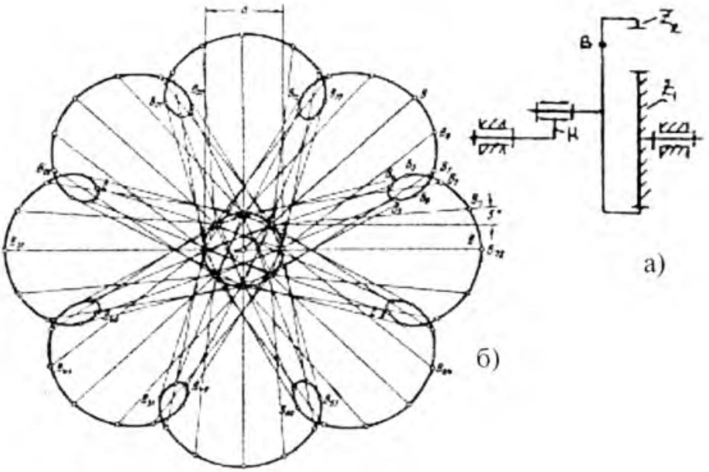
8.2а-шаклда планетар механизм, 8.2б-шаклда механизм сателлитининг *B* нуқтасини бир неча марта катталашган траекторияси кўрсатилган. Бу эгри чизиқ қисқартирилган **гипоциклоида** бўлиб, пиликлаш машиналарида қўлланади. Планетар механизмнинг *B* нуқтасига шатун орқали судралгич богланган. Ҳосил бўлган айлангич-судралгичли механизмни судралгичи жуда мураккаб траектория билан ҳаракатланади. Юқоридаги планетар механизмга ўхшаш механизм пахта терувчи машиналарида кенг қўлланилади. Эпициклик механизмларни марказий ғилдираклар, етакчилар ва сателлитлар сонига, шунингдек, ишлаш турига ва бошқа хусусиятларига қараб гуруҳларга ёки турларга ажратиш мумкин.

8.3-шаклда иккита марказий ғилдираклари ташқи ва ички илашишда бўлган тўртта эпициклик механизмлар келтирилган.

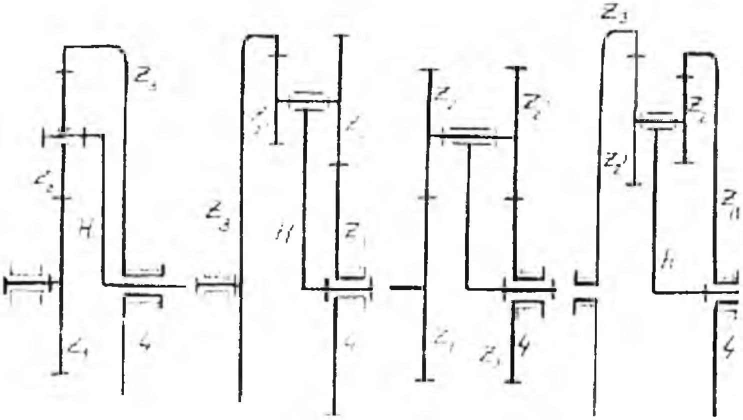
8.3а-шаклда сателлити иккита марказий ғилдираклар билан ички ва ташқи илашишда бўлган бир қаторли эпициклик механизм тасвирланган. Бу механизмда сателлит **паразит ғилдирак** вазифасини бажаради.



8.1-шакл. Эпициклик механизм.



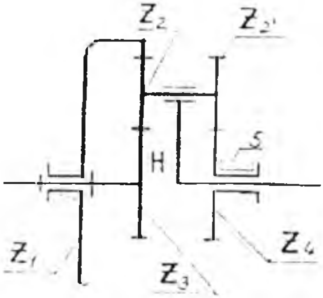
8.2-шакл. Планетар механизмни *B* нуқтаси траекторияси (а — кинематик схема; б —нуқтани траекторияси).



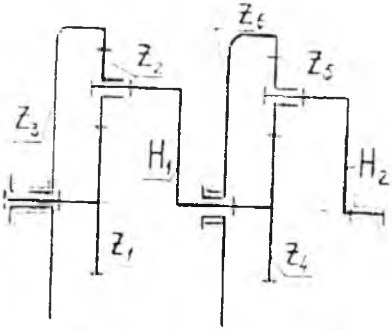
8.3-шакл. Иккита марказий ғилдиракли эпициклик механизмлар:(Z_1, Z_3 — марказий ғилдираклар; Z_2, Z_2' — сателлитлар, *H* — етакчи; *4*-таянч): а) битта сателлитли ички ва ташқи илашишли; б) иккита сателлитли ички ва ташқи илашишли; в) иккита сателлитли ташқи илашишли; г) иккита сателлитли ички илашишли.

8.3б-шаклда Z_2 ва $Z_2^{\prime}$ сателлитлар Z_1 ва Z_3марказий ғилдираклар билан ташқи ва ички илашган эпициклик механизм тасвирланган. Сателлитнинг конструкцияси поғонали узатмани тузишга имкон беради. 8.3в-шаклда сателлити марказий ғилдираклар билан иккита поғонали ташқи илашиш ҳосил қилган механизм тасвирланган. 8.3г-шаклда сателлити марказий ғилдираклар билан иккита поғонали ички илашиш ҳосил қилган механизм кўрсатилган.

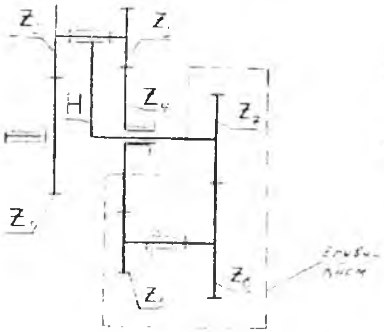
Эпициклик механизмлар учта ва ундан ортиқ марказий ғилдиракларга эга бўлиши мумкин. Бундай механизмлар 8.4. ва 8.5-шаклларда келтирилган. 8.5-шаклда кўрсатилган механизмнинг тузилиши бир хил бир қаторли иккита эпициклик механизмларнинг кетма-кет қўшилиши, деб тасаввур қилиш мумкин. Эпициклик механизмлар тузилишини характерлаш учун ҳарфлар ва рақамлардан иборат шифр шаклидаги қурилиш формулалари қўлланади. Масалан, эпициклик механизмларни марказий ғилдираклар (K) ва етакчилар (H) сони билан характерлаш мумкин. Механизмнинг ташқи (A) ва ички (J) илашишлар сони билан шифрлаш мумкин. Масалан, 8.3б-шаклда тасвирланган механизмнинг код белгиси *2KH-AJ* (иккита марказий ғилдирак, битта етакчи, биттадан ташқи ва ички илашишлар). Қабул қилинган қоидалар асосида бошқа турдаги дифференциал ва планетар механизмларнинг **кодланган қурилиш формулаларини** тузиш мумкин. 8.3, 8.4 ва 8.5-шаклларда келтирилган дифференциал механизмларни осонгина планетар механизмларга айлантириш мумкин. Бунинг учун, масалан, 8.3-шаклдаги механизмнинг марказий ғилдиракларидан биттасини қўзғалмас қилиш кифоя. Натижада механизм планетар механизмга айланиб эркинлик даражаси бирга тенг бўлади. Аммо $W=1$ бўлганда эпициклик механизм доимо планетар бўлавермайди. Техникада эркинлик даражаси бирга тенг бўлган ёпиқ дифференциал механизмларнинг катта гуруҳи маълум. 8.6-шаклда ташқи кўринишидан дифференциал механизмга (ҳамма ғилдираклари ва водило ҳаракатланувчи) ўхшаш механизм тасвирланган. Аммо механизмда Z_3ғилдирак ва H етакчи бирбири билан ўқлари қўзғалмас Z_5, Z_6 ва Z_7 ғилдираклар орқали боғланган (ёпилган). Ёпиқ дифференциал механизмнинг эркинлик даражаси ($n=5$, $P_V=5$, $P_{IV}=4$).



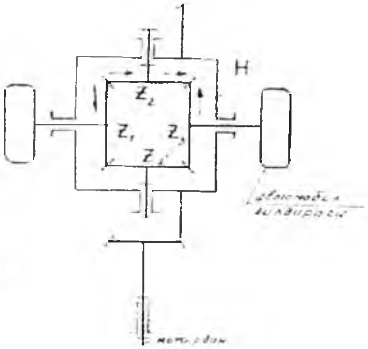
8.4-шакл. Учта марказий ғилдиракли эпициклик механизм.



8.5-шакл. Икки стакловчи эпициклик механизм.



8.6-шакл. Ёпиқ дифференциал механизм.



8.7-шакл. Конуссимон ғилдиракли дифференциал механизм.(z_1, z_3 — марказий ғилдирак; z_2, $z_{2'}$ — сателлитлар; *H* — стакчи).

$$W=3n-2P_V-P_{IV}=3\cdot 5-2\cdot 5-4=1.$$

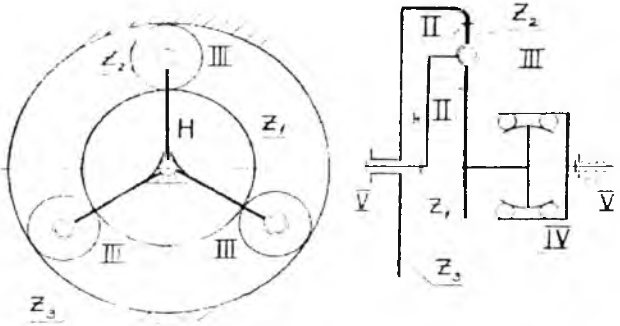
Демак, ёпиқ дифференциал механизмнинг эркинлик даражаси иккига тенг эмаслигини унутмаслик керак.

Конуссимон ва бошқа турдаги узатмалардан фойдаланиб, гурли эпициклик механизмларни тузиш мумкин. 8.7-шаклда юқорида қайд қилинган автомобилнинг дифференциал механизми тасвирланган. Механизм фақат конуссимон гилдираклардан иборат.

Узатилувчи қувватни бир неча параллел оқимларға тақсимлаш ва ғилдиракларнинг тишларининг юкланишини ка-

майтириш мақсадида эпициклик механизмлар бир неча такрорланувчи сателлитларга эга бўлиши мумкин (8.8-шакл). Одатда такрорланувчи сателлитлар марказий ғилдирак атрофида бир хил бурчакда жойлашади.

Эпициклик механизмларда ортиқча боғланишни топиш мумкин. Бу ҳол механизмни юқори аниқликда тайёрлаш талабини қўяди, йиғиш шароитини мушкуллаштиради ва сифатли ишлаш даражасини пасайтиради. Шунинг учун ортиқча боғланишларни аниқлаш ва йўқотиш муаммосига катта аҳамият берилади. 8.8-шаклда ортиқча богланишлар йўқотилган бир қаторли планетар механизмнинг оптимал тузилишини мумкин бўлган вариантларидан бири келтирилган.



8.8-шакл. Ортиқча боғланиши бўлмаган планетар механизм.

Сомов-Малишев формуласидан фойдаланиб бажарилган ҳисоб ортиқча богланишнинг нолга тенглигини тасдиқлайди ($n=6$, $P_V=2$, $P_{IV}=1$, $P_{III}=3$, $P_{II}=6$).

$$q = W - 6n + 5P_V + 4P_{IV} + 3P_{III} + 2P_{II} + P_I =$$
$$= 1 - 6\cdot 6 + 5\cdot 2 + 4\cdot 1 + 3\cdot 3 + 2\cdot 6 = 0$$

Бу оптимал тузилишли планетар механизмда Z_1 марказий ғилдирак ўз ўқи атрофида айланади ва ўқ бўйлаб бироз силжийди. Натижада Z_1 марказий ғилдирак фазода ўзи ўрнашиб, сателлитларда юкланишни текислайди. Шунинг учун Z_1 марказий **ғилдиракни ўзи ўрнашувчи ғилдирак,** деб аталади. Ғилдирак ва сателлитларнинг тишлари чизиқли *II* синф кинематик жуфтлар билан илашган. Сателлитлар етакчи билан сферик *III* синф кинематик жуфтлар билан богланган.

24-84

Бу эса сателлит тишларини узунаси бўйлаб юкланишини бир хил тақсимланишга имкон беради. Оптимал тузилишли планетар механизмнинг келтирилган схемаси ёлғиз эмас, чунки ортиқча боғланишлари бўлмаган бошқа вариантдаги схемаларни ишлаб чиқиш мумкин.

8.2. ЭПИЦИКЛИК МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ

Эпициклик механизмларнинг тишли ғилдираклари ва етакчи бурчак тезликларини аниқлаш кинематик таҳлилнинг асосий вазифаси ҳисобланади. Кинематик таҳлилнинг бир неча усуллари бор. Шулардан кўпроқ қўлланиладиган иккита усулни кўрамиз:

1) Виллиснинг аналитик усули;

2) Тезликлар учбурчаклари ва айланиш частоталари режаларининг график усули.

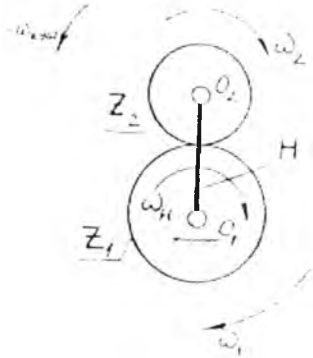
8.2.1. Виллиснинг универсал формуласи

Бу усул **эпициклик механизмни айланиш ўқлари қўзғалмас тишли узатмага ўзгартириш мақсадида тескари айлантиришни қўллашга асосланган.** 8.9-шаклда тасвирланган дифференциал механизмни марказий ўқи атрофида $\omega_{қўш}=-\omega_н$ бурчак тезлиги билан қўшимча айлантирамиз. Бунда ҳамма бўғинларнинг бурчак тезликларини абсолют қийматлари ўзгариб, янги қийматлари қуйидагича бўлади:

$$\bar{\omega}_1 = \omega_1 - \omega_H \qquad (8.1)$$

$$\bar{\omega}_2 = \omega_2 - \omega_H \qquad (8.2)$$

$$\bar{\omega}_H = \omega_H - \omega_H = 0 \qquad (8.3)$$



8.9-шакл. Дифференциал механизм схемаси.

Етакчининг бурчак тезлиги ноль бўлгани учун дифференциал механизм ўқлари қўзғалмас тишли узатмага айланади. Ўзгартирилган ўқлари қўзғалмас тишли узатманинг узатиш нисбати маълум бўлган ифодадан аниқланади:

$$U_{12}^{(H)} = \frac{\overline{\omega}_1}{\overline{\omega}_2} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \qquad (8.4)$$

бу ерда, ω_1 – биринчи ғилдиракнинг бурчак тезлиги;
ω_2 – иккинчи ғилдиракнинг бурчак тезлиги;
$\omega_н$ – етакчининг бурчак тезлиги.

Бу формула буюк олим Виллис номи билан аталади. Формуладаги U_{12} нинг (H) индекси ифодани етакчи қўзғалмас бўлганда келтириб чиқарилганини кўрсатади. (8.4) формулага $\omega_н=0$ қўйилса, ўқлари қўзғалмас оддий тишли узатманинг узатиш нисбати ифодаси келиб чиқади. Шунинг учун **(8.4) ифода Виллиснинг универсал формуласи,** деб аталади.

Виллис формуласи бурчак тезликлари ўрнига уларга пропорционал бўлган бўгинларнинг айланиш частоталарини қўйиш мумкин:

$$U_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} \qquad (8.5)$$

бу ерда, n_1 – биринчи ғилдиракнинг айланиш частотаси;
n_2 – иккинчи ғилдиракнинг айланиш частотаси;
$n_н$ – етакчининг айланиш частотаси.

$U^{(H)}_{12}$ узатиш нисбатини одатдаги усулда ғилдираклар Z_1 ва Z_2 тишларининг сонлари орқали ҳисоблаш мумкин:

$$U_{12}^{(H)} = -\frac{Z_2}{Z_1}$$

Виллис формуласи асосида ҳисобларни бажаришда унга кирувчи қийматларнинг ишораларини назарга олиш шарт. Виллис формуласини дифференциал ва планетар механизмларга қўллаш мумкин. Планетар механизмда қўзғалмас марказий ғилдиракнинг бурчак тезлигини нолга тенглаштириш керак. 8.3в-шаклида келтирилган мураккаб механизм учун Виллис формуласини ёзамиз:

$$U_{1-3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} \qquad (8.6)$$

ва тенгламани ω_3 га нисбатан ечамиз:

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_{13}^{(H)}} + \left(1 - \frac{1}{U_{13}^{(H)}}\right)\omega_H \qquad (8.7)$$

$\frac{1}{U_{13}^{(H)}} = U_{31}^{(H)}$ ни назарга олиб, (8.7) қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$\omega_3 = U_{31}^{(H)}\omega_1 + \left(1 - U_{31}^{(H)}\right)\omega_H \qquad (8.8)$$

Келтирилган ифодадан дифференциал механизмда марказий ғилдиракнинг ω_3 бурчак тезлиги иккита қўшилувчининг алгебраик йиғиндисидан иборатлиги кўриниб турибди. Биринчи қўшилувчи биринчи гилдиракнинг ω_1 айланиш тезлиги, иккинчи қўшилувчи етакчининг ω_H айланиш тезлиги орқали аниқланади. Шундай қилиб дифференциал механизм, айтиб ўтилганидек, бир-бирига боғлиқ бўлмаган иккита ҳаракат манбаининг тезлигини қўшади.

Марказий Z_1 ғилдираги қўзғалмас планетар механизм учун (8.8) формулага $\omega_1=0$ қўйилса, ифода қуйидагича бўлади:

$$\omega_3 = \left(1 - U_{31}^{(H)}\right)\omega_H \qquad (8.9)$$

Z_3 қуёшли (марказий) ғилдирак қўзғалмас бўлганда, планетар механизмнинг (8.3в-шакл) Z_1 марказий ғилдиракдан H етакчига U_{1H} узатиш нисбатини аниқлаймиз. Виллиснинг (8.6) формуласига $w_3=0$ қўйиб тегишли ўзгартиришлар киритамиз:

$$U_{31}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 \quad \text{ва} \quad \frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1H}$$

$$U_{1H} = 1 - U_{31}^{(H)} \qquad (8.10)$$

бу ерда,

$$U_{31}^{(H)} = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right)\left(-\frac{Z_3}{Z_{2'}}\right)$$

Тишлар сонининг маълум қийматларида планетар механизмлар жуда катта узатиш нисбатини таъминлашини мисолларда кўрамиз.

Мисол. Давиднинг планетар механизмида (8.3в-шакл) Z_1 қўзғалмас ғилдирак бўлсин. Ғилдираклар тишларининг сони $Z_1=99$, $Z_2=100$, $Z_2^I=101$, $Z_3=100$. Етакчининг айланиш частотаси $n_H=10000$ ^{айл}/мин. Учинчи ғилдиракнинг n_3 айланиш частотаси аниқлансин.

(8.9) формуладан учинчи ғилдиракнинг айланиш частотаси:

$$n_3 = \left(1 - U_{31}^{(H)}\right)n_H \qquad (8.11)$$

Тишларнинг сони орқали $U_{31}^{(н)}$ аниқланади.

$$U_{31}^{(H)} = \left(-\frac{Z_1}{Z_2}\right)\left(-\frac{Z_{2'}}{Z_3}\right) = \left(-\frac{99}{100}\right)\left(-\frac{101}{100}\right) = \frac{9999}{10000}$$

ва (8.11.) га қўйилади

$$n_3 = \left(1 - \frac{9999}{10000}\right)\cdot 10000 = 1\ \frac{айл}{мин}$$

Натижада Давиднинг планетар механизмида тезлик *10000* марта камайтирилади. Бу жуда катта узатиш нисбатидир.

Планетар механизмларнинг узатиш нисбатини янада ошириш учун 8.5-шаклда кўрсатилганидек ($w_3=0$ ва $w_6=0$ деб қабул қиламиз), бир неча планетар механизмларни битта занжирга бириктирилади. Бунда мураккаб механизмнинг узатиш нисбати бир-бирига уланадиган планетар механизмларнинг узатиш нисбатларининг кўпайтмасига тенг бўлади. 8.7-шаклда келтирилган автомобилларда қўлланадиган дифференциал механизмнинг кинематик таҳлили билан танишамиз. Механизмда $Z_1=Z_3$, $Z_2=Z^I_2$.

Z_1 ва Z_3 ғилдиракларнинг бурчак тезликларини боғловчи Виллис формуласи қуйидагича ифодаланади:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}$$

Узатиш нисбатининг тишлар сони орқали қиймати аниқланади:

$$U_{13}^{(H)} = \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)\left(\frac{Z_3}{Z_2}\right) = \frac{Z_3}{Z_1} = -1$$

Z_1 ва Z_3 ғилдиракларнинг стрелка қоидасида аниқланган йўналишлари (8.7.-шаклга қаранг) қарама-қарши бўлгани учун узатиш нисбатининг ишораси манфий бўлади.

Виллис формуласидан $U_{13}^{(н)} = -1$ ни назарга олиб:

$$-1 = \frac{n_1 - n_н}{n_3 - n_н}$$

бу ерда, $$2n_н = n_1 + n_3 \qquad (8.12)$$

(8.12) формуладан етакчи айланиш частотаси $n_н$ доимий бўлганда марказий ғилдиракларнинг n_1 ва n_3 айланиш частоталари уларнинг йиғиндисини доимийлигини сақлаган ҳолда, турлича ўзгаришини қайд қилиш мумкин. Масалан, биринчи ғилдиракнинг n_1 айланиш частотаси қанчага камайса, шунчага n_3 нинг миқдори ошиши керак ва тескари бўлиши мумкин.

8.2.2. Тезлик учбурчаклари ва айланиш частоталарининг режалари

Бу усул назарий механиканинг баъзи ҳолатларига асосланган.

Қўзғалмас ўқ атрофида айланувчи бўғиннинг тезлиги бўғин бўйлаб тўғри пропорционал ҳолда тақсимланади (8.10-шакл):

$$V = \omega l = \frac{\pi n}{30} l \qquad (8.13)$$

бу ерда, l — кўриладиган нуқтанинг айланиш радиуси; 8.10 а-шаклда A ва B нуқталарнинг тезликлари AA^1 ва BB^1 кесмалари билан тасвирланган. Тезлик векторларининг турли узунликлари бу нуқталар $l_{0,A}$ ва $l_{0,B}$ айланиш радиусларининг турли қийматлари билан асосланади. $\overline{V}_A$ ва $\overline{V}_B$ тезликлар векторларини A^1 ва B^1 учлари айланиш марказидан ўтувчи битта *ТЧ* – тезлик чизиғида ётади ва буни тўғри пропорционаллик (8.13) қонуни талаб қилади. *ТЧ* **тезлик чизиғи,** деган маънони билдиради.

Тезлик чизиғини ўтказиш учун иккита нуқтанинг тезлигини билиш керак. Хусусий ҳолда нуқталардан бирининг тезлиги нолга тенг бўлиши мумкин. Тезлик чизиғи (*ТЧ*) 0_1A бўғин билан φ бурчаги ҳосил қилади. Бу бурчакнинг тангенсини аниқлаймиз:

$$tg\varphi = \frac{V_A}{l_{O1A}} = \frac{\pi n}{30} \qquad (8.14)$$

ёки
$$n = \frac{30}{\pi} tg\varphi \qquad (8.15)$$

Демак, бўғиннинг айланиш частотаси φ бурчагининг тангенсига пропорционал. Бу ҳолат бўғиннинг айланиш частотасини график аниқлашга имкон беради. 8.10б-шаклда O_1AA^1 учбурчагига ўхшаш SPn учбурчаги қурилган. Бу учбурчакда Pn катети айланиш частотаси n га пропорционал. Шунинг учун

$$n = \mu_n Pn \qquad (8.16)$$

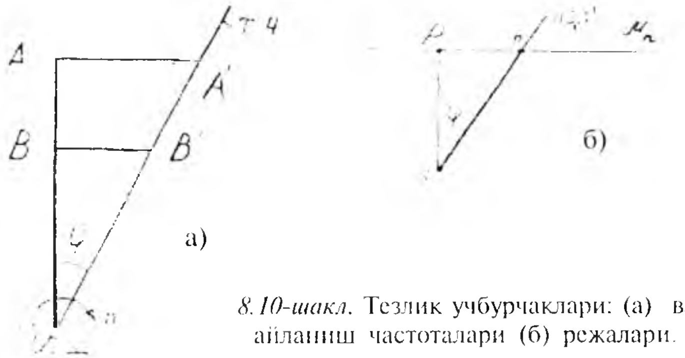
бу ерда, μ_n – айланиш частотаси режасининг масштаби.

O_1AA^1 учбурчаги тезлик учбурчаги, SPn учбурчаги эса **айланиш частотаси режаси** деб аталади.

Схемаси μ_l масштабида чизилган **Жемснинг планетар механизмининг** (8.11-шакл) кинематик таҳлилини бажарамиз. Қўзғалмас Z_1 қуёшли ғилдирак штрихланган. n_3 айланиш частотаси берилган бўлсин, n_2 ва n_H айланиш частоталари аниқланиши талаб қилинади.

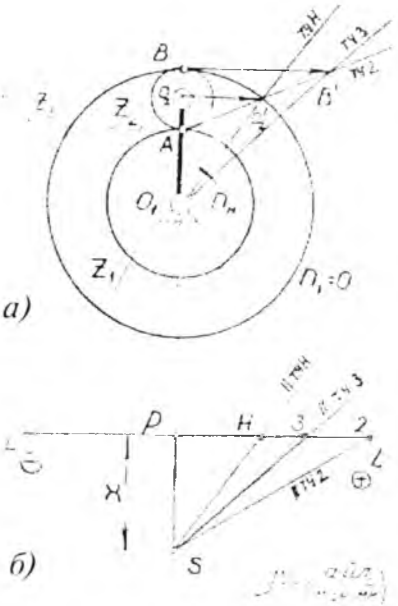
Учинчи ғилдирак B нуқтасининг V_B тезлиги аниқланади.

$$V_B = \left(\frac{\pi n_3}{30}\right) l_{O1B} \qquad (8.17)$$



8.10-шакл. Тезлик учбурчаклари: (а) ва айланиш частоталари (б) режалари.

B^1 нуқтани O_1 нуқта билан туташтириб, учинчи ғилдиракнинг $TЧ_3$ тезлик чизиғи аниқланади.



8.11-шакл. Тезлик учбурчаклари ва айланиш частоталари режалари усулида Жемсниг планетар механизмини кинематик таҳлили (а-тезлик учбурчаги, б-айланиш частоталари режаси).

Сўнгра нуқталарнинг V_B ва $V_A=0$ маълум бўлган тезликлари орқали *2* сателлитнинг $ТЧ_2$ тезлик чизиғи ўтказилади O_2. нуқтадан $ТЧ_2$ билан кесишгунча тик чизиқ ўтказиб ва O_2 O'_2 нуқтанинг тезлиги топилади. O'_2 ва O_1 нуқталарини туташтириб етакчини $ТЧ_н$ тезлик чизиғи аниқланади.

Айланиш частотаси режасини қуриш учун *LL* горизонтал чизиғини ўтказиб, унда *P* қутб танланади. *LL* чизигини остида *X* ихтиёрий масофада *S* нуқта танланади. *S* нуқтадан *ТЧ2*, *ТЧ3*, *ТЧН* тезлик чизиқларига параллел *S2*, *S3*, *Sн* чизиқлар ўтказиб, *LL* чизиғи билан кесишган *2*, *3* нуқталар аниқланади.

Исбот қилинганидек, *P2*, *P3* ва *Pн* кесмалари n_2, n_3 ва $n_н$ айланиш частоталарига пропорционал бўлади. Берилган n_3 айланиш частотасига қараб μ_n айланиш частотасининг масштаби аниқланади:

$$\mu_n = \frac{n_3}{P3} \tag{8.18}$$

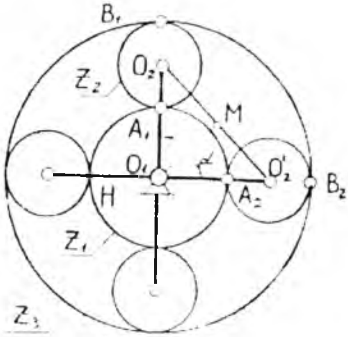
Планетар механизмнинг бўғинларини айланиш частоталарининг абсолют қийматлари аниқланади:

$$n_2 = \mu_n \overline{P2} \tag{8.19}$$

$$n_н = \mu_n \overline{PH} \tag{8.20}$$

бу ерда, *P2* ва *PH* кесмалари айланиш частотаси режасидан ўлчанади. Мисолимизда ҳамма айланиш частоталарининг қийматлари мусбат бўлади. Агар *ZZ* чизигини кесувчи кесмалар *P* қутбга нисбати чапда бўлса, улар манфий ишорали, деб ҳисобланади.

8.3. ПЛАНЕТАР МЕХАНИЗМЛАРНИНГ СИНТЕЗИ



8.12-шакл. Жемснинг планетар механизми.

Планетар механизмларнинг кинематик синтези усулини Жемс механизми мисолида кўриб чиқамиз (8.12-шакл). Планетар механизмнинг берилган узатиш нисбатини таъминлаш синтезнинг асосий шартидир. Маълумки, синтез масаласини ечишда асосий шартлар билан бир қаторда лойиҳаланадиган механизмнинг ишчанлигини кафолатлайдиган қўшимча шартларни ҳам назарга олиш керак. Марказий ўқларни мослик, йиғиш ва қўшничилик шартлари қўшимча шартлар ҳисобланади.

Берилган узатиш нисбатини таъминлаш. Лойиҳаланадиган механизм учун Виллис формуласини ёзамиз ($n_3=0$).

$$U_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{-n_H} = 1 - U_{1H}$$

ёки

$$U_{1H} = 1 - U_{13}^{(H)} = 1 - \left(-\frac{Z_3}{Z_1} \right) = \frac{Z_1 + Z_3}{Z_1} \qquad (8.21)$$

(8.21) ифода берилган U_{1H} узатиш нисбатини таъминловчи лойиҳаланадиган механизмнинг тишлар сонини қониқтирадиган шарт ҳисобланади.

Қўшимча шартлар. Ўқларни мос тушиш шарти. Бу шарт марказий ғилдиракларнинг ва етакчининг ўқларини планетар механизмнинг асосий ўқига мос бўлишини таъминлайди.

8.12-шаклдаги механизмда бошланғич айланаларнинг радиуслари қуйидаги нисбатда бўлади:

$$r_{\omega 3} = r_{\omega 1} + 2r_{\omega 2} \qquad (8.22)$$

$$\frac{mZ_3}{2} = \frac{mZ_1}{2} + 2\frac{mZ_2}{2} \qquad (8.23)$$

ёки $Z_3 = Z_1 + 2Z_2$

Сателлитнинг тишлар сони

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} \qquad (8.24)$$

Сателлитнинг тишлари сони иккаласи тоқ ёки жуфт бўлган Z_1 ва Z_3 марказий ғилдираклар тишлари сонига боғлиқ. Акс ҳолда сателлитнинг тишлар сони касрли бўлади. Бу эса мумкин эмас.

Қўшничилик шарти. Механизмда бир неча сателлитлар бўлганда қўшничилик шартиға амал қилиш керак. Сателлитлар ёнма-ён жойлашганда бир-бирига халақит бермаслиги учун қуйидаги шартга риоя қилиниши керак:

$$0_2 0_2' > 2r_{a2} \qquad (8.25)$$

бу ерда, $0_2 0_2^1$ — қўшни сателлитларнинг марказларининг оралиги;

r_{a2} — сателлит тиши учининг радиуси,

$$r_{a2} = \frac{mZ_2}{2} + m = \frac{m}{2}(r_2 + 2)$$

$0_1 0_2 M$ тўгри бурчакли учбурчакдан:

$$0_2 M = \frac{0_2 0_2'}{2} = 0_1 0_2 \sin\frac{\alpha}{2} \qquad (8.26)$$

Қўшни сателлитлар орасидаги марказий бурчак:

$$\alpha = \frac{2\pi}{k} \qquad (8.27)$$

бу ерда, k — сателлитлар сони. Иккинчи томондан $0_1 0_2$ биринчи ва иккинчи ғилдиракларнинг бошланғич айланаларининг радиуслари йиғиндисига тенг:

$$0_1 0_2 = \frac{mZ_1}{2} + \frac{mZ_2}{2} \qquad (8.28)$$

(8.28) ни (8.26) га қўйиб, $O_2O_2^1$ кесма аниқланади.

$$0_2 0_2^1 = 2\left(\frac{mZ_1}{2} + \frac{mZ_2}{2}\right)\sin\frac{\alpha}{2} = m(Z_1 + Z_2)\sin\frac{\alpha}{2} \quad (8.29)$$

$O_2O_2^1$ ва r_{a2} қийматларини (8.26.) га қўямиз:

$$m(Z_1 + Z_2)\sin\frac{\pi}{k} > m(Z_2 + 2)$$

ёки модул қисқартирилгандан сўнг

$$(Z_1 + Z_2)\sin\frac{\pi}{k} > (Z_2 + 2)$$

Бундан

$$\sin\frac{\pi}{k} > \frac{Z_2 + 2}{Z_1 + Z_2} \quad (8.30)$$

(8.30) шарти бажарилганда қўшни сателлитлар бир-бирига тегмайди ва халақит бермайди.

Йиғиш шарти. Механизмда сателлитлар сони бирдан ортиқ ($K>1$) бўлганда планетар механизмларни йиғиш қийинлашади.

Сателлит битта бўлганда ($k=1$) планетар механизмни йиғиш осон бўлади. Битта сателлит ўрнатилгандан сўнг, иккала марказий гилдираклар аниқ ҳолатни эгаллайди ва иккинчи сателлитнинг тишлари марказий ғилдиракларнинг тишлари орасига жойлашмаслиги мумкин. Бундай бўлмаслиги учун йиғиш шартини бажариш керак. Марказий ғилдиракларнинг (8.12-шакл) A_1A_2 ва B_1B_2 ёйлари узунлигини аниқлаш ифодасини ёзамиз:

$$\cup A_1A_2 = \frac{Z_1P_w}{k} \quad (8.31)$$

$$\cup B_1B_2 = \frac{Z_3P_w}{k} \quad (8.32)$$

бу ерда, P_w – илашиш қадами;

k – сателлитларнинг сони.

A_1A_2 ва B_1B_2 ёйларига илашиш қадамини кетма-кет қўйилганда, қандайдир қолдиқ билан жойлашсин, деб тахмин қилайлик:

$$\cup A_1A_2 = aP_\omega + \Delta_1 \tag{8.33}$$

$$\cup B_1B_2 = bP_\omega + \Delta_3 \tag{8.34}$$

бу ерда, P_w – илашиш қадами; *a* ва *в* бутун сонлар; Δ_1 ва Δ_3 – ёйга илашиш қадамини бир неча марта қуйилгандаги қолдиқлар.

(8.31) ва (8.32) ҳамда (8.33) ва (8.34) ифодаларни чап ва ўнг томонларининг ҳадларини қўшиб, қуйидаги боғланишни келтириб чиқарамиз:

$$\cup A_1A_2 + \cup B_1B_2 = \frac{Z_1P_\omega}{k} + \frac{Z_3P_\omega}{k} = (aP_\omega + \Delta_1)(bP_\omega + \Delta_3)$$

Бу ифодадан:

$$Z_1 + Z_3 = \left(a + b + \frac{\Delta_1 + \Delta_3}{P_\omega}\right)k \tag{8.35}$$

(8.35) ифодани чап томони (Z_1+Z_3) йиғиндиси доимо бутун сонга тенг, демак, ифоданинг ўнг томони ҳам бутун сон бўлиши керак:

$\left(a + b + \frac{\Delta_1 + \Delta_3}{P_\omega}\right) = E$ белгилаб, планетар механизмнинг йиғиш шартини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{k} = E \tag{8.36}$$

бу ерда, E – бутун сон.

Шундай қилиб, *k* та сателлитли механизмни йиғиш учун марказий ғилдиракларнинг тишлар сонининг йигиндисини сателлитлар сонига нисбати бутун сон бўлиши керак. Бу шарт *k* та сателлитли механизмни йиғилишини таъминлайди.

Синтез масаласини ечишда планетар механизм ғилдиракларининг Z_1 ва Z_3 тишлар сони келтириб чиқарилган тенгламаларни ечиш жараёнида танлаш усули билан аниқланади. Бу масалани ҳал қилишни мисолда кўриб чиқамиз.

Мисол. Узатиш нисбати U_{1H}*=5,6* бўлган Жемснинг планетар механизми (8.12-шакл) лойиҳалансин.

Ғилдирак тишининг оёғи қирқилмаслиги учун биринчи ғилдиракнинг тишлар сонини Z*=18* қабул қиламиз.

Учинчи ғилдиракнинг Z_3 тишлар сонини (8.21) дан аниқлаймиз.

$$U_{1H} = 1 - U_{13}^{(H)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

$$Z_3 = (U_{1H} - 1)Z_1 = (5{,}6 - 1)18 = 82{,}8$$

Учинчи ғилдиракнинг тишлар сони каср бўлгани учун масаланинг бошқа ечимини излаш керак. Иккинчи вариантдаги ечимда $Z=20$ қабул қиламиз. Натижада:

$$Z_3 = (U_{1H} - 1)Z_1 = (5{,}6 - 1)20 = 92$$

Сателлитнинг Z_2 тишлар сони ўқларнинг бир чизиқда бўлиш шартидан аниқланади (8.25):

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} = \frac{92 - 20}{2} = 36$$

Сателлитлар сонини $k=2$ қабул қилиб, механизмнинг йиғиш шартини текширамиз (8.37):

$$\frac{Z_1 + Z_3}{k} = E; \qquad \frac{20 + 92}{2} = 56$$

E бутун сон бўлгани учун, йиғиш шарти бажарилади.

Лойиҳаланган механизмни қўшничилик шартини (8.30) текширамиз:

$$\sin\frac{\pi}{k} > \frac{Z_2 + 2}{Z_1 + Z_2}$$

Тенгсизликнинг чап ва ўнг томонларини сон қийматларини аниқлаб солиштирамиз:

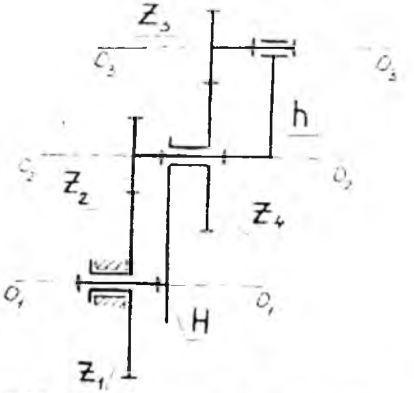
$$\sin\frac{180^0}{2} = \sin 90^0 = 1 \quad \text{ва} \quad \frac{Z_2 + 2}{Z_1 + Z_2} = \frac{36 + 2}{20 + 36} = \frac{38}{56} = 0{,}6785$$

Ҳисоблаш натижаларини ($1 > 0{,}6785$) солиштириб қўшничилик шарти бажарилганига ишонч ҳосил қилиб, сателлитлар бир-бирига тегмайди деган хулосага келамиз. Натижада лойиҳаланган планетар механизм $Z_1=20$, $Z_2=36$, $Z_3=92$ тишли гилдираклардан иборат бўлади.

8.4. БИПЛАНЕТАР МЕХАНИЗМЛАР

Планетар механизмларнинг сателлитлари ривожлантирилса, бипланетар механизмлар ҳосил бўлади. 8.1а-шаклда тасвирланган планетар механизм Z_2 сателлитининг тузилишини радиал йўналишда мураккаблаштирсак, 8.13-шаклда келтирилган **бипланетар механизмнинг** кинематик схемаси келиб чиқади. Механизмда Z_2 сателлитнинг ўқи кичик ёки биетакчи, деб аталувчи h янги етакчи билан маҳкамланади, *h* биетакчи ўқида Z_3 кичик ёки **бисателлит** жойлашади. Z_3 бисателлит *H* водилога маҳкамланган Z_4 **бимарказий** ғилдиракда думалайди.

Z_3 бисателлитнинг мураккаб ҳаракати унинг учта параллел ўқлар атрофида айланиши йиғиндисидан иборат бўлиб, нуқталари мураккаб траекториялар ҳосил қилади. Бундай траектория-лар нон пишириш ва бош-қа соҳа машиналарида қўлланилади. Бипланетар механизмларда узатиш нисбати катта бўлади ва уларнинг баъзи турлари редукторлар сифатида ишлатилади.



8.13-шакл. Бипланетар механизм. (z_1 — марказий ғилдирак; z_2 — сателлит; z_3 — бисателлит; z_4 — бипланетар ғилдирак; *H* — етакчи; *h* — биетакчи).

Бипланетар механизмнинг кинематик схемаси одатда икки қисмга ажратилади (8.13-шакл).

а) Z_1 Z_2 тишли гилдираклар ва *H* етакчидан иборат асосий планетар механизм;

б) Z_4 Z_3 тишли ғилдираклар ва *h* биетакчидан иборат кинематик занжирдан ташкил топган шартли равишдаги сателлитли планетар механизм.

Бипланетар механизмларнинг кинематик таҳлилида тескари ҳаракатлантириш усули икки марта бажарилади: дастлаб ҳамма механизмга, сўнгра сателлитли механизмга қўшимча ҳаракатлар берилади. 8.14-шаклда келтирилган бипланетар

механизмнинг кинематик таҳлилини бажарамиз. Бу механизмда Z_1, Z_2, Z_5, Z_6 ва H бўгинлар асосий планетар механизмни, Z_2', Z_3, Z_4 ва h бўғинлар сателлитли планетар механизмни ташкил қилади. Бипланетар механизмни $\omega_{қўш}=-\omega_н$ қўшимча бурчак тезлиги билан айлантирамиз. Натижада H етакчи қўзғалмас, деб тахминланади. Бунда Z_1 гилдиракдан Z_6 ғилдиракга узатиш нисбати қуйидагича аниқланади:

$$U_{16}^{(H)} = U_{12}^{(H)} \cdot U_{2'h}^{(4)} \cdot U_{56}^{(H)} \qquad (8.37)$$

Асосий планетар механизм учун Виллнис формуласидан U_{1H}-Z_1 ғилдиракдан H етакчига узатиш нисбати аниқланади:

$$U_{16}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{-n_H} = -\frac{n_1}{n_H} + 1 = 1 - U_{1H} \qquad (8.38)$$

бу ерда,

$$U_{1H} = \frac{n_1}{n_H} \qquad \text{(8.2) дан:}$$

$$U_{1H} = 1 - U_{16}^{(H)} = 1 - U_{12}^{(H)} \cdot U_{2'h}^{(4)} \cdot U_{56}^{(H)} \qquad (8.39)$$

$U_{2'h}^{(4)}$ узатиш нисбатининг кўрсаткичи етакчи билан маҳкам богланган z_4 гилдиракни тўхтаганини билдиради.

$U_{12}^{(H)}$ ва $U_{56}^{(H)}$ узатиш нисбатлари тишлар сони орқали аниқланади.

$$U_{12}^{(H)} = -\frac{Z_2}{Z_1}; \quad U_{56}^{(H)} = \frac{Z_6}{Z_5} \qquad (8.40)$$

$U_{2'h}^{(4)}$ узатиш нисбатини аниқлаш учун z_2', z_3, z_4 бўғинларини $w_{қўш}=-w_h$ қўшимча, бурчак тезлиги билан тескари ҳаракатлантириш керак. Сателлитли планетар механизм учун Виллис формуласини тузамиз:

$$U_{2'h}^{(4)} = \frac{n_{2'} - n_h}{n_4 - n_h} = -\frac{n_{2'}}{n_h} + 1 = 1 - U_{2'h}^{(H)}$$

бу ерда, $U_{2'h}^{(H)} = \dfrac{n_{2'}}{n_h}$ (8.41)

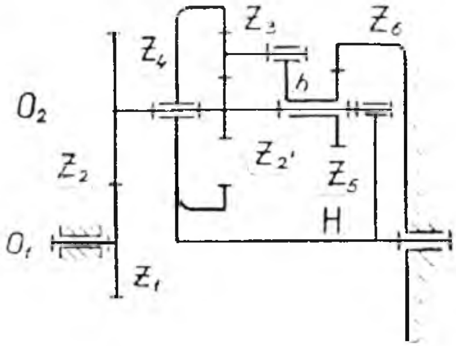
n_H — бисателлитнинг айланиш частотаси; n_4 — бимарказий ғилдиракнинг айланиш частотаси ($n_4=n_H$); n_h — сателлитнинг айланиш частотаси:

$$U_{2'h}^{(H)} = 1 - U_{2'h}^{(H)} = 1 + \frac{Z_4}{Z_{2'}} \qquad (8.42)$$

(8.40) ва (8.42) ларнинг қийматларини (8.39) га қўйиб, z_1 гилдиракдан H етакчига узатиш нисбатини аниқлаш ифодасини келтириб чиқарамиз:

$$U_{1H} = 1 + \frac{Z_2 Z_6}{Z_1 Z_5}\left(1 + \frac{Z_4}{Z_{2'}}\right) \qquad (8.43)$$

Мисол: $z_1=15$, $z_2=51$, $z_{2'}=15$, $z_4=72$, $z_5=12$, $z_6=45$ ва $n_1=3000$ айл/мин берилган бўлса, 8.14-шаклда кўрсатилган бипланетар механизмнинг U_{1H} узатиш нисбати ва n_H етакчининг айланиш частотаси аниқлансин.



8.14-шакл. Бипланетар механизм. (z_1, z_2, z_5, z_6 ва H — асосий планетар механизм; z_{3}, z_4 ва h — сателлитли планетар механизм).

z_1 ғилдиракдан H етакчига (8.14-шакл) узатиш нисбати:

$$U_{1H} = 1 + \frac{Z_2 Z_6}{Z_1 Z_5}\left(1 + \frac{Z_4}{Z_{2'}}\right) = 1 + \frac{51 \cdot 45}{15 \cdot 12}\left(1 + \frac{72}{15}\right) = 74$$

H етакчининг айланиш частотаси:

$$n_H = \frac{n_1}{u_{1H}} = \frac{3000}{74} = 40{,}6 \text{ айл/мин}$$

8.14-шаклдан $n_4=n_H=40{,}6$ айл/мин кўриниб турибди,

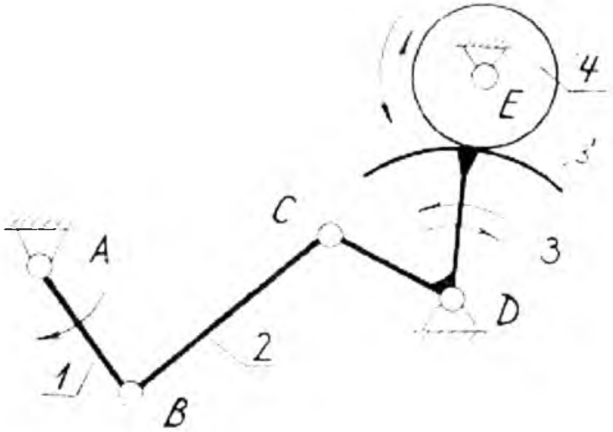
$$U_{12}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H}$$

Тенгламани n_2 нисбатан ечиб, $n_2=n_2^1$ ни назарга олиб, (8.42) дан $n_h=n_5$ аниқланади. Бипланетар механизмларнинг кинематик таҳлилини маълум бўлган тезлик учбурчаклари ва айланиш частоталари режалари усулидан фойдаланиб бажариш мумкин.

Кўриб чиқилган бипланетар механизмлардан ташқари техникада учпланетар механизмлар ҳам қўлланади. Бундай механизмларни тузилиш схемаси бисателлитни радиал йўналишда ривожлантириш орқали ҳосил бўлади.

8.5. ТИШЛИ-РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАР

Бир-бири билан боглиқ ҳаракатда бўлган тишли ва ричагли механизмлардан ташкил топган механизмлар **тишли-ричагли механизмлар,** деб аталади.



8.15-шакл. Тишли-ричагли реверс механизми.

Техникада тишли-ричагли механизмларнинг турли хиллари қўлланилади. Хоҳлаган ричагли механизмнинг бўғинларига ёки шарнирларига бир-бири билан илашадиган тишли ғилдиракларнинг ўқларини маҳкамлаб, тишли-ричагли механизмга айлантириш мумкин.

Тишли-ричагли механизмлар чиқувчи бўғинларнинг турли созланадиган ҳаракат қонунларини ва нуқталарининг мурак-

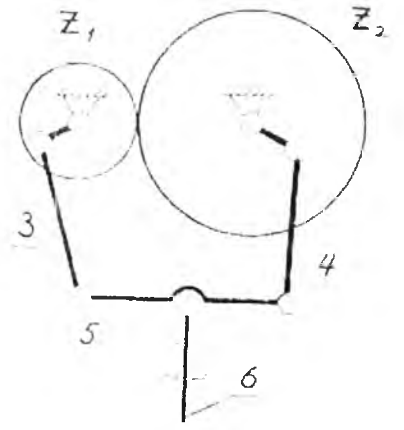
каб циклик траекторияларини олишга имкон беради. Тишли-ричагли механизмларда ричаглар ва тишли гилдираклар кетма-кет ёки параллел боғланган бўлиши мумкин.

8.15-шаклда *4* бўғинли механизм ричагларини *3'* сектор ва *4* шестернядан иборат тишли илашма билан кетма-кет боғланган тишли сектор механизми келтирилган. Бу механизм *4* шестерняни нотекис реверсив айланма ҳаракатлантириш учун хизмат қилади. Шестернянинг бурчак тезлиги

$$\omega_4 = U_{3'4}\omega_3 \qquad (8.44)$$

бу ерда, ω_4 — шестернянинг бурчак тезлиги; $U_{3'4}$ — *3'* сектордан *4* шестерняга узатиш нисбати; ω_3 - сектор-чайқалгичнинг бурчак тезлиги.

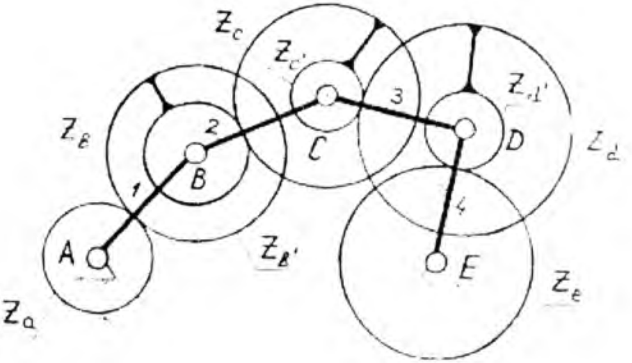
8.16-шаклда **«рим узатмаси»** номи билан аталувчи ёпиқ дифференциал-ричагли механизм тасвирланган. Механизмда *1*-синф *3*-тартибли Ассур гуруҳини *3* ва *4* тортгичлари ричагли механизмни ёпувчи z_1 ва z_2 тишли узатмага боғланган. *5* базис, *3* ва *4* тортгичларнинг ҳаракатини қўшиб илгариланма ҳаракатлантирувчи *6* бўғинга узатади. Бу механизм машинасозликда, хусусан, трикотаж машиналарида нинадонга ҳаракатни узатишда қўлланади.



8.16-шакл. «Рим узатмаси», деб аталувчи тишли-ричагли механизм.

Эркинлик даражаси иккига тенг олти бўғинли стерженли тишли-ричагли механизмни кўрамиз (8.17-шакл). *АВСДЕ* ричагли механизмнинг шарнирларига илашма ҳосил қилувчи *Za*, *Zв*, *Zв*^{1}, *Zc*, *Zc*^{1}, *Zd*, *Zd*^{1}, *Ze* тишли ғилдираклар ўрнатилади.

Дастлаб *Za* ва *4* бўғинлар қўзғалмас бўлишига қарамай, таянчдан ташқари ҳамма бўғинлар ҳаракатланади, деб қараймиз.



8.17-шакл. Бешта стерженли кинематик занжир асосида тузилган тишли-ричагли механизм.

Чиқувчи *Ze* тишли гилдиракнинг бурчак тезлигини ва бурчак тезланишини аниқлаш формуласини келтириб чиқарамиз. Масалан, етакчи вазифасини бажарувчи *2* бўғинга уланган *Zв* ва *Zc* илашувчи ғилдираклар учун Виллис формуласини тузамиз:

$$U^{(2)}_{св} = \frac{\omega_c - \omega_2}{\omega_в - \omega_2} \qquad (8.45)$$

бу ерда, ω_c ва $\omega_в$—*Zc* ва *Zв* тишли гилдиракларни бурчак тезликлари; ω_2 — *2* ричагнинг бурчак тезлиги.

(8.46.) формула 2 етакчи тўхтаган ҳолатда келтириб чиқарилган:

$$\omega_c = \omega_a u^{(2)}_{св} + \omega_2 (1 - u^{(2)}_{са}) \qquad (8.46)$$

(8.47)га ўхшаш тенгламаларни ҳамма тишли илашмалар учун тузиб, уларни тўртта тенгламадан иборат система сифатида келтириш мумкин:

$$\begin{aligned} \omega_в &= \omega_a u_{ва} + \omega_1 (1 - u_{ва}), \\ \omega_c &= \omega_в u_{св} + \omega_2 (1 - u_{св}), \\ \omega_d &= \omega_c u_{dc} + \omega_3 (1 - u_{dc}), \\ \omega_e &= \omega_d u_{ed} + \omega_4 (1 - u_{ed}). \end{aligned} \qquad (8.47)$$

бу ерда, $\omega_a, \omega_в, \omega_c, \omega_d, \omega_e$ — *Za*, *Zв*, *Zc*, *Zd*, *Ze* тишли гилдиракларнинг бурчак тезликлари; $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ — ричагларнинг бурчак тезликлари. Келтирилган тенгламаларда ёзиш қулай бўлиши учун тўхтаган етакчи-ричагларни номери келтирилмаган.

(8.48) тенглама системасида $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ стерженларнинг бурчак тезликларини ричагли механизмнинг кинематик таҳлилидан аниқлаш мумкин ва улар маълум, деб ҳисобланади. Тенгламалар системасидан учта тишли ғилдиракларнинг ω_B, ω_d, ω_c бурчак тезликларини йўқотамиз. Номаълумлардаги коэффициентларни бир-бирига яқинлаштириш мақсадида дастлаб учта тенгламани чап ва ўнг томонларини $u_{cв}$, u_{ec} ва u_{ed}ларга кўпайтириб, тўртта (8.48) тенгламасини қўшамиз. Натижада чиқувчи *Ze* ғилдиракнинг бурчак тезлигини аниқлаш формуласини ҳосил қиламиз:

$$\omega_e=\alpha_a\omega_a+\alpha_1\omega_1+\alpha_2\omega_2+\alpha_3\omega_3+\alpha_4\omega_4 \qquad (8.48)$$

Бу ерда α_a-Uea; $\alpha_1=(1-Uba)Ueb$; $\alpha_2=(1-Ueb)Uec$;

$\alpha_3=(1-Udc)Ued$; $\alpha_4=1-Ued$. (8.49)

Ҳамма узатиш нисбатлари ёки α_i коэффициентлари берилган тишлар сонидан аниқланиши мумкин. (8.48) ва (8.49) формулалар бешта бўғинли шарнирли механизм асосида ҳосил бўлган турли тишли-ричагли механизмлар учун ҳам қўлласа бўлади.

Агарда қурилаётган механизмда тўртинчи ричаг қўзғалмас бўлса, *АВСД* тўрт бўгинли механизм асосидаги тишли–ричагли механизм ва оддий Z_d, Z_e тишли узатма ҳосил бўлади. Янги механизмни чиқувчи ғилдирагининг ω_u бурчак тезлиги (8.48) ифодадан аниқланади:

$$\omega_d = k_a\omega_a + k_1\omega_1 + k_2\omega_2 + k_3\omega_3 \qquad (8.50)$$

бу ерда,

$$k_a = U_{da},\ \ k_1 = U_{db}(1-U_{bd}),\ \ k_2 = U_{dc}(1-U_{cb}),\ \ k_3 = 1-U_{dc}.$$

k_i коэффициентлари тишлар сони орқали аниқланади.

$$k_a = \frac{Z_{c'}Z_{b'}Z_a}{Z_dZ_cZ_b};\ \ k_1 = \frac{(Z_a+Z_b)Z_{c'}Z_{b'}}{Z_aZ_cZ_d}; \qquad (8.51)$$

$$k_2 = \frac{(Z_c+Z_{b'})Z_{c'}}{Z_cZ_d};\ \ k_3 = \frac{Z_d+Z_{c'}}{Z_d}$$

Агарда тишли-ричагли механизмда *4* стержен ва Z_a гилдирак тўхтатилган бўлса, (8.17-шаклда улар штрихланган) Z_d чиқувчи гилдиракнинг бурчак тезлиги:

$$\omega_d = k_1\omega_1 + k_2\omega_2 + k_3\omega_3$$

(8.52)

Тишли-ричагли механизмнинг бурчак тезланишини аниқлаш учун (8.54) тенгламани вақтга нисбатан дифференциаллаш керак:

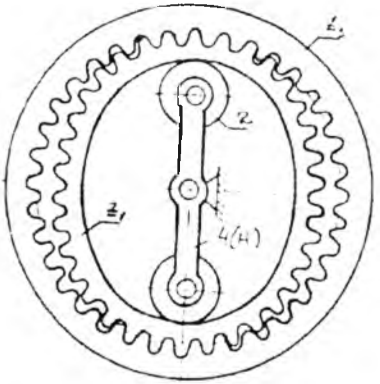
$$\varepsilon_d = k_1\varepsilon_1 + k_2\varepsilon_2 + k_3\varepsilon_3 \qquad (8.53)$$

бу ерда, $e_d - Z_d$ ғилдиракнинг бурчак тезланиши; e_1, e_2, e_3 — ричагли механизмнинг стерженларини бурчак тезланишлари. K_1, K_2, K_3 — тишли узатмаларнинг узатиш нисбати.

Агарда тишли-ричагли механизмда баъзи илашмалар бўлмаса, K_i коэффициентларини аниқлашда бўлмаган ғилдиракларнинг тишлари сони ноль деб қабул қилинади.

Тишли-ричагли механизмлар билан танишишни тугатишда техникада тишли узатмаларни бошқа турдаги механизмлар билан комбинациялари қўлланилишини таъкидлаш лозим. Буларга биринчи навбатда тишли-муштумчали, тишли-винтли ва бошқа механизмларни киритиш зарур.

8.6. ТЎЛҚИНСИМОН УЗАТМАЛАР



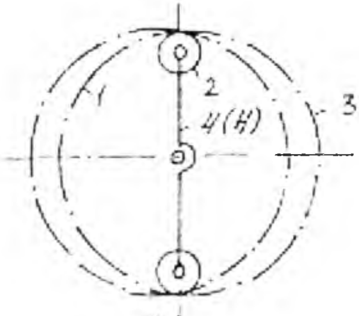
8.18-шакл. Тўлқинли узатма: (z_2—қайишқоқ ғилдирак; z_1 — бикр ғилдирак; 2 —ролик. *H* — стакчи).

Ички илашишли эпициклик механизмларни **тўлқинсимон узатмаларга** таққослаш мумкин. Тўлқинсимон узатмалар ғилдиракларнинг бирида ҳосил бўладиган деформация тўлқинларини югуриши орқали айланма ҳаракатни узатиш принципида ишлайди. Улар эпициклик механизмларга ўхшаш планетар ва дифференциал турларга бўлинади.

Планетар тўлқинсимон узатмалар кичик ўлчамда

юқори ва текис ҳаракатланади. Тўлқинсимон узатмаларнинг айланма ҳаракатни узлуксиз девор орқали узатиши тенги йўқ афзаллиги ҳисобланади. Аммо тўлқинсимон узатмаларда деформацияланадиган буғиннинг бўлиши унинг камчилигидир. 8.18-шаклда икки тўлқинли узатма тасвирланган. Узатма тўлқин генераторидан-икки роликли H етакчидан, Z_1 қайишқоқ ва Z_3 бикр ғилдираклардан иборат. Z_3 ва Z_1 тишлар сони орасидаги фарқ катта эмас. Йиғишда Z_1 қайишқоқ ғилдирак Z_3 бикр ғилдиракни ичига жойлаштирилади, H етакчи иккита 2 роликлар билан Z қайишқоқ ғилдиракнинг ичига ўрнатилади ва уни деформациялаб Z_1 ва Z_3 ғилдиракларни диаметрал қарама-қарши томонда илаштиради.

Қайишқоқ ғилдиракнинг бўлувчи айланаси (8.18-шакл) эллипс шаклида бўлиб, унинг катта ўқи участкасида Z_1 ва Z_3 ғилдиракларнинг тишлари илашади, кичик ўқ зонасида эса ғилдиракларнинг тишлари илашмайди. H тўлқин генератори айланганда ғилдиракка таъсир этувчи босим кучи кўчади ва натижада қайишқоқ ғилдиракда деформациянинг югурувчи тўлқинлари ҳосил бўлиб, Z_1 ва Z_3 ғилдиракларнинг тишлари кетма-кет илашабошлайди. Қайишқоқ ғилдирак тишларининг босим кучи таъсирида Z_3 ғилдирак айланабошлайди. Генератор тўлқинларининг сони қайишқоқ ва бикр ғилдиракларнинг тишларини тўлиқ илашиш участкаси сони билан аниқланади. 8..?-шаклда икки тўлқинли узатма тасвирланган. Амалда техникада 2, 3, 4 - тўлқинли узатмалар қўлланади.



8.19-шакл. Тўлқинсимон узатма схемаси.

Тўлқинсимон узатмаларни кинематик таҳлилида тескари айлантириш усули, демак, Виллис формуласи қўлланади. 8.18-шаклда тасвирланган тўлқинсимон узатма учун Виллис формуласини тузамиз.

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}; \qquad U_{13}^{(H)} = \frac{Z_3}{Z_1} \qquad (8.54)$$

бу ерда, $\omega_1, \omega_3, \omega_H$ — биринчи, иккинчи ва стакчининг бурчак тезликлари; Z_1 ва Z_3 – ғилдираклар тишларининг сони.

Планетар тўлқинсимон узатма икки вариантда бажарилиши мумкин. Биринчи вариантда Z_3 бикр ғилдирак қўзғалмас бўлиши мумкин ($\omega_3=0$). Бунда Виллис формуласи қуйидагича бўлади:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - U_{1H} \tag{8.55}$$

Бундан

$$U_{1H} = 1 - U_{13}^{(H)} = 1 - \frac{Z_3}{Z_1}$$

Иккинчи вариантда Z_1 қайишқоқ ғилдирак қўзғалмас бўлиши мумкин ($\omega_1=0$). Бунда:

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

ёки

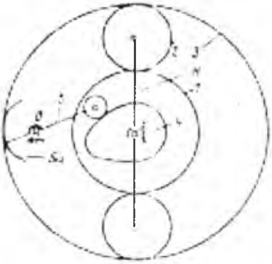
$$U_{1H} = 1 - \frac{Z_1}{Z_3} \tag{8.56}$$

8.7. ЎЗГАРУВЧАН УЗАТИШ НИСБАТЛИ МУРАККАБ ТАРКИБЛИ ДИФФЕРЕНЦИАЛ МЕХАНИЗМЛАР

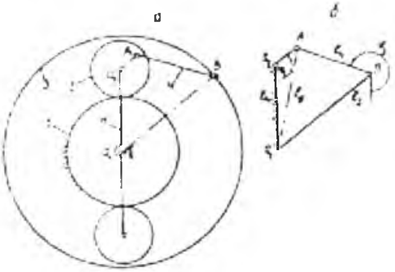
Турли сифатга ажратувчи, тозаловчи (масалан, пахта тозаловчи) ва бошқа машиналарда технологик жараённинг самарадорлиги кинематик цикл ичида ишчи қисмларнинг ҳаракат тезлиги ўзгарувчанлиги орқали оширилиши мумкин. Бундай машиналарнинг юритгичи тарзда ўзгарувчан узатиш нисбатли таркибли дифференциал механизмлар ишлатилиши мумкин. Бундай механизмлар таркибида ўзгарувчан узатиш

нисбатини таъминловчи тишли-муштумчали ва тишли-ричағли механизмлар бўлиши мумкин.

8.20-шаклда ёпиқ кинематик занжирли муштумчали-тишли дифференциал механизм кўрсатилган.



8.20-шакл. Муштумчали тишли дифференциал механизм.



8.21-шакл. Тишли-ричагли дифференциал механизм.

4 - муштумча ва *1*, *3*, *H* марказий бўғинларни ўқлари бир чизиқда жойлашиб, муштумча *H* – етакчига қўзғалмас маҳкамланган. Чайқалгичли турткич – *5* дифференциалнинг тож ғилдираги – *3* билан илашувчи тишли сектор – *5* га маҳкамланган. Тож ғилдирак ва етакчи муштумча (*4-5*) ва тишли (*5а-3*) механизмлар орқали боғланган.

Қуёшли ғилдирак – *1* кирувчи, етакчи – *H* чиқувчи ҳисобланади.

Механизмнинг узатиш нисбати формуладан аниқланади:

$$U_{1H}^{(H)} = 1 - U_{13}^{(H)}(1 - U_{3H}) = 1 - U_{13}^{(H)}(1 - U_{35a}U_{54}) \quad (8.57)$$

бу ерда, $U_{13}^{(H)}$ – дифференциал характеристикаси, яъни етакчи қўзғалмас бўлганда гилдарак – *1* ни *3* га узатиш нисбати;

U_{35a} – ғилдирак – *3* ва тишли сектор *5а* орасидаги узатиш нисбати;

$U_{54} = \dfrac{d\varphi_5}{d\varphi_4}$ – чайқалгувчи турткични бурчак тезлиги аналоги ёки чайқалгич - *5* ни муштумча - *4* га узатиш нисбати.

Конкрет механизмда $U_{13}^{(H)}$ ва U_{35} доимий ва U_{1H} ни

ўзгариши келтирилган формулага биноан муштумчали механизмнинг U_{54} узатиш нисбатини ўзгарувчанлигига боғлиқ.

Кирувчи бўғин – *1* ўзгармас тезлик билин айланганда ўзгармас U_{35a} узатиш нисбатида чайқалгичли турткич – *5* билан богланган тож ғилдирак *3* тебранма ҳаракатланади ва турткичнинг ҳаракат қонунини такрорлайди. Бунда чиқувчи *H* бўғини йўналиши ўзгармас, миқдори ўзгарувчан бурчак тезлиги билан айланади. Чиқувчи бўғинни талаб қилинган бурчак тезлиги, демак, механизмни U_{1H} - узатиш нисбати, муштумча профилини танлаш билан амалга оширилади. Турткичнинг узоқлашиши ва яқинлашиши фазаларида U_{1H} ни турли қонунда ўзгаришига эришиш мумкин. Турткичнинг тўхташ фазаси тож ғилдирак таянч (қўзғалмас) планетар механизмни ишлаш режимига мос келади. Бунда $U_{54}=0$ ва 8.57 формула қуйидагича бўлади:

$$U_{1H}^{(H)} = 1 - U_{13}^{(H)} = const \qquad (8.58)$$

Механизмни лойиҳалашда U_{54} муштумчани ҳолат функцияси бўлиб, унинг бурчак тезлигига боглиқ эмаслигини инобатга олиш керак.

Демак, нотекис айланувчи *H* бўғин билан боғланган муштумчани лойиҳалаш масаласи адабиётлардан маълум бўлган берилган U_{1H} узатиш функцияга қараб бажарилади.

8.21-шаклда юқоридагига ўхшаш ўзгарувчан бурчак тезлигини олиш мумкин бўлган тишли-ричагли механизм тасвирланган. Бу механизм очиқлиги билан 8.20.-шаклдаги механизмдан фарқ қилади. Механизмни узатиш нисбатини – одатдаги дифференциал механизмларда доимий бўлган параметрни ўзгариши билан таъминланади.

Механизм *H* – етакчи, *1* – қуёшли гилдирак, *2* – сателлитлар ва шартли тишсиз *3* – тож ғилдиракдан иборат. *3* – бўғин ва *2* – сателлитлар бешинчи синф кинематик жуфтлар (*A* ва *B*) билан бириктирилган *4* – шатун орқали ўзаро боғланган.

Дифференциалнинг U_{31} ички узатиш нисбати қуйидаги тенгламадан аниқланади:

$$U_{31}^{(H)} = U_{32}^{(H)} U_{21}^{(H)} \qquad (8.59)$$

$U_{21}^{(H)}$ қиймати, 8.21-шаклдан кўрсатилганидек, қуёшли ғилдирак ва сателлитни тишлар сонидан аниқланади ва конкрет механизм учун у ўзгармас:

$$U_{21}^{(H)} = -\frac{Z_1}{Z_2} = const \qquad (8.60)$$

$U_{32}^{(H)}$ ўзгарувчан бўлиб, $0_1 0_2$ яъни H – (етакчи) қўзғалмас бўлганда, шарнирли тўрт бўғинли $0_2 AB0_1$ механизмда $0_1 B$ чайқалгичдан $0_2 A$ кривошипга узатиш нисбатини ифодалайди:

$$U_{32}^{(H)} = \left(\frac{d\varphi_3}{d\varphi_2}\right)^{(H)} = V_m \qquad (8.61)$$

Шарнирли тўрт бўғинли механизмда $0_2 A$ айлангич вазифасини 2 – сателлит, $0_1 B$ чайқалгични 3 — ғилдирак, таянчни H етакчи бажаришини таъкидлаш керак. Бу механизмда фақат AB шатун мустақил бўғин ҳисобланади.

Таҳлил қилинаётган механизм кинематик нуқтаи назардан ўзгарувчан узатиш нисбатли дифференциал механизм ҳисобланиб, юритмаларда ўзгарувчан узатиш нисбатига эришишда қўлланади.

Конструктив жиҳатдан механизмни 3 бўғинли қўзғалмас 0_1 айланиш ўқига эга бўлган $0_1 B$ стержен тарзида бажариш маъқулдир.

Механизмни узатиш нисбати:

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 - U_{31}^{(H)}} \qquad (8.62)$$

ёки (8.59) ва (8.60) ҳисобга олганда:

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 - U_{21}^{(H)} U_{32}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \left(-\frac{Z_1}{Z_2}\right) U_{32}^{(H)}} \qquad (8.63)$$

(8.63) га мувофиқ чиқувчи бўғиннинг бурчак тезлигини формуладан ҳисоблаш мумкин:

$$\omega_3 = \omega_H \left[1 - \left(-\frac{Z_1}{Z_2}\right) U_{32}^{(H)}\right] \qquad (8.64)$$

Етакчи (H) доимий тезлик билан айланганда 2 — сателлит қўзғалмас 1 — қуёшли ғилдираги бўйлаб думалайди. Бунда H — етакчи шарнирли тўрт бўғинлини айлантириб, 0_1B чайқалгични, яъни чиқувчи 3 — бўғинни, ω_H га тенг доимий бурчак тезлиги билан ҳаракатлантиради. Сателлитни (0_2A айлангични) етакчига нисбатан ўзгармас тезликда айланиши шарнирли механизм воситасида чиқувчи бўғинни етакчига нисбатан ўзгарувчан ω_{3H} бурчак тезлигида айланишига олиб келади. Чиқувчи 3 — бўғинни абсолют бурчак тезлиги доимий ва ўзгарувчан ташкил этувчилар йиғиндисига тенг, яъни:

$$\omega_3 = \omega_H + \omega_{3H} \tag{8.65}$$

ω_3 ни ўзгариш цикли сателлитни етакчига нисбатан бир марта айланишига тўғри келади.

Механизмни мумкин бўлган кинематик режимларига батафсил тўхтаб ўтамиз.

Дастлаб шарнирли тўрт бўғинли механизм 0_1B чайқалгични четки ҳолатларини кўрайлик. Икки четки ҳолатларда чайқалгични етакчига нисбатан бурчак тезлиги $\omega_{3H}=0$.

(8.65) га асосан $\omega_3=\omega_H$, яъни кирувчи ва чиқувчи бўғинларнинг бурчак тезликлари бир-бирига тенг. (8.63) ва (8.64) ифодаларга кирувчи $U_{31}^{(H)}$ узатиш нисбатини нолга тенглигини назарга олиб, бу хулосага келиш мумкин. Курилаётган $\omega_3=\omega_H$ режим 1 - қуёшли ғилдирак таянч, яъни $\omega_1=0$ (ω_2, ω_H ва ω_3 га тенг эмаслигини шоҳидлигида) бўлганда олинган. 1 - ғилдирак таянч бўлганда 2 — сателлитни бурчак тезлиги H — етакчини бурчак тезлиги билан қуйидагича боғланган:

$$\omega_2 = \omega_H \left(1 + \frac{Z_1}{Z_2} \right) \tag{8.66}$$

Кўриниб турибдики ω_2, ω_H ва ω_3 тенг эмас.

Шарнирли тўрт бўғинли механизмнинг қолган ҳамма ҳолатларида чиқувчи бўғиннинг бурчак тезлиги $U_{32}^{(H)}$, ишораси ва миқдорига боғлиқ турли, кирувчи бўғиннинг бурчак тезлигига нисбатан катта ёки кичик қийматларга, механизмнинг $U_{H3}^{(H)}$ узатиш нисбати эса бирдан фарқ қилувчи қийматларга эришади.

(8.63) нинг таҳлилида $U_{32}^{(H)}$ нинг иккита характерли қийматларига мос келувчи механизмнинг кинематик режимларини ажратиш мумкин:

$$1)\ U_{32}^{(H)} > -\frac{Z_2}{Z_1}; \qquad 2)\ U_{31}^{(H)} > -\frac{Z_2}{Z_1} \qquad (8.67)$$

(8.63) га мувофиқ $U_{32}^{(H)}$ ни биринчи қиймати механизмни узатиш нисбати мусбат ($U_{H3}^{(1)}>0$) бўлганда, яъни кирувчи ва чиқувчи бўғинларнинг айланиш йўналишлари мос келганда, иккинчи қиймати - $U_{H3}^{(1)}$ ни манфий қиймати кирувчи ва чиқувчи бўғинларнинг айланиши қарама-қарши бўлганда содир бўлади.

$U_{32}^{(1)}$ ни юқорида қайд қилинган иккита областдаги қийматларини ҳар бири ўз навбатида иккита йўналишга ажралади. Улардан бири—тезлаштирувчига (мультипликаторларга), иккинчиси – секинлаштирувчига (редукторларга) мос келади:

$$1)\ 0 > U_{32}^{(H)} > -\frac{Z_2}{Z_1} \qquad 2)\ U_{32}^{(H)} > 0 \qquad (8.68)$$

(8.63) га мувофиқ биринчи областнинг биринчи тармоғи $U_{H3}^{(1)}>1$ қийматларига (секинлаштирувчи узатмалар) иккинчиси – $0<U_{H3}^{(1)}$ қийматларига (тезлаштирувчи узатмалар) мос келади.

Иккита тармоқлар оралигида $U_{32}^{(H)}=0$, яъни юқорида қайд қилинган кирувчи ва чиқувчи бўғинларнинг бурчак тезликларининг миқдори ва йўналиши бир хилда бўлиш режимига мос келади.

Иккинчи область тармоқлари

$$1)\ 0 > U_{32}^{(H)} > -\frac{Z_2}{Z_1} \qquad 2)\ U_{32}^{(H)} > 0 \qquad (8.69)$$

ҳисобланади. $U_{32}^{(H)}$ ни биринчи тармоқ учун (8.65) дан олинган $U_{H3}^{(1)}<-1$ қийматлари яқинлаштирувчи узатмаларга, иккинчи тармоқ учун олинган $0> U_{H3}^{(1)}>-1$ қийматлари тезлаштирувчи узатмалари мос келади. Тармоқларни биридан

иккинчисига ўтувчи $U_{32}^{(H)} = -2\frac{Z_2}{Z_1}$ зонадаги қийматида

буғинларни бурчак тезликлари миқдори тенг $w_3=w_H$, йўналишлари қарама-қарши бўлади.

Иккала область орасидан ўтувчи хусусий $-U_{32}^{(H)}=-\frac{Z_2}{Z_1}$ кинематик режим ҳам бор. Бунда (8.63) дан $U_{H3}^{(1)}=X$ келиб чиқади, яъни чиқувчи буғин тўхтаб айланиш йўналиши сақланади ёки ўзгаради.

Областлар чегарасига биринчи область томонидан $U_{32}^{(H)}>-\frac{Z_2}{Z_1}$ яқинлашилганда механизмнинг узатиш нисбати $U_{H3}^{(1)}+X$ чексизликка интилади, иккинчи область томонидан $U_{32}^{(H)}<-\frac{Z_2}{Z_1}$ яқинлашилганда $U_{H3}^{(1)}-X$ интилади. Областлар чегарасида $U_{H3}^{(1)}$ нинг қиймати тўсатдан $+X$ дан $-X$ гача ёки ўтиш йўналишига қараб аксинча ўзгариши мумкин.

Механизмнинг қайд қилинган кинематик таҳлилида (8.69) тенгсизликлар билан $U_{32}^{(H)}$ нинг қийматларини характерли иккита области чегараси белгиланган бўлса-да узатиш нисбатини юқори ва пастки чегаравий қийматлари аниқланмаган эди. $U_{32max}^{(H)}=+X$, $U_{32min}^{(H)}=-X$ қабул қилинган. Амалда $U_{32}^{(H)}$ ни ўзгариш чегаралари (шарнирли тўрт буғинли механизмнинг чайқалгич O_1B дан O_2A айлангичга узатиш функцияси) чекланган ва тўрт буғинли механизмнинг ўлчамлари орқали аниқланади. 8.21а-шаклда H – етакчига ўрнатилган шарнирли тўрт буғинли механизм тасвирланган. 3 – чайқалгични $\varphi_3^{(H)}$ айланиш бурчагини 2 – айлангичнинг $\varphi_2^{(H)}$ айланиш бурчагига боғлиқлиги қуйидагича бўлади:

$$\varphi_3^{(H)}=arctg\left(-\frac{\sin\varphi_2^{(H)}}{\lambda_H-\cos\varphi_2^{(H)}}\right)+ \qquad (8.70)$$
$$\arccos\frac{1+\lambda_3^2+\lambda_H^2-2\lambda_H-2\lambda_H\cos\varphi_2^{(H)}}{2\lambda_3\sqrt{1+\lambda_H^2-2\lambda_H\cos\varphi_2^{(H)}}}$$

бу ерда, $\lambda_3 = \frac{l_3}{l_2}, \ \lambda_4 = \frac{l_4}{l_2}, \ \lambda_H = \frac{l_H}{l_2}$

(8.63) ва (8.64) формулаларга кирувчи $U_{32}^{(H)}$, таъкидланганидек, $\left(\frac{d\varphi_3}{d\varphi_2}\right)^H$ хосиласидир.

(8.70)ни $\varphi_2^{(H)}$ ни га нисбатан дифференциаллаб ва натижаларни қўйиб сателлитни $\varphi_2^{(H)}$ айланиш бурчагини H етакчига нисбатан $U_{H3}^{(1)}$ узатиш нисбатини аниқлаймиз.

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_2\lambda_b^2}\left[1 - \lambda_H\cos\varphi_2^{(H)} + \frac{\lambda_H\left(\lambda_4^2 - \lambda_3^2 + \lambda_b^2\right)\sin\varphi_2^{(H)}}{\sqrt{4\lambda_3^2 + \lambda_b^2 - \left(\lambda_3^2 + \lambda_4^2 + \lambda_b^2\right)}}\right]} \quad (8.71)$$

бу ерда $\lambda_b = \frac{l_b}{l_2} = \sqrt{1 + \lambda_H^2 - \lambda_H\cos\varphi_2^{(H)}}$

Шу усулда (8.64) дан w_3 ни $\varphi_2^{(H)}$ га боғланишини аниқлаш мумкин.

Механизмнинг таҳлили ва синтезида умумлашган координата сифатида $\varphi_2^{(H)}$ айланиш бурчаги ўрнига кирувчи бўғиннинг φ_H айланиш бурчагидан фойдаланиш керак. Бундай алмаштиришда бурчаклари орасида 1-қуёшли ғилдиракни қўзғалмаслигини назарга олиб, Виллис формуласидан келиб чиққан чизиқли боғланиш бордир:

$$\varphi_2^{(H)} = \varphi_H \frac{Z_1}{Z_2} \quad (8.72)$$

(8.71) га $\varphi_2^{(H)}$ ўрнига (8.72)да кўрсатилган қийматни қўйсак Н – кирувчи бўғиннинг айланиш бурчагига боглиқ механизмнинг узатиш нисбати келиб чиқади:

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_2\lambda_b^2}\left[1 - \lambda_H\frac{Z_1}{Z_2}\cos\varphi_H + \frac{\lambda_H\left(\lambda_4^2 - \lambda_3^2 + \lambda_b^2\right)\sin\frac{Z_1}{Z_2}\varphi_H}{\sqrt{4\lambda_3^2 + \lambda_b^2 - \left(\lambda_3^2 + \lambda_4^2 + \lambda_b^2\right)^2}}\right]}$$

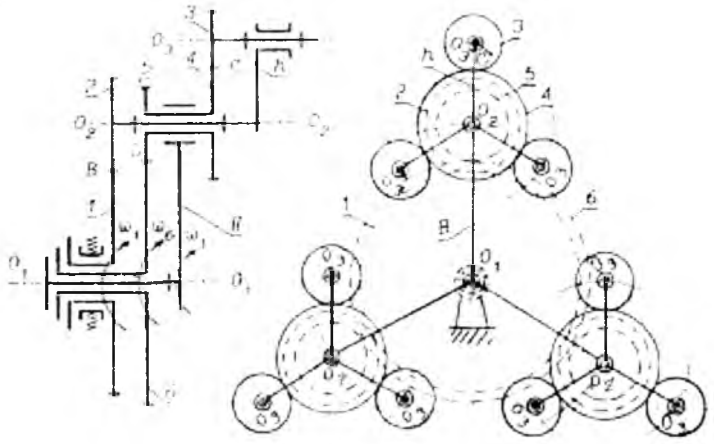
(8.73)

Кирувчи бўғиннинг бир марта айланишида механизмнинг узатиш нисбати, агарда (8.72) дан келиб чиққан ҳолда $\frac{Z_1}{Z_2}$ бутун сон бўлса, бир неча циклда ўзгариши қайд қилинади.

Тўрт бўғинли шарнирли механизм бўғинларининг ўлчамларини ва қуёшли ғилдиракнинг Z_1, сателлитнинг Z_2 тишлар сонини қабул қилиб чиқувчи бўгинининг қиймати ўзгарувчан ва йўналиши ўзгармас механизмларни олиш мумкин: 1) тўхташсиз; 2) оний тўхтовчи; 3) айланиш йўналиши ўзгариши олдидан оний тўхтовчи.

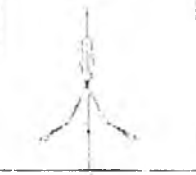
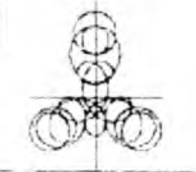
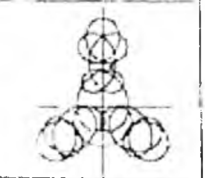
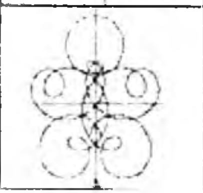
8.8. ЭПИЦИКЛИК ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Эпициклик механизмлар турли технологик машиналарда, ускуна ва аппаратларда қўлланиши кенгайиб бормоқда. Механизм турлари кўпайиб, турли ҳаракат қонунларини амалга ошириш имконияти ортмоқда. Жумладан, мураккаб бипланетар механизм турлари ун қориш, нефтни қазиб олиш, қурилиш машиналарида татбиқ қилинмоқда. Лекин бундай механизмларнинг таҳлили чуқур ўрганилмаган. Жумладан, академик Ҳ.Ҳ. Усмонхўжаев ва профессор Р.К. Каримовлар раҳбарлигида яратилган 8.22-шаклда келтирилган бипланетар механизмни (БПМ) таъкидлаш мумкин. Ушбу механизмни кинематик таҳлили етарлича кўрилган бўлса ҳам, **динамикаси таҳлил қилинмаган**. Ушбу механизмнинг қўзғалувчанлик даражаси $W=3$ га тенг. 8.22-шаклдаги БПМ бисателлит 3 нинг марказидан четга жойлашган «*C*» нуқтанинг траекториясини аниқлаш имконияти яратилади ва у қуйидаги параметрик формула асосида аниқланади:



8.22-шакл.

8.1-жадвал

[illegible] №	Биэпициклоидалар		
	Қисқарган $r_c < r_э$	Нормал $r_c = r_э$	Узайтирилган $r_c > r_э$
1			
2			
3			

$$\left.\begin{aligned}
X_c &= r_H \cdot \cos\left[U_{21}(\varphi_H \pm \varphi_1)\right] - \lambda_1 \cos\left[\varphi_H(1-U_{21}) \pm U_{21}\varphi_1\right] - \\
&- \lambda_2 \cos\left\{\varphi_H \left[U_{34}\left(1-\frac{r_H}{r_h}\right) - \frac{r_H}{r_h} \pm \right.\right. \\
&\left.\left. \pm \varphi_1(1-U_{34})U_{21} \right] \pm \varphi_6(1-U_{56})U_{56}\right\}, \\
Y_c &= r_H \cdot \sin\left[U_{21}(\varphi_H \pm \varphi_1)\right] - \lambda_1 \sin\left[\varphi_H(1-U_{21}) \pm U_{21}\varphi_1\right] - \\
&- \lambda_2 \sin\left\{\varphi_H \left[U_{34}\left(1-\frac{r_H}{r_h}\right) - \frac{r_H}{r_h} \pm \right.\right. \\
&\left.\left. \pm \varphi_1(1-U_{34})U_{21} \right] \pm \varphi_6(1-U_{56})U_{56}\right\},
\end{aligned}\right\} \qquad (8.74)$$

бунда «+» ишораси, қайсики φ_1 ёки φ_6 нинг айланиш йўналиши етакчи H айланишига тескари бўлсагина қабул қилинади, акс ҳолда «-» ишора олинади.

Мазкур механизм бисателлити *3* нинг марказидан четда жойлашган «С» нуқтанинг траекторияси қуйидаги кўринишларда мавжуд бўлади (8.1-жадвалга қаранг):

-$r_c<r_2$ ва $r_c<r_3$ – бўлганда қисқарган биэпициклоида;

-$r_c=r_2$ ва $r_c=r_3$ – бўлганда нормал биэпициклоида;

-$r_c>r_2$ ва $r_c>r_3$ – бўлганда узайган биэпициклоида;

-$U_{21}=3$, $U_{56}=3$ ва $U_{34}=3$ уч япроқли (қисқарган, нормал ва узайган) биэпициклоида;

-$U_{21}=4$, $U_{56}=4$ ва $U_{34}=4$ тўрт япроқли (қисқарган, нормал ва узайган) биэпициклоида;

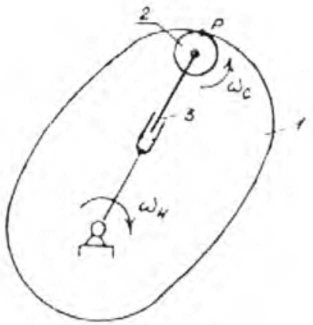
-$U_{21}=5$, $U_{56}=5$ ва $U_{34}=5$ беш япроқли (қисқарган, нормал ва узайган) биэпициклоида;

- ва ҳоказо.

Таъкидланганидек, БПМ нинг динамик таҳлили ҳали ўрганилмаган. Умуман, эпициклик механизмларни динамик таҳлил қилишда сателлитларни ҳаракат қонунини математик моделини қанчалик аниқлик билан тузиш ҳамда олий кинематик жуфтлардаги таъсир кучлари, инерция кучларини ўзгаришларини ҳисобга олиш катта қийинчиликлар туғдиради. Ушбу масала ечими топилиш керак бўлган долзарб муаммолардандир. Эътиборли томони шундаки, ўзгарувчан узатиш нисбати эпициклик механизмларнинг динамик ва

математик моделлари янада мураккаброқдир ва уларни ечиш тақрибан амалга оширилиши мумкин.

Кейинги йилларда профессор А. Жўраев, профессор К.Каримов раҳбарлигида қатор эпициклик механизм турлари яратилди. 8.23-шаклда **узунлиги ўзгарувчан етакчи бўғинли планетар механизм** схемаси келтирилган.



8.23-шакл. Етакчи бўғинининг узунлиги ўзгарувчан, эгри профилли таянч ғилдиракли планетар механизм схемаси (1 —эгри профилли таянч ғилдирак; 2 — сателлит; 3 — узунлиги ўзгарувчан етакчи бўғин).

Ушбу механизмни турли технологик машиналарда қўллаш мумкин. Бу механизмни ҳам динамик таҳлили етарлича ўрганилмаган.

Хулоса қилиб, эпициклик механизмларнинг янги турларини яратиш, жуда мураккаб ҳаракат қонунларини амалга ошириш, таҳлил ва синтезнинг янги структуравий, кинематик ва динамик услубларини яратиш долзарб муаммолардан ҳисобланади.

8.9."ЭПИЦИКЛИК ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР" БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН ТЕСТЛАР ВА САВОЛЛАР

1. Кандай ғилдиракларнинг ўқлари қўзғалувчандир?

Жавоблар: 1) Етакчининг;
2) Марказий гилдиракнинг;
3) Қуёшли гилдиракнинг;
4) Номарказий ғилдиракнинг;
5) Саттелитнинг.

2. Дифференциал механизмнинг характерли аломатларини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Ҳамма бўгинлар қўзғалувчан;

2) Таянчдан ташқари ҳамма бўғинлар қўзғалувчан;

3) Етакчидан ташқари ҳамма бўғинлар қўзғалувчан;

4) Ҳамма бўғинлар (таянч ва баъзи марказий ғилдираклардан ташқари) қўзғалувчан.

3. Планетар механизмнинг характерли аломатларини кўрсатинг.

Жавоблар: 1) Ҳамма бўғинлар қўзғалувчан;

2) Таянчдан ташқари ҳамма бўғинлар қўзғалувчан;

3) Етакчидан ташқари ҳамма бўғинлар қўзғалувчан;

4) Ҳамма(таянч ва баъзи марказий ғилдираклардан ташқари) бўғинлар қўзғалувчан.

4. Дифференциал механизмнинг Z_1 ва Z_2 ғилдираклари учун ёзилган тўғри Виллис формуласини кўрсатинг.

Жавоблар:

1) $U_{12}^{(H)}=\frac{\omega_1}{\omega_2}$; 2) $U_{12}^{(H)}=\frac{\omega_2}{\omega_1}$; 3) $U_{12}^{(H)}=\frac{\omega_1-\omega_H}{\omega_2-\omega_H}$;

4) $U_{12}^{(H)}=\frac{\omega_2-\omega_H}{\omega_1-\omega_H}$.

5. Планетар механизм синтезини асосий шартини кўрсатинг.

Жавоблар: 1)Ўқларнинг учрашуви бир тўғри чизиқда бўлиш шарти;

2) Йиғиш шарти;

3) Қўшничилик шарти;

4) Берилган узатиш шартини таъминлаш шарти;

5) Ишлашда шовқинсизлик шарти.

6. Планетар механизм схемасидан бипланетар механизмни тузилиш схемаси қандай ҳосил бўлади?

Жавоблар: 1) Марказий ғилдирак тузилишини ривожлантириш йўли билан;

2) Сателлит тузилишини ривожлантириш йўли билан;

3) Водилони ривожлантириш йули билан.

7. Тулқинсимон узатмаларда айланма ҳаракат қандай қилиб узатилади?

Жавоблар: 1) Югурувчи деформация тулқинлари воситасида;

2) Бир тишни бошқасига босими орқали;

3) Икки ғилдиракларни тишлари орасидаги ишқаланиш кучлари орқали.

8. Дифференциал ва планетар механизмлар деб нимага айтамиз? Уларнинг фарқини мисоллар орқали курсатинг.

9. Эпициклик механизмлар структуравий таҳлилини мисоллар билан изоҳлаб беринг.

10. Икки етакчили механизм схемасини чизиб курсатинг. Қузғалувчаплик даражасини аниқланг.

11. Ортиқча боғланишсиз планетар механизм схемаси қандай булади?

12. Эпициклик механизмлар учун Виллис формуласи қандай булади?

13. Давиднинг планетар механизми кинематик ҳисобига мисол келтиринг.

14. Тезлик учбурчаклари ва бурчак тезлик режалари қандай қурилади?

15. Планетар механизмни лойиҳалашдаги шартларни изоҳлаб беринг.

16. Бипланетар механизмларга мисоллар келтиринг.

17. Тишли-ричагли механизмларни кинематик таҳлилини изоҳлаб беринг.

18. Тулқинсимон узатмаларнинг кинематик таҳлилини тушунтириб беринг.

19. Узгарувчан узатиш нисбатли мураккаб таркибли дифференциал механизмларга мисоллар келтиринг.

20. Эпициклик механизмлар таҳлили ва синтези буйича долзарб муаммо ва вазифаларни изоҳлаб беринг.

III ҚИСМ
МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР ДИНАМИКАСИ

9-БОБ. МЕХАНИЗМЛАРНИ КУЧГА ҲИСОБЛАШ ВА МУВОЗАНАТЛАШ

9.1. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР ДИНАМИКАСИНИНГ АСОСИЙ МАСАЛАЛАРИ

Механизмларнинг кинематикаси масалалари, яъни бўғинлар ва нуқталарнинг ҳаракати механизмининг тузилиши ва геометриясиға боглаб таъсир қилувчи кучларни назарга олмай ўрганилган эди. **Механизмларнинг динамик анализида ҳаракат таъсир қилувчи барча кучлар ҳисобга олиб қаралади**.

Механизмлар динамикасида қуйидаги **асосий масалалар** ҳал қилинади:

а) машинага таъсир қилувчи кучларнинг моҳиятини таҳлил қилиш;

б) механизмларни кучга ҳисоблаш, ташқи, оғирлик, инерция, ишқаланиш кучларини бўғинлар ва кинематик жуфтларга таъсирини ўрганиш ва динамик юкланишларни камайтириш усулларини аниқлаш (кинематик ҳисоб);

в) механизм бўғинларининг инерция кучларини мувозанатлаш;

г) механизм кинематик жуфтларида ишқаланиш ва едирилишни камайтириш;

д) кучлар таъсирида механик ҳаракатни ўрганиш ва механизмнинг керакли барқарор ҳаракатини таъминлаш услубларини аниқлаш;

е) машина ҳаракатини ростлаш;

ж) титраш ва титрашдан муҳофазалаш услубларини аниқлаш.

Машина таркибига, умуман, машина агрегати таркибига юритиш механизми (юритгич), узатувчи механизм ва технологик машинанинг ишчи механизми киради. 9.1-шаклда **машина агрегати** схематик динамик модели келтирилган. Ундан кўриниб турибдики, машина агрегати таркибига кирувчи учала механизм ўзаро тўғри ва қайтма-тескари боғланишда бўлади.

9.1-шакл. Машина агрегатини схематик динамик модели.

Машина агрегатига таъсир қилувчи кучларнинг моҳияти билан танишиб чиқайлик.

9.2. МАШИНА АГРЕГАТИГА ТАЪСИР ҚИЛУВЧИ КУЧЛАР КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Машина ва механизмларнинг бўғинларини ва кинематик жуфтларининг мустаҳкамлигини, бикирлигини ва чидамлилигини таъминлаш масалаларини ечишга тўғри келади. Бу масалани ечиш учун **бўғин ва кинематик жуфтларни кучлар таъсирида юклангаплигини билиш** даркор. Умуман, машинада таъсир қилувчи кучлар 6 та турга бўлинади. 9.2-шаклда кучлар классификацияси схемаси кўрсатилган. Барча кучларни ўзаро боғлиқлиги шаклдан кўриниб турибди.

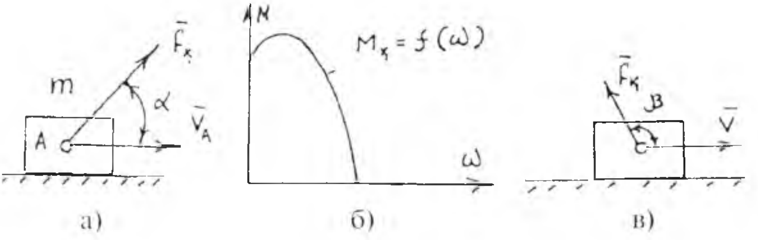
9.2-шакл. Кучлар классификацияси.

Уларнинг моҳиятини кўриб чиқайлик.

1. Механизм ва машинани ҳаракатлантирувчи кучлар.

Уларни F_x ёки M_x – моментлар билан белгилаймиз.

Ҳаракатлантирувчи кучлар мусбат иш бажариб, ҳаракат тезлиги вектори билан ўткир бурчак ҳосил қилади (9.3а-шакл).



9.3.-шакл.

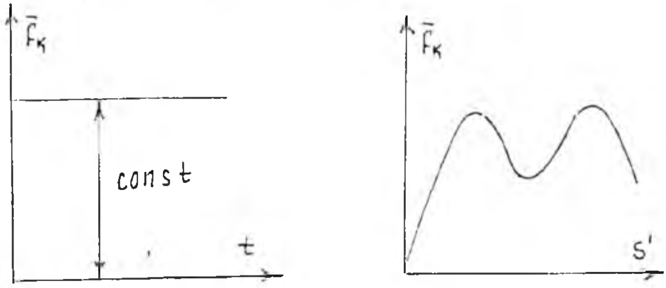
Бу кучлар ҳаракатни тезлаштиради.

Асинхрон электр юритувчиларда ҳаракатлантирувчи момент махсус механик характеристикалар орқали кўрсатилади (9.3б-шакл).

2. Фойдали каршилик кучлари. F_k ёки M_k иш машинасининг ишлашида технологик ёки бошқа сабабларга кўра вужудга келади. Уларнинг йўналиши ҳаракат йўналиши билан ўтмас бурчак ҳосил қилиб, манфий иш бажаради (9.3в-шакл).

$$\left(F_K, V\right) = \beta > \frac{\pi}{2}.$$

Фойдали қаршилик кучлари вақтга, силжишга, тезликка боғлиқ равишда ўзгариши мумкин (9.4-шакл).

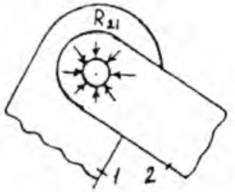


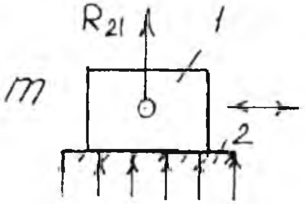
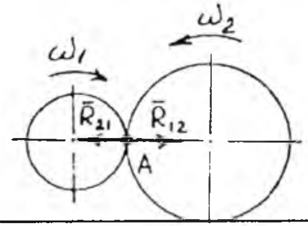
9.4-шакл.

3. Механизм бўғинларининг оғирлик кучлари. Бу кучлар механизм ҳаракатига ёрдам беради ёки қаршилик кўрсатади. Юкни кўтаришда огирлик кучи манфий туширишда мусбат иш бажаради.

4. Зарарли қаршилик кучлари. Булар кинематик жуфтларда вужудга келадиган ишқаланиш кучларидир. Ишқаланиш кучлари асосан манфий иш бажаради ва улардан кўп ҳолларда тўхтатиш мосламаларида самарали фойдаланилади (турли тормозлар, тўхтатгичлар ва ҳ.к.).

Кинематик жуфтлардаги реакция кучлари учта хусусият орқали ифодаланади (9.1-жадвал)

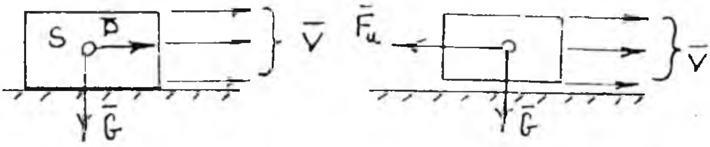
Т/р	Кинематик схема	Маълум	Номаълум
1		Қўйилиш нуқтаси	Катталиги, йўналиши

2		Йўналиши	Катталиги, қўйилиш нуқтаси
3		Қўйилиш нуқтаси, йўналиши	Катталик

5. Инерция кучлари. Машина бўғинининг ўзгарувчан тезликдаги ҳаракати натижасида инерция кучлари вужудга келади. Бу кучни бўғиннинг оғирлик марказига қўйилган, деб қабул қиламиз. **Ҳаракат қилаётган бўғиннинг тезланиш векторига қарши йўналган ҳаракатни сақлаш қобилиятини белгилайдиган кучга инерция кучи дейилади.** Турли бўғинларда инерция кучлари ҳар хил бўлади (9.5а-шакл).

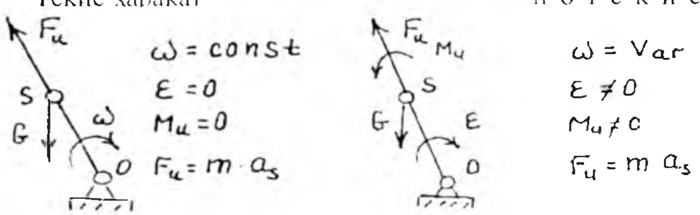
а) Илгариланма ҳаракат (судралгич ҳаракати)

Текис ҳаракат | Нотекис ҳаракат

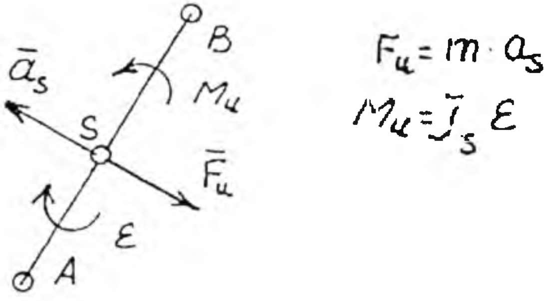


б) Айланма ҳаракат. (айлангич ҳаракати)

Текис ҳаракат | нотекис

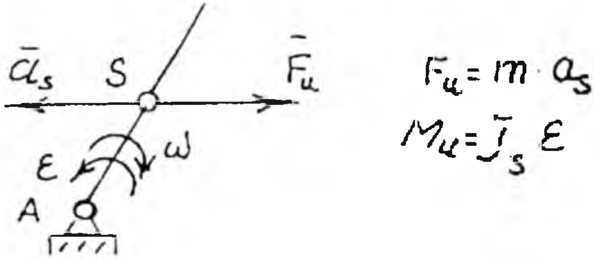


в) мураккаб ҳаракат, (шатун ҳаракати)



9.5-шакл.

г) Тебранма ҳаракат, (чайқалгич ҳаракати)



9.6-шакл.

F_u инерция кучи бўғин оғирлик марказига қўйилган бўлиб, унинг йўналиши a_S тезланиш йўналишига тескаридир (9.5б, в- шакллар). M_u инерция кучининг моменти бўғин ε бурчак тезланишига тескари йўналган (9.5в-шакл).

6. Эластик кучлар. Механизм ҳаракатининг маълум қисмларида ушбу кучлар ё мусбат, ёки манфий иш бажариши мумкин. Бироқ тўла кинематик давр жараёнида ушбу кучлар бажарган иш нолга тенг бўлади, чунки уларнинг қўйилиш нуқтаси даврий ҳаракатланади.

Эластик кучлар асосан қайишқоқ бўғин ва боғланишларда ҳосил бўлади. Бу кучлар бўғин ва элементларнинг дастлабки ҳолатларини сақлашга интилади.

9.3. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕТОСТАТИК ҲИСОБИ

Механизмнинг кинематик жуфтларидаги реакция кучларини аниқлаш **кинетостатик ҳисоблаш** масаласига киради. Реакция кучларини аниқлашда механизмга таъсир қилувчи кучлар, жумладан, инерция кучлари ҳисобга олинади. Кинетостатик ҳисоб **Даламбер усулига** ва **ажратиш принципига** асосланганди. Унга асосан системани тинч ёки ҳаракатини сақлаган ҳолда, баъзи боғланишларни (кинематик жуфтлардаги) ташлаб юбориб (ажратиб), уларга тегишли реакция кучларини қўйиш мумкин.

Даламбер усулига асосан, таъсир қилувчи кучлар (инерция кучини ҳам инобатга олиб) натижасида система (кинематик занжир) мувозанатда бўлади, яъни:

$$\sum_{i=1}^{n}\bar{F}_i+\sum_{i=1}^{n}\bar{F}_u+\sum_{i=1}^{n}\bar{R}_i=0 \qquad (9.1)$$

$$\sum_{i=1}^{n}M_0(F_i)+\sum_{i=1}^{n}M_0(F_u)+\sum_{i=1}^{n}M_0(R_i)=0 \qquad (9.2)$$

бу ерда, F_i — системага таъсир қилувчи кучлар; F_u — инерция кучлари; $\bar{R}_i$ — боғланишлардаги (кинематик жуфтлардаги) реакция кучлари; $M_0(F_i)$, $M_0(F_u)$, $M_0(R_i)$ — тегишли кучларнинг моментлари.

(9.1) ва (9.2) ифодаларда асосан реакция кучлари ва уларнинг моментлари номаълум бўлиб, уларни аниқланиши талаб қилинади.

Ричагли механизмларнинг кинетостатик ҳисоблашда уларни ташкил этувчи бирламчи *I* синф, *I*-тартибли механизмни ва тегишли Ассур гуруҳларини ҳисоблаш мақсадга мувофиқдир. Ассур гуруҳлари статик аниқ занжирлар ҳисобланади.

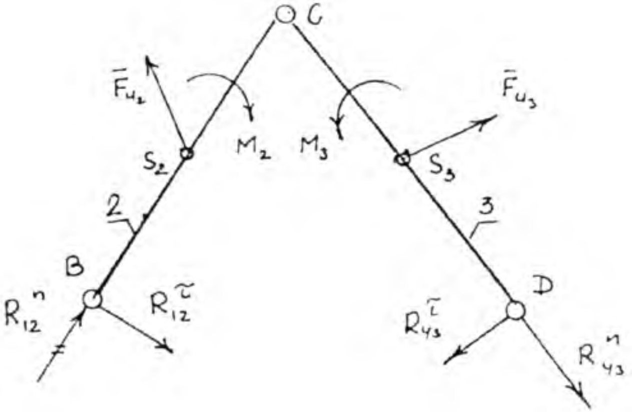
Статик аниқ системаларда номаълум параметрлар сони мувозанат тенгламалари сонига тенг бўлади. Масалан, текис кинематик занжирларда бўғинларнинг сони «*n*»та бўлса, мувозанат тенгламаларининг сони *3n*, яъни:

$$\sum X = 0, \qquad \sum Y = 0, \qquad \sum M = 0 \qquad (9.3)$$

Қуйи кинематик жуфтлар сони P_V, номаълум реакциялар сони $2P_V$ — V синф кинематик жуфтда реакция кучи иккита номаълумга эга бўлади. Бунда $2P_V = 3n$ кинематик занжирнинг статик аниқлик шарти ҳисобланади. Ёки $P_V = \frac{3}{2}n$ — Ассур гуруҳининг тузилиш тенгламасидир. Демак, Ассур гуруҳлари статик аниқ кинематик занжир ҳисобланади.

Механизм кинематик жуфтларидаги реакция кучларини топиш учун механизмни Ассур гуруҳларига ажратиш керак. *I* синф, *2*-тартибли Ассур гуруҳининг *I*-тури кинетостатик ҳисобини кўриб чиқамиз. Тортгичлардаги инерция кучлари F_{u_2}, F_{u_3}, инерция моментлари M_{u_2}, M_{u_3}.

Танланган μ_e масштабда 9.7-шаклда. Ассур гуруҳи чизилган (R_{12}^n, R_{12}^t, R_{43}^n, R_{43}^t — номаълум реакция кучлари).



9.7-шакл.

BCD кинематик занжир мувозанатда бўлгани учун унга таъсир қилувчи барча кучлар векторларининг йиғиндиси нолга тенг бўлади.

Ассур гуруҳининг мувозанат тенгламаси қуйидагича ифодаланади:

$$\sum_{i=1}^{n} \bar{F} = \bar{R}_{12}^{n} + \bar{R}_{12}^{t} + \bar{F}_{u2} + \bar{F}_{u3} + \bar{R}_{43}^{t} + \bar{R}_{43}^{n} = 0 \qquad (9.4)$$

бу ерда, $R_{12} = R_{12}^{n} + R_{12}^{t}$, $R_{43} = R_{43}^{n} + R_{43}^{t}$.

(9.4) тенгламанинг ечими йўқ, чунки номаълумлар сони тўртта. Шунинг учун *C* нуқтага нисбатан *2*-бўғиннинг кучларидан момент тенгламасини тузамиз.

$$\left(\sum_{i=1}^{n} M_C\right)_2 = R_{12}^{t} \cdot l_{BC} - F_{u_2} h_{F_2} \mu_l - M_{u2} \qquad (9.5)$$

Тенгламадан:

$$R_{12}^{t} = \frac{F_{u_2} h_{F_2} \mu_l + M_{u2}}{l_{BC}} \qquad (9.6)$$

бу ерда, l_{BC} – BC бўғиннинг узунлиги; h_{F_2} – F кучи моментининг елкаси.

Худди шунингдек, *3*-бўғин кучларидан *C* нуқтага нисбатан момент тенгламасини тузамиз:

$$\left(\sum_{i=1}^{n} M_C\right)_3 = -R_{43}^{t} l_{CD} + F_{u_3} h_{F_3} \mu_l - M_{u3} = 0 \qquad (9.7)$$

$$R_{43}^{t} = \frac{F_{u_3} h_F \mu_l - M_{u3}}{l_{CD}} \qquad (9.8)$$

бу ерда, l_{CD} - *3* – бўғин (тортгич) узунлиги;

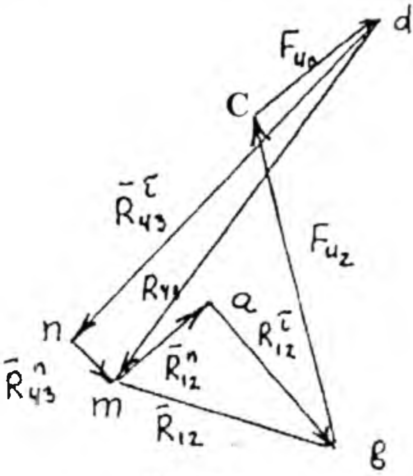
h_{F_3} – F_{u_3} кучи моментининг елкаси.

Ассур гуруҳи учун (9.6.) ифода асосида куч кўпбурчагини (кучлар режасини) қурамиз. Система мувозанатда

бўлгани учун кўпбурчак ёпиқ бўлиши керак. (9.8.-шакл). Кучлар масштабини аниқлаймиз

$$\mu_F = \frac{R^t_{12}}{ab} \cdot \frac{Н}{ММ} \qquad (9.9)$$

бу ерда, R^t_{12} – кучнинг ҳақиқий қиймати; ab – чизмадаги қиймати.



$$bc = \frac{F_{u_2}}{\mu_F} мм$$

$$cd = \frac{F_{u_3}}{\mu_F} мм$$

$$d_n = \frac{R_{43^t}}{\mu_F} мм$$

$$R_{1-2} = \mu_F\, mb,$$

$$R_{43} = \mu_F \cdot dm$$

9.8-шакл.

Барча маълум кучларни чизмада белгилаганимиздан сўнг, номаълум R^n_{43} ва R^n_{12} ларни йўналишларини назарга олиб, a ва n нуқталардан чизиқлар ўтказиб кесишган m нуқта аниқланади.

$$\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}, \qquad \bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34} \qquad (9.10)$$

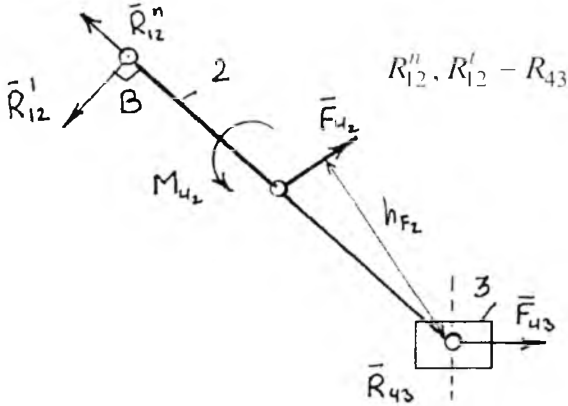
Берилган *I* синф *2*-тартибли (*2* та тортгичли) биринчи тур Ассур гуруҳининг *C* нуқтасидаги (*V* синф кинематик жуфтдаги) $\bar{R}_{23}$, ёки R_{32} реакция кучлари алоҳида *2* ёки *3* бўғинларнинг мувозанат шартлари асосида куч кўпбурчаклари қуриб топилади.

Биринчи синф 2-тартибли Ассур гуруҳининг 2-тури кинетостатик ҳисоби.

Берилган кинематик занжирни μ_l масштабида чизиб таъсир қилувчи барча кучлар қўйилади.

$F_{u_2}, F_{u_3}, M_{u_2}$ - инерция кучлари ва моменти

$R_{12}^n, R_{12}^t - R_{43}$ - номаълум реакция кучлари



9.9-шакл.

Ассур гуруҳи учун кучларнинг мувозанат тенгламасини тузамиз:

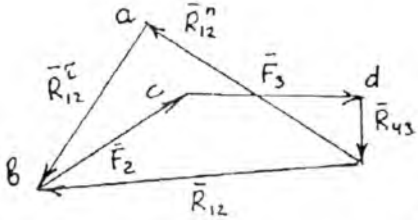
$$\overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^t + \overline{F}_{u_2} + \overline{F}_{u_3} + \overline{R}_{43} = 0 \qquad (9.11)$$

(9.10) тенгламани ечими йўқ; чунки номаълумлар сони учта. *C* нуқтага нисбатан куч моментлари тенгламасини тузамиз:

$$\sum_{i=1}^{n} M_C = -\overline{R}_{12}^t l_{BC} - M_{u_2} + F_{u_2} h_{F_2} \mu_e = 0 \qquad (9.12)$$

ёки $$\overline{R}_{12}^t = \frac{-M_{u_2} + F_{u_2} h_{F_2} \mu_e}{l_{BC}} \qquad (9.13)$$

Ассур гуруҳи куч кўпбурчагини қурамиз (9.10-шакл). Бунинг учун куч режаси масштабини танлаймиз.



9.10-шакл.

$$\mu_F = \frac{R^t_{12}}{ab}, \quad \frac{H}{мм}$$

Режалаги кесмалари ҳисобланади:

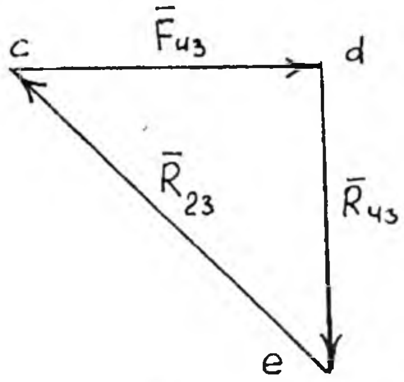
$$bc = \frac{F_{u_2}}{\mu_F}, \quad мм$$

$$cd = \frac{F_{u_3}}{\mu_F} \qquad (9.14)$$

Куч режасидан:

$$\left.\begin{aligned} R_{12} &= \mu_F \cdot bc \\ R_{43} &= \mu_F \cdot de \end{aligned}\right\} \qquad (9.15)$$

Шатуннинг *В* нуқтаси реакция кучи $\bar{R}_{12}$ ни ва 4-таянчни судралгичга *С* га реакция кучи R_{43} аниқланди. *С* нуқтадаги *V* синф айланма кинематик жуфт боғланишни ажратиб, *2* ёки *3* бўгинларни мувозанат тенгламаларини тузиб, куч кўпбурчакларини қуриб, R_{32} ёки R_{23} ларни топишимиз мумкин. Айтайлик, судралгич учун мувозанат тенгламаси



9.11-шакл.

$$\bar{R}_{23} + \bar{R}_{43} + \bar{F}_{u3} = 0 \qquad (9.16)$$

μ_F масштабда куч кўпбурчагини қурамиз (9.11-шакл).

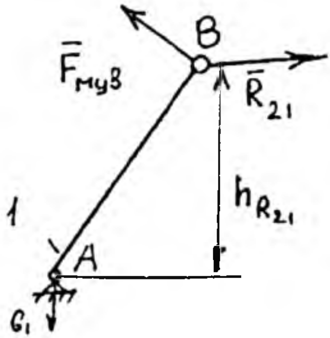
$$R_{23} = \mu_F \cdot ce$$

Юқорида кўриб чиқилган ҳар иккала *I* синф *2*-тартибли Ассур гуруҳларининг кинетостатик ҳисобида, соддалаштириш мақ-

садида кучлар сони камайтирилиб, чизмада *2, 3* буғинларнинг оғирлик кучлари инобатга олинмади.

Етакловчи буғиннинг (айлангичнинг) кинетостатик ҳисоби

Машина ва механизмларда кўп ҳолларда етакловчи буғин айланма ҳаракат қилади. Айлангичга боғланувчи кинематик занжирларни кинематик жуфтларидаги реакция кучлари юқорида кўрсатилганидек аниқланади. Бунда R_{21} ва R_{12} кучлари тенг ва қарама-қарши йўналган. Айлангичга G — оғирлик кучи, $F_{мув}$ — мувозанатловчи куч ҳамда R_{41} таянчни реакция кучи таъсир қилади. Барча кучларнинг йўналиши бўйича айлангичга қўйиб (9.10-шакл) ҳисоб бажарилади. Бунда



9.12.-шакл

R_{21} ва G_1 — берилган кучлар, R_{41}, $F_{мув}$ — номаълум кучлар.

Кривошипнинг мувозанат тенгламасини тузамиз:

$$\sum_{i=1}^{n} P_i = \overline{F}_{мув} + \overline{R}_{21} + \overline{G}_1 + \overline{R}_{41} = 0 \qquad (9.17)$$

(9.17) тенгламанинг ечими йўқ, чунки номаълумлар сони иккита. *А* нуқтага нисбатан кучлардан момент олиб мувозанат тенгламаси тузилади:

$$\sum_{i=1}^{n} M_A = -F_{мув}\, l_{AB} + R_{21} h_{21}\, \mu_e = 0 \qquad (9.18)$$

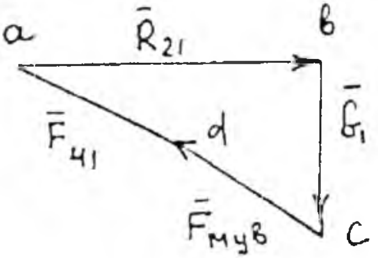
Мувозанатловчи кучнинг қиймати топилади:

$$F_{мув} = \frac{R_{21} h_{21} \mu_e}{l_{AB}}, \;\; H \qquad (9.19)$$

27-84

Таянч айлангичга R_{41} реакция кучини аниқлаш учун куч кўпбурчаги қурилади. (9.13-шакл). Куч режаси масштаби танланади.

$$\mu_F = \frac{R_{21}}{ab}, \frac{H}{мм}, \text{ бунда } cd = \frac{F_{мув}}{\mu_F}, мм, \; bc = \frac{G_1}{\mu_F}, \; мм$$



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

9.13-шакл.

Агарда чайқалгич ўзгарувчан бурчак тезлик билан ҳаракат қилса, қўшимча инерция кучи моментини ҳисобларда инобатга олиш керак бўлади. Шунингдек, етакловчи бўғин илгариланма-қайтма ҳаракат қилса (судралгич), мувозанат шартлари асосида судралгич учун куч кўпбурчаги қурилади ва номаълум кучларнинг қиймати ҳамда йўналишлари аниқланади.

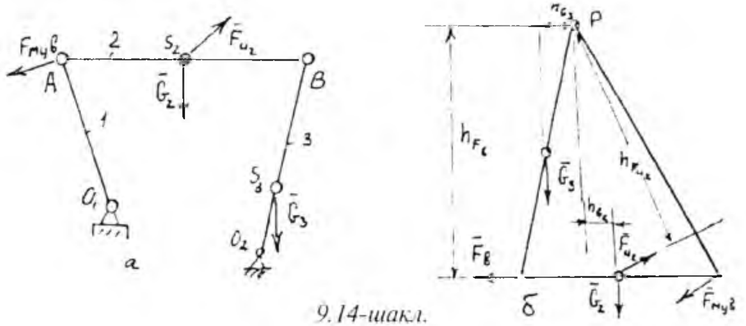
Юқорида келтирилган услубда биринчи синф учинчи тартибли Ассур гуруҳлари учун ҳам кинетостатик ҳисоблар бажарилади.

9.4. Н.Е.ЖУКОВСКИЙ ТЕОРЕМАСИ

Кучлар орасидаги боғланишни Н.Е.Жуковскийнинг ёрдамчи қаттиқ ричаг теоремасидан фойдаланиб амалга ошириш мумкин. Н.Е.Жуковский теоремаси қуйидагича таърифланади:

Агар қўзғалувчанлик даражаси W=1 бўлган ҳар қандай механизм бўғинларининг B_1, C_1, D_1..., нуқталарига қўйилган, $\bar{F}_B, \bar{F}_C, \bar{F}_D$,... кучлар таъсиридан мувозанатда бўлса, у ҳолда шу механизмни 90^0 буриб, тузилган ихтиёрий масштабдаги тезликлар режаси ҳам ўзининг b, c, d ...нуқталарига келти-

рилган , $\bar{F}_B, \bar{F}_C, \bar{F}_D$, кучлар таъсиридан мувозанатда бўлади. Айтайлик, бизга айлангич-чайқалгичли механизм ва унга таъсир этувчи кучлар 9.14-шаклдагидек берилган бўлсин.



9.14-шакл.

Берилган айлангич-чайқалгичли механизмни чизилган ҳолати учун 90^0 га бурилган тезликлар режасини қурамиз ва нуқталарига тегишли кучларни қўямиз (9.14б-шакл). Тезлик режасини қаттиқ ричаг, деб қабул қилиб, барча кучлардан қутбга нисбатан моментлар олиб нолга тенгланади (мувозанат шарти). Бунда, албатта, мувозанатловчи куч ҳам инобатга олиниши шарт.

Теореманинг математик ифодаси қуйидагича ёзилади:

$$\sum_{i=1}^{n} M_P = 0 \qquad (9.20)$$

$$F_{мув} \cdot pb + G_2 h_{G2} - F_{u2} h_{F2} - G_3 h_{G3} + F_b h_{Fb} = 0$$

ёки

$$\bar{F}_{мув} = \frac{G_2 h_{G_2} + F_{u_2} h_{F_2} + G_3 h_{G_3} - F_b h_{FB}}{ab}, \ H \qquad (9.21)$$

$F_{мув}$ нинг қиймати мусбат бўлса, унинг йўналиши тўғри танланган бўлади, акс ҳолда ўзгартирилади.

Кўриб чиқилган ҳар икки усулдан фойдаланиб, етакловчи бўғинга қўйилган мувозанатловчи кучларни солиштириш мумкин, уларнинг фарқи 5-10% дан ошмаслиги тавсия этилади.

9.5. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИ КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРДАГИ РЕАКЦИЯ КУЧЛАРИНИ АНИҚЛАШ

Муштумчали механизмларда *IV* ва *V* синф кинематик жуфтлар мавжуд. Муштумчанинг инерция моменти ўзгарувчан бўлади. Шунинг учун муштумчали механизмларнинг кинематик ҳисобини ўзига хос томонлари мавжуд. Олий кинематик жуфт кинематик богланиш орқали (куч билан эмас) бўлган ҳол учун чайқалгичли ролиги бўлган муштумчали механизмни кинетостатик ҳисобини кўриб чиқамиз (9.15а-шакл).

Бунда *3* чайқалгичнинг ролиги *1* муштумча *1*-профили бўйлаб сирпанмасдан думалайди, деб фараз қиламиз ҳамда ишқаланиш кучи жуда кичик, деб инобатга олмаймиз. Механизмга қуйидаги куч ва моментлар таъсир қилсин:

$\bar{Q}_3$ — чайқалгичга таъсир қилувчи оғирлик, технологик, инерция кучларининг тенг таъсир этувчиси;

$\bar{M}_3$ — кучлар моментларининг тенг таъсир этувчиси;

$\bar{Q}_2$ — роликга таъсир қилувчи куч;

$\bar{Q}_1$ — муштумчага қўйилган кучларнинг тенг таъсир этувчиси.

Бу ерда роликнинг инерция кучи моменти қиймати кичик деб инобатга олинмайди. *IV* синф олий кинематик жуфтда *1, 2*-бўгинларнинг реакция кучлари $\bar{R}_{12}$, $\bar{R}_{21}$ *n n* нормал чизиқ бўйлаб йўналган. Муштумчани роликка нисбатан реакция кучи $\bar{R}_{12}$ ни аниқлаш учун чайқалгич ролик системасини мувозанат шарти тенгламаси тузилади, яъни барча кучлардан D шарнирга нисбатан куч моментлари олинади:

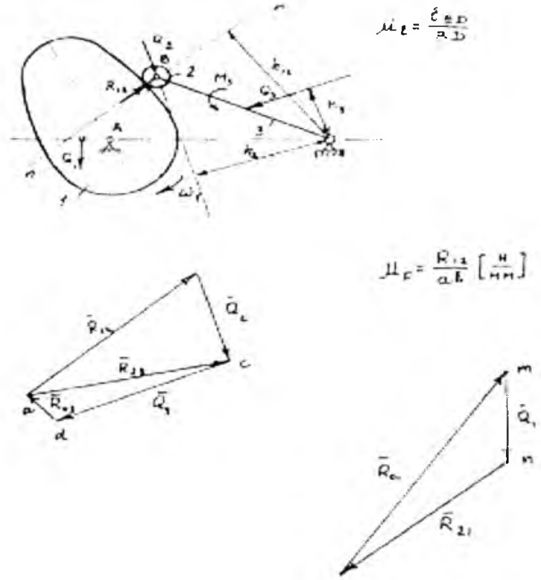
$$\sum_{i=1}^{5} M_{Di} = R_{12} \cdot h_{12} - Q_2 h_2 - Q_3 h_3 - M_3 = 0 \quad (9.22)$$

бу ифодадан,
$$R_{12} = \frac{Q_2 h_2 + Q_3 h_3 + M_3}{h_{12}} \quad (9.23)$$

Чайқалгич — ролик системаси учун куч вектори тенгламасини тузамиз:

$$\bar{R}_{12} + \bar{Q}_2 + \bar{Q}_3 + \bar{R}_{03} = 0 \quad (9.24)$$

Тузилган (9.26) ифода асосида куч кўпбурчаги қурилади ва номаълум $\bar{R}_{03}$ аниқланади (9.15б-шакл):



9.15-шакл. Муштумчали механизмнинг кинетостатик ҳисоби схемаси.

Куч кўпбурчагида (режасида):

$bc = \dfrac{Q_2}{\mu_F}$; $cd = \dfrac{Q_3}{\mu_F}$ қўйилади, сўнгра d ва a нуқталари туташтирилиб $\overline{R}_{03}$ куч вектори аниқланади.

Куч режасидан:

$$R_{03} = d\,a \cdot \mu_F \ (H) \qquad (9.25)$$

Чайқалгичнинг роликка нисбатан реакция кучини роликни мувозанат шартидан:

$$\overline{R}_{12} + \overline{Q}_2 + \overline{R}_{32} = 0 \qquad (9.26)$$

ёки чайқалгични мувозанат шартини тузиб,

$$\overline{R}_{23} + \overline{R}_{03} + Q_3 = 0 \qquad (9.27)$$

аниқланади.

Куч кўпбурчагида (9.15б-шакл) *adc* орқали R_{23} топилади:

$$R_{23} = ac \cdot \mu_F \qquad (9.28)$$

Етакловчи бўғин муштумча учун мувозанат шарти тенгламасини тузиб, таянчнинг реакция кучи $\overline{R}_{01}$ аниқланади:

$$\overline{R}_{01} + \overline{Q}_1 + \overline{R}_{21} = 0 \qquad (9.29)$$

Қурилган куч кўпбурчаги 9.15в-шаклда келтирилган. Ундан:

$$R_{01} = em \cdot \mu_F \qquad (9.30)$$

Бунда тенг таъсир этувчи $\overline{Q}_1$ кучи таркибида мувозанатловчи куч ҳам эътиборга олиниши мумкин, акс ҳолда у юқорида келтирилган услуб билан топилади.

9.6. ТИШЛИ ҒИЛДИРАКЛИ МЕХАНИЗМЛАР КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРИДАГИ РЕАКЦИЯ КУЧЛАРИНИ АНИҚЛАШ

Иккита тишли узатмани ўз ичига олган тишли ғилдиракли механизмнинг кинетостатик ҳисобини кўриб чиқамиз (9.16-шакл).

Берилган қаршилик кучининг M_3 моментини ҳисобга олиб, 2-3 тишли жуфтликдаги $R_{2'3}$ реакция кучини 3-бўғин учун мувозанат тенгламаси тузиб аниқланади:

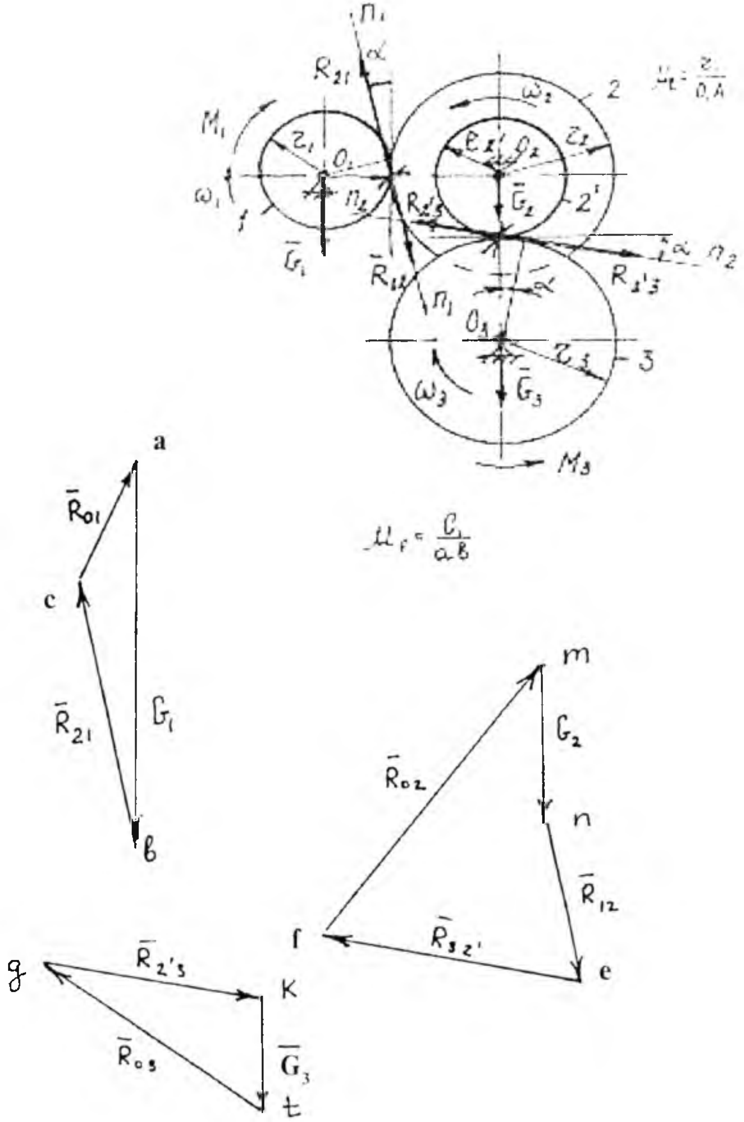
$$R_{2'3} = \frac{M_3}{r_3 \cos\alpha} = R_{32'} \qquad (9.31)$$

бунда, $R_{2'3} = -R_{32'}$, бўлиб йўналишлари $n_2 n_2$ нормал чизиғида ётади. Сўнгра $r_2 - r_{2'}$ тишли ғилдираклар учун моментлар тенгламасидан:

$$R_{12} = R_{32'} \cdot \frac{r_{2'}}{r_2} \qquad (9.32)$$

Етакловчи ва етакланувчи бўғинлардаги M_1 ва M_2 моментлар орасидаги боғланиш аниқланади:

$$M_1 = R_{12} \cdot r_1 \cos\alpha \qquad (9.33)$$



9.16-шакл. Тишли ғилдиракли механизмнинг кинетостатик ҳисоби схемаси.

ёки

$$M_1 = R_{32} \cdot \frac{r_{1'}}{r_2} \cdot r_1 \cos\alpha \qquad (9.34)$$

(9.33.) ифодани инобатга олиб:

$$M_1 = \frac{r_1}{r_3} \cdot \frac{r_{2'}}{r_2} M_3 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_{2'}}{r_3} M_3 = U_{21} \cdot U_{32} \cdot M_3 = U_{31} \cdot M_3 \qquad (9.35)$$

U_{31}ни таърифидан;

$$U_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad M_1\omega_1 = M_3\,\omega_3, \qquad (9.36)$$

яъни қувватларнинг тенглиги келиб чиқди. Бунда етакловчи тишли ғилдиракда юргазувчи момент M_1 йўналиши бурчак тезлик ω_1 йўналиши билан бир бўлса, етакланувчи тишли ғилдирак *3* даги қаршилик моменти M_3 ни йўналиши бурчак тезлик ω_3 билан қарама-қарши томонга йўналгандир.

Ҳар бир бўгиннинг (ғилдиракларни) куч векторларини мувозанат шартини тузиб, айланма кинематик жуфтлардаги реакция кучлари $\bar{R}_{01}$, $\bar{R}_{02}$, $\bar{R}_{03}$ ларни топиш мумкин:

$$\left.\begin{aligned} &\bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0 \\ &\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{02} + \bar{R}_{32'} = 0 \\ &\bar{R}_{2'3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{03} = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (9.37)$$

бу ерда, $\bar{G}_1$, $\bar{G}_2$, $\bar{G}_3$ — тишли ғилдиракларнинг оғирлик кучлари;

$\bar{R}_{01}$, $\bar{R}_{02}$, $\bar{R}_{03}$ – 0 – 1, 0 – 2, 0 – 3 — кинематик жуфтлардаги реакция кучлари.

9.16-шаклда ҳар бир бўғин учун тегишли куч кўпбурчаклари келтирилган:

б — етакловчи бўғин учун:

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

в- 2-2[1] бўғин (тишли ғилдираклар) учун:

$$mn = \frac{G_2}{\mu_F}; \quad ne = \frac{R_{12}}{\mu_F}; \quad ef = \frac{R_{32'}}{\mu_F};$$

$$R_{or} = fm \cdot \mu_F;$$

г — чиқувчи тишли ғилдирак учун:

$$\kappa t = \frac{G_3}{\mu_F}; \qquad gk = \frac{R_{2'3}}{\mu_F}; \qquad R_{03} = gt \cdot \mu_F$$

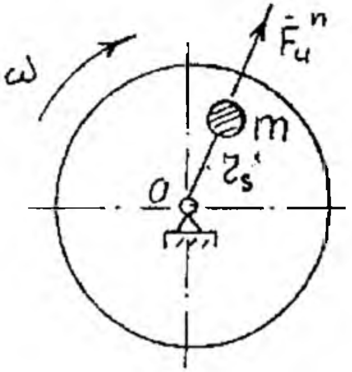
Агарда тишли ғилдиракларнинг оғирликлари нисбатан кичик бўлса (полимер материаллардан):

$$R_{21} = R_{10}; \quad R_{12} = R_{20} + R_{2'3}$$

$$\text{ва} \quad R_{32'} = R_{30} \qquad (9.38)$$

Кўрсатилган услубда мураккаб тишли механизмларни кинетостатик ҳисобини амалга ошириш мумкин.

9.7. АЙЛАНУВЧИ МАССАЛАРНИ МУВОЗАНАТЛАШ



9.17-шакл.

Машина ва механизмлар динамикасининг энг асосий масалаларидан бири машина ва механизмлардаги айланма ва илгариланма ҳаракатланувчи бўғинлар **массаларини мувозанатлашдир.** Ҳозирги замон машина ва механизмларида тезлик ва тезланиш катта бўлганидан, улар таркибидаги бўғинлар айланиш марказидан силжиган массаларининг кинетик энергияси ва инерция кучи ҳам катта бўлади. Бунда инерция кучлари **динамик кучлар,** деб аталади, бу кучлар механизм ва машинанинг бир текисдаги ҳаракатини бузади.

Мисол: 9.17-шаклда мувозанатланмаган масса кўрсатилган. Бунда $r_S = 0{,}001\,м$, $m = 10\,кг$, $\omega = 300\ \frac{рад}{сек}$.

Марказдан қочма куч:

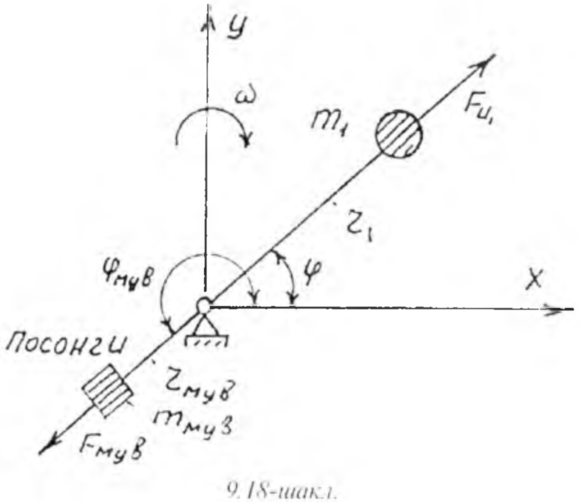
$$F_u^n = ma_s^n = 10 \cdot 300^2 \cdot 0{,}001 = 900\ H.$$

Агар $\omega = 3000\ \frac{рад}{сек}$ бўлса $F_u^n = 90\,000\ H$.

Мисолдан кўриниб турибдики, бўғиннинг тезлиги ортиши билан F_u^n ни қиймати ҳам ортиб боради. Шунинг учун m ни мувозанатлаш керак. Мувозанатлашдан кўзда тутилган асосий мақсад инерция кучлари ўзаро мувозанат ҳолатидаги системага келтирилувчи ҳисобни бажариб, мувозанатловчи массани топиш керак.

9.7.1. Бир массани мувозанатлаш

9.18-шаклда айланувчи бўғинни айланиш ўқига нисбатан мувозанатланмаган (r_1 масофада) масса m_1 ни мувозанатлаш талаб қилинсин.



9.18-шакл.

Чизмада: m_1 — айланувчи бўғин массаси; r_1 — айланувчи бўғин массасининг жойлашган радиуси; φ_1 — бошланғич бурчак. Ушбу массани мувозанатлаш учун қарама-қарши томонга **посонги масса** $m_{мув}$ маълум радиусда қўйилади. Мувозанатловчи массанинг $m_{мув}$ ни қийматини, жойлаштириш радиусини топиш керак бўлади. m_1 ва $m_{мув}$ ҳосил қилган инерция кучлари:

$$F_{u_1} = m_1\omega^2 r, \qquad F_{u_{мув}} = F_{u_1} \qquad (9.39)$$

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

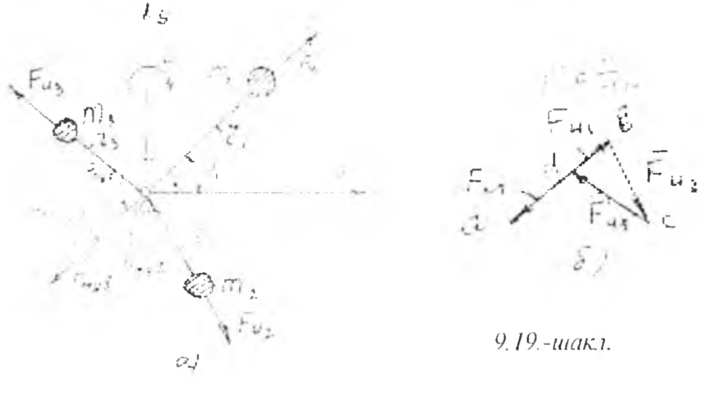
ёки $m_{мув} r_{мув}\omega^2 = m_1\omega^2 r_1$, $m_{мув} r_{мув} = m_1 r_1$

Бу ерда $m_{мув} = \dfrac{m_1 r_1}{r_{мув}}$ ($r_{мув}$ танланади)

ёки $r_{мув} = \dfrac{m_1 r_1}{m_{мув}}$ ($m_{мув}$ танланади)

9.7.2. Бир текисликда жойлашган учта массани мувозанатлаш

Бир текисликда жойлашган 3 та массани мувозанатлаш талаб қилинсин. 9.19а-шаклда мувозанатланмаган массаларнинг жойлашиш схемаси келтирилган. Айланувчи бўғиннинг таркибига кирувчи барча массалар m_1, m_2, m_3, $m_{мув}$ ни ҳосил қилган инерция кучларининг йиғиндиси нолга тенг бўлиши керак.



9.19.-шакл.

Мувозанатлаш шарти: $\sum F_{u_i} = 0$ (9.40)

$$\bar{F}_{u_1} + \bar{F}_{u_2} + \bar{F}_{u_3} + \bar{F}_{u_м} = 0 \quad (9.41)$$

$$m_1\omega^2 \cdot r_1 + m_2\omega^2 r_2 + m_3\omega^2 r_3 + m_м\omega^2 r_м = 0 \quad (9.42)$$

(9.41) тенглама бўйича куч режасини қурамиз (9.19 б-шакл).

Бу ерда $bc = \dfrac{F_{u_2}}{\mu_F}$, $cd = \dfrac{F_{u_3}}{\mu_F}$, $F_{u_м} = \mu_F d_a$ бўлади

ёки

$$F_{u_м} = m_м\omega^2 r_М \quad (9.43)$$

(9.43) ифодадан масса $m_м$ ни танлаб, $r_м$ радиус аниқланади: $r_м = \dfrac{F_{u_м}}{m_м\omega^2}$ ёки аксинча r_4 танланиб m_4 аниқланади.

Фақат инерция кучлари мувозанатланса, бундай мувозанатлаш **статик мувозанатлаш,** деб аталади. Статик мувозанатлашда система массалари маркази айланиш ўқидан сурилган бўлади. Буни қуйидаги ифодада кўрса бўлади:

$$r_s = \frac{m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_м r_м}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} \quad (9.44)$$

Агар $r_s = 0$ бўлса, у ҳолда координата марказида ётади.

9.7.3. Системаларни динамик мувозанатлаш

Динамик мувозанатда айланувчи система массаларининг тўла мувозанатда бўлиши талаб қилинади. Бунинг учун барча инерция кучларининг йиғиндиси билан бирга, инерция кучларининг статик моментлари йиғиндиси ҳам нолга тенг бўлиши керак.

Шундай деб қабул қиламиз:

$$D_3 = -D_6,\ D_{3x} = -D_{6x},\ D_{3\bar{y}} - D_{6y}.$$

Динамик мувозанатлаш шарти:

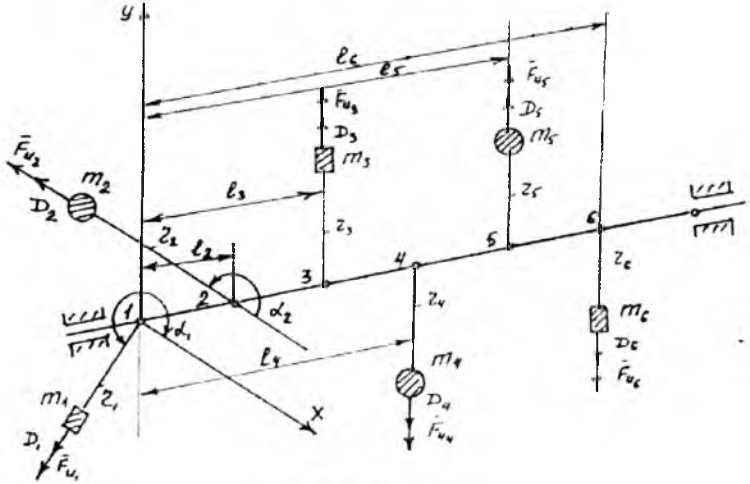
$$\sum_{i=1}^{n} F_{u_i} = 0; \qquad \sum_{i=1}^{n} M_{u_i} = 0 \qquad (9.45)$$

Айланиш ўқига тик бўлган текисликда ётган учта массани мувозанатлаш

Мувозанатлашнинг умумий кўринишини кўриб чиқамиз. Айланиш ўқида жойлашган учта массани статик ва динамик мувозанатлаш талаб қилинсин. Бунинг учун қуйидагилар берилган бўлсин (9.20-шакл): m_2, m_4, m_5 – юкларнинг массалари; r_2, r_4, r_5 – жойлаштириш радиуслари;

α_2, α_4, α_5 – бурчаклар, l_2, l_4, l_5 – юкларнинг (массаларни) елкалари.

Берилган системани m_1, m_3, m_6 массалар ёрдамида мувозанатлаш талаб қилинади.



9.20-шакл.

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

$$D_i = m_i r_i \text{ (дисбаланс).}$$

Дисбаланс вектор бўлиб, куч бўйлаб йўналади.
Биз қуйидаги ифодани ҳосил қиламиз:

$$Dix = Di\cos\alpha_1, \qquad Diy = Di\sin\alpha_1$$

Пифагор теоремаси буйича

$$Di = \sqrt{Dix^2 + Di_{y^2}}, \qquad \cos\alpha_1 = \frac{Dix}{D}, \qquad \sin\alpha_1 = \frac{Diy}{D}$$

Масалани ечишга ўтамиз.

1. Системани статик мувозанатлаш. Система m масса бўйича мувозанатланади. Статик мувозанатлаш шарти:

$$F_{u_1} + F_{u_2} + F_{u_4} + F_{u_5} = 0 \text{ ёки } D_1 + D_2 + D_4 + D_5 = 0,$$

$D_1 = m_1 r_1$ инобатга олсак, $m_1 = \frac{D_1}{r_1}$ (r_1 - танланади) .

2. Динамик мувозанатлаш. m_1, m_3, m_6 массалар XOY текислигига келтирилганда моментлар ҳосил бўлади. Улар дисбаланс орқали X ва Y ўқларга нисбатан аниқланади:

$$D_{2x} l_2 + D_{3x} l_3 + D_{5x} l_5 + D_{6x} l_6 = 0$$
$$-D_{3x} l_6$$
$$D_{2y} l_2 + D_{3y} l_3 + D_{54} l_5 + D_{6y} l_6 = 0 \rightarrow$$
$$D_{3y} l_6$$

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

$$\rightarrow D_{34} = \frac{(D_{2y} l_2 + D_{4y} l_y + D_{5y} l_5)}{l_6 - l_3} \qquad (9.46)$$

9.46 дан: $D_3 = \sqrt{D_{3x}^2 + D_{3y}^2}$. $\qquad r_3 = \frac{D_3}{m_3}$ (m_3 - танланади)

йўналтирувчи бурчаклар:

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

аниқланади.

m_3 *ва* m_6 массалар жойлаштиришдан сунг система динамик мувозанатда булади. Бунда системанинг статик мувозанат ҳолати ҳам сақланиб қолади. Агар система статик ва динамик мувозанатда булса, бу ҳолат тулиқ мувозанат деб аталади.

9.8. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕТОСТАТИК ҲИСОБИ ВА МУВОЗАНАТЛАШ БЎЙИЧА МУАММОЛИ МАСАЛАЛАР

Машина ва механизмларга таъсир қилувчи кучлар ўз хусусиятлари билан турлича булишларини юқорида кўриб чиқдик. Кўп вазиятларда, айниқса, технологик машиналарда кучларни аниқлаш тажриба усулида амалга оширилади. Бунинг учун турли хил сезгир ўлчагич асбоблар (датчик)дан фойдаланилади. Кучларнинг қийматлари ишлаб чиқариш унумига боғланади. Лекин бу усулларда аниқланган кучларнинг характеристикалари ҳар доим ҳам тўғри келавермайди. Унинг сабаблари кўп: ўлчагичнинг сезгирлик даражаси, изланувчининг тажрибаси ва билим даражаси, қўлланиладиган усулнинг аниқлиги, олинган натижаларнинг қайта ишлаш услублари кабиларга боғлиқ.

Ҳозирги юқори аниқлик ва тезликлар даврида, **технологик жараёнлар асосида назарий асосланган услубларни яратиб, кучларни аниқлаш вақти етиб келди.**

Яна бир ечими талаб қилинган масалани кўриб чиқайлик. Кейинги вақтларда профессор А. Жураев томонидан эгилувчан буғинли кулисали механизмларнинг (ЭБКМ) туркуми яратилди. Лекин бу **механизмларнинг кинетостатик ҳисобини универсал усуллари ҳали тузилгани йўқ.** Айтайлик, бизга 9.21-шаклда кўрсатилган ЭБКМни кинетостатик ҳисобини бажариш талаб қилинсин. Дастлаб асосий буғинлар булган кулиса ва тошни (I синф, 2-тартибли 2-тур Ассур гуруҳи) ажратиб, барча таъсир қилувчи кучлардан В нуқтага нисбатан моментлар олиб мувозанат шартини тузамиз:

$$\sum_{i=1}^{n} M_{Bi} = -R_{65} \cdot h_R + M_{u5} + P_{u5} \cdot h_u + G_5 \cdot h_G = 0 \qquad (9.47)$$

ёки $R_{65} = \dfrac{M_{u5} + P_{u5} \cdot h_u + G_5 \cdot h_G}{h_R}$ топилади.

Тошни кулисага нисбатан (9.21б-шакл) реакция кучи R_{45}ни аниқлаш учун куч кўпбурчагини кулиса учун M_Fмасштабда қурамиз. Бунинг учун мувозанат шарти тенгламасидан фойдаланилади:

$$\sum_{i=1}^{n} \overline{P_i} = \overline{G}_5 + \overline{R}_{65} + \overline{P}_{45} + \overline{R}_{45} = 0 \qquad (9.48)$$

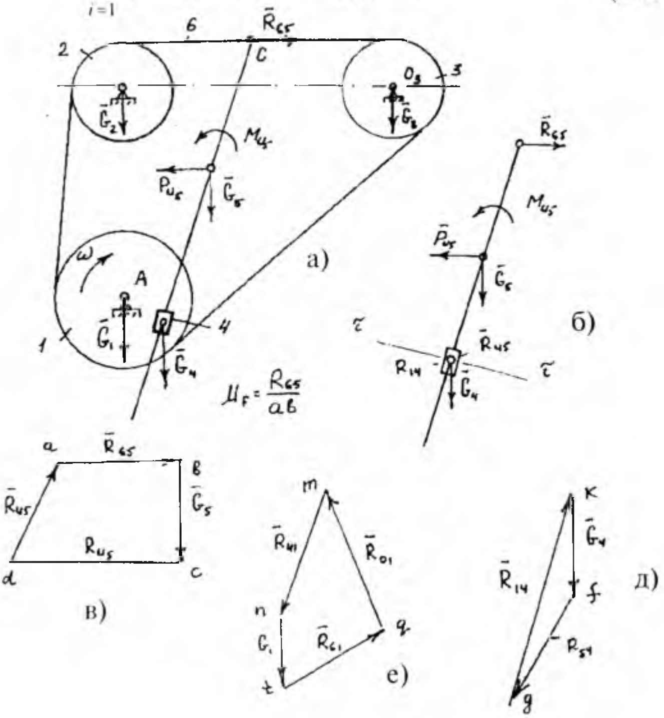
$$bc = \frac{G_5}{\mu_F}; \qquad cd = \frac{P_{45}}{\mu_F};$$

Куч кўпбурчагидан (9.21 в-шакл) R_{45}ни топамиз:

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

Тошни алоҳида мувозанат шартини (9.21д-шакл) қурамиз:

$$\sum_{i=1}^{3} \overline{P_i} = \overline{G}_4 + \overline{R}_{14} + \overline{R}_{54} = 0 \qquad (9.49)$$



9.21-шакл. ЭБКМ кинетостатик ҳисоби.

ёки $кf = \frac{G_4}{\mu_F}$; $fg = \frac{R_{54}}{\mu_F}$; $R_{14} = gк \cdot \mu_F$

1, 2, 3 бўғинларнинг кучга ҳисоби ўзаро ўхшаш, шунинг учун етакловчи бўғиннинг ҳисобини келтирамиз. Дастлаб эгилувчан бўғиннинг етакловчи шкивга таъсири R_{61}ни O_1 нуқтага нисбатан барча кучлардан момент олиб, мувозанат тенгламасини қурамиз:

$$\sum_{i=1}^{4} M_{01} = R_{41} \cdot h_R + R_{61} \cdot r_1 = 0 \qquad (9.50)$$

ёки $R_{61} = \frac{R_{4i} h_R}{r_1}$

Етакловчи шкивга таъсир қилувчи кучлар кўпбурчагини (9.21 е-шакл) қурамиз:

$$\sum_{i=1}^{4} \overline{P_i} = \overline{R}_{01} + \overline{R}_{61} + \overline{G}_1 + \overline{R}_{41} = 0 \qquad (9.51)$$

бундан, $\mu_F = \frac{R_{41}}{mn}$; $nt = \frac{G_1}{\mu_F}$; $tq = \frac{R_{61}}{\mu_F}$;

$R_{01} = qm \cdot \mu_F$ бўлади.

Ушбу ҳисоб баъзи ишларни инобатга олинмасдан бажарилди. **Лекин шкив эгилувчан бўғин билан боғлиқ бўлиб, кулиса жуда мураккаб айланма-тебранма ҳаракат қилганда механизм кинетостатик ҳисоби ҳам мураккаб бўлади.** Ушбу масалани ечиш очиқ қолдирилмоқда. Шунингдек, ЭБКМни мувозанатлаш массалари ҳам ечилиши керак бўлган масалалардандир. Бунинг учун янги ёндашувлар зарур бўлади.

9.9. «МЕХАНИЗМЛАРНИ КУЧГА ҲИСОБЛАШ ВА МУВОЗАНАТЛАШ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН САВОЛЛАР

1. Механизмлар динамикаси бўйича вазифаларни изоҳлаб беринг.

2. Машинанинг схематик агрегати динамик моделини тушунтириб беринг.

3. Машинага таъсир қилувчи кучларни тушунтириб беринг.

4. Статик аниқлик шарти деб нимага айтилади?

5. Кинетостатик ҳисоб услубини тушунтириб беринг.

6. I синф 2-тартибли Ассур гуруҳларини кинетостатик ҳисобини тушунтириб беринг.

7. Етакловчи бўғин кинетостатик ҳисоби қандай амалга оширилади?

8. Н.Е.Жуковскийнинг қаттиқ ричаг усулини изоҳлаб беринг.

9. Муштумчали механизмларни кинетостатик ҳисоби қандай бажарилади?

10. Тишли ғилдиракли механизмлар кинематик жуфтлардаги реакция кучлари қандай аниқланади?

11. Статик мувозанатлаш қандай амалга оширилади?

12. Динамик мувозанатлашни изоҳлаб беринг, мисол келтиринг.

10-БОБ. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАРДА ИШҚАЛАНИШ ВА ЕЙИЛИШ

Машина ва механизмларнинг ишлаш жараёнида юритгичлар томонидан сарф бўладиган механик энергиянинг барчаси фойдали ишни бажариш учун сарф бўлмайди. Бу энергиянинг бир қисми машина ва механизмлар элементларидаги ишқаланишни енгиш учун сарф бўлади. Умуман, ишқаланиш деганимизда ўзаро нисбий ҳаракат қилувчи бўғинлар ҳаракатига қаршилик қилувчи ҳодиса тушунилади. Жаҳонда йилига, умуман, барча энергетика манбасининг 33 фоизга яқини ишқаланиш билан боғлиқ бўлган фойдасиз ишга сарф бўлади. Шунинг учун сарф бўлаётган ушбу исрофни, яъни ишқаланишни камайтириш йўлларини топиш зарур. Ишлаб чиқариш ривожланган сари машина ва механизмларнинг ишлаш тезлиги ортмоқда. Шунинг учун **ишқаланиш туфайли ҳосил бўладиган деталларни ейилишини** камайтириш долзарб муаммо бўлиб келмоқда. Муаммонинг етарлича ҳал бўлиши **технологик машина ва механизмларнинг фойдали иш коэффициентини** (Ф.И.К.) **ва иш унумини ортишига олиб келади.**

Ушбу бобда ишқаланиш турлари, хусусиятлари, уларни ҳисоблаш услублари, ейилишини аниқлаш ҳисобларини, машина ва механизмларнинг ФИКларини аниқлаш йўллари билан танишиб чиқамиз.

10.1. ИШҚАЛАНИШ ТУРЛАРИ ВА ХУСУСИЯТЛАРИ

Ишқаланиш ҳодисасининг физик асосларини тадқиқ этишда ташқи ва ички ишқаланишлар фарқ қилинади. **Ташқи ишқаланиш** деб, юзаларининг уриниш зонасида икки жисм орасида вужудга келадиган ва энергиянинг камайиши билан кечувчи нисбий ҳаракатга бўлган қаршиликка айтилади. **Ички ишқаланиш** деб, қаттиқ, суюқ ва газсимон жисмлар деформацияланганда уларда юз берадиган ҳамда механик энергия-

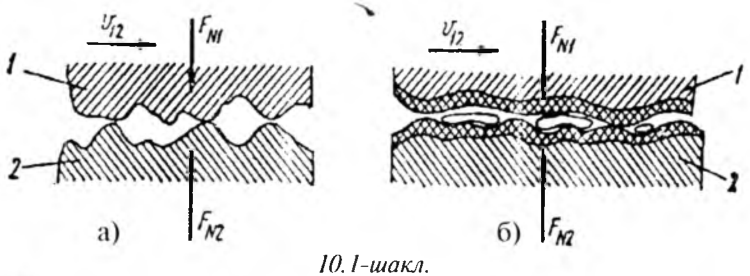
нинг қайтмас тарзда бўлишига олиб келадиган жараёнларга айтилади. Ташқи куч таъсирида бир жисм бошқа бир жисм юзаси бўйлаб сурилганида юзага келадиган ва ушбу жисмлар оралигидаги умумий чегарага тангенциал йўналган қаршилик кучи **ишқаланиш кучи** дейилади. Ишқаланиш кучларини ва ейилиш тезлигини камайтириш учун ишқаланувчи юзаларга киритилган материал **мойловчи материал** дейилади. Ишқаланувчи юзага **мойловчи материални** суртиш **мойлаш,** деб аталади; мойловчи материал таъсирида икки юза орасидаги ишқаланиш кучининг ва (ёки) ейилиш тезлигининг камайиши **мойланиш** дейилади.

Ишқаланувчи юзаларнинг ҳолатига кўра ишқаланиш икки хил бўлади: *мойловчи материалсиз ишқаланиш* (қуруқлайин ишқаланиш) ва мойловчи *материал орқали ишқаланиш.*

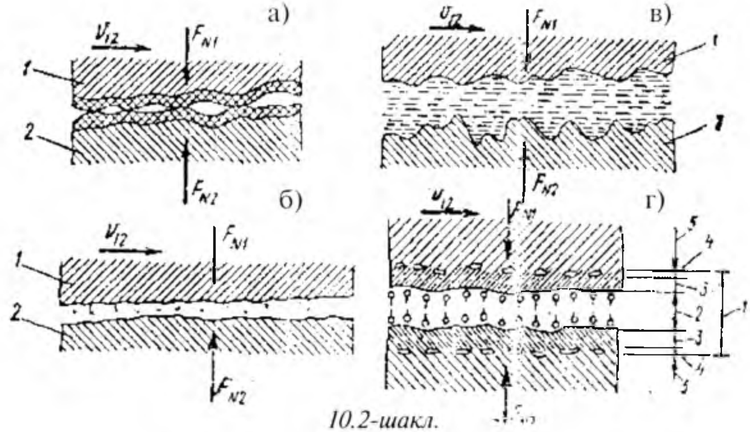
Мойловчи материалсиз ишқаланиш деб, қаттиқ жисмлар *1* ва *2* ишқаланувчи юзалари орасида ҳеч қандай мойловчи модда бўлмагандаги ишқаланишга айтилади (10.1а-шакл.)

1 ва *2* қаттиқ жисмларни ишқаланиш юзаларида мойловчи материал бўлгандаги ишқаланиш мойловчи материал билан ишқаланиш, деб аталади (10.1б-шакл).

Мойлашнинг қуйидаги турлари мавжуд: **қаттиқ мой билан мойлаш**, бунда ишқаланувчи деталлар *1* ва *2* нинг юзаларини бир-биридан улар орасига киритилган қаттиқ мойловчи материал ажратиб туради (10.2а-шакл.); **суюқ мой билан билан мойлаш**, бунда деталлар *1* ва *2* нинг ишқаланувчи юзалари улар орасига киритилган суюқ мойловчи материал туфайли бир-биридан ажралиб туради (10.2г, в-шакл); **газсимон мой билан мойлаш** – бунда деталлар *1* ва *2* орасига киритилган газсимон мойловчи материал уларнинг юзаларини бир-биридан ажратиб туради (10.2 б-шакл); **ярим суюқ мой билан мойлаш,** бунда деталлар қисман суюқ мой билан мойланади (10.2г-шакл);



10.1-шакл.



10.2-шакл.

чегаравий мойлаш, бунда бир-бирига нисбатан ҳаракатланувчи юзалар орасидаги ишқаланиш ва уларнинг ейилиши юзалар хусусиятига ҳамда мойловчи материалнинг ҳажмий хоссаларидан фарқ қиладиган хоссаларига боғлиқ бўлади (10.2 г-шакл). Оралиқ қатлам *1* фрикцион жуфтликнинг асосий материаллари 5 орасидаги учинчи жисм ҳисобланади. У шимилган (адсорбланган) қатлам *2* дан, оксидлар ёки бошқа химиявий бирикмалар пардаси *3* дан ва асосий материалнинг бузилган қатлами *4* дан ташкил топади. Суюқликнинг қалинлиги *0,1 мкм* бўлганда унинг хоссаси ҳажмдаги хоссалардан фарқ қилади. Мойлашни қуйидаги турлари ҳам бор: **гидростатик (газостатик)**, бунда бир-бирига нисбатан ҳаракатда ёки тинч ҳолатда бўлган деталлар юзаларининг тўла ажралиши ишқаланувчи юзалари орасидаги тирқишга ташқи босим таъсирида суюқлик (газ) берилиши натижасида амалга ошади; **гидродинамик (газодинамик)**, бунда ишқаланувчи юзалар тўла ажралишини улар бир-бирига нисбатан ҳаракатланганда суюқлик қатламида ўз-ўзидан пайдо бўладиган босим таъминлайди; **эластогидродинамик,** бунда икки юза орасидаги ишқаланиш хусусияти ва суюқ мойловчи материал пардасининг қалинлиги жисмлар материалининг эластик хоссларига ҳамда ишқаланишда иштирок этувчи материаллар зўриқишининг ўз-ўзидан камайишига, уларнинг ейилувчанлигига, қолдиқ эластиклигига ва қайтмас қолдиқ деформацияланишига боғлиқдир.

Ҳаракатдаги ишқаланишдан олдин жисмлар **тинч ҳолатдаги ишқаланиши**, яъни икки жисмнинг дастлабки нисбий микросилжишидаги ишқаланиш ва уларнинг тинч ҳолатдан сирпанишга ўтиши содир бўлади. Дастлабки силжиш шундай масофага тенгки, бунда тинч ҳолатдаги ишқаланиш кучи нолдан қандайдир энг юқори қийматигача ортади.

Бундай микросилжишлар тўла силжишга қараганда анча кам, яъни *0,1......1,0 мкм* бўлиб, айрим ҳолларда қайтмас бўлиши ҳам мумкин. Чекли қийматидан оз бўлса-да, ошиб кетиши ҳаракат вужудга келишига сабаб бўладиган ҳолатдаги ишқаланиш кучи **тинч ҳолатдаги энг катта ишқаланиш кучи** дейилади. Кинематик аломатларига кўра ҳаракатдаги ишқаланишнинг қуйидаги турлари бор: **сирпанишдаги ишқаланиш, думалашдаги ишқаланиш, айланишдаги ишқаланиш, думалаб сирпанишдаги ишқаланиш ва титраб силжишдаги ишқаланиш.**

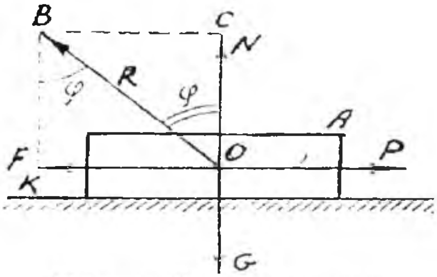
Ишқаланиш жараёнлари бир-бирига тегиб ишловчи жисмлар материалларининг ўзаро молекуляр таъсирини ташқи муҳит (оксидлар, пардалар, мойлар) таъсирини ҳисобга олган баҳолашга имкон берувчи нусхаларда (моделларда) ўрнатилади. Дастлабки ишлаб чиқилган механик илашиш, молекуляр тортилиш, пайвандланиш, қирқилиш ва ботиб кириш назариялари ишқаланишнинг энг кўп тарқалган молекуляр-механик назариясида анчагина ривожлантирилди. Ушбу назарияга кўра ишқаланиш жараёни жисмларнинг ажралиш чегарасидагина эмас, балки физик-механик хоссалари жисм ҳажмдаги материаллар хоссаларидан фарқ қиладиган сиртқи қатламларининг қандайдир ҳажмида ҳам содир бўлади. Бу ҳодиса сиртқи қатламларнинг деформацияланиши, температуранинг ўзгариши, шимилган сув ёки газ буғлари қатламларининг пайдо бўлиши, ташқи муҳит оксидларининг, атомларининг ёки молекулаларнинг пардалари ҳосил бўлиши шу кабилар билан боғлиқ.

Сирпангандаги ишқаланиш коэффициенти f_n нинг қиймати ҳақидаги умумий тасаввурни бундай ишқаланишнинг ҳар хил турлари учун тажриба йўли билан аниқланган маълумотлар беради. Бу маълумотлар: жуда текис ва силлиқ юзаларининг мой оксидлар бўлмагандаги ишқаланишида *0,8......6,0* га; оксидланган юзаларининг ишқаланишида *0,4......0,8* га; юзада мономолекуляр мой қатлами бўлгандаги

чегаравий ишқаланишда *0,2......0,6* га; қутбий молекулаларнинг мултимолекуляр қатлами бўлгандаги чегаравий ишқаланишда *0,1......0,4* га; қутбий бўлмаган молекулалар қатлами бўлгандаги гидродинамик ишқаланишда *0,008......0,02* га; суюқ-кристалл ҳажмий фаза бўлгандаги гидродинамик ишқаланишда *0,0001......0,001* га тенг.

10.2. ИЛГАРИЛАНМА ҲАРАКАТ ҚИЛУВЧИ КИНЕМАТИК ЖУФТ ЭЛЕМЕНТЛАРИДАГИ ИШҚАЛАНИШ. ИШҚАЛАНИШ БУРЧАГИ ВА КОНУСИ

Илгариланма ҳаракатланувчи кинематик жуфт элементлари орасидаги ишқаланиш кучини топишга киришамиз. Бундай жуфтлар ҳозирги замон машина ва механизмларида жуда кўп учрайди. Биз бундан буён фақат қуруқ ишқаланиш билан танишамиз.



10.3-шакл. R — тўла реакция;
j - ишқаланиш бурчаги.

G оғирликдаги *A* жисм текислик устида турибди (10.3-шакл). Жисм оғирлигига тенг *N* реакция борлиги шаклдан маълум. Агар жисм *P* куч билан ўнг томонга сирғантирилса, унинг ҳаракатига тескари йўналган *F* қаршилик, яъни ишқаланиш кучи вужудга келади. *F* билан *N* кучларни геометрик қўшиб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\overline{R} = \overline{N} + \overline{F} \qquad (10.1)$$

бу ерда, $\overline{R}$ тўла реакция, ΔOBK дан қуйидаги тенгламани чиқарамиз.

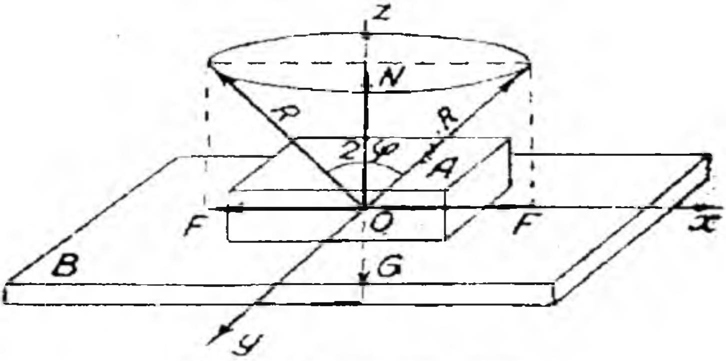
$$tg\varphi = \frac{\overline{OK}}{\overline{KB}} = \frac{F}{N} \qquad (10.2)$$

(10.2.) формуладаги $\frac{F}{N} = f$ – ишқаланиш коэффициенти;

f ни ҳисобга олиб қуйидагини ёзамиз:

$$tg\varphi = f \qquad (10.3)$$

(10.3) формуладаги φ бурчак **ишқаланиш бурчаги,** деб аталади. 10.4-шаклда *A* бўғин *B* текислик устида турибди. Текислик устидаги бўғиннинг оғирлиги *G*, реакция кучи эса *N* дир. Агар биз жисмни *xx* ўқи бўйлаб ўнг томонга сиргантирсак, ишқаланиш кучи чап томонга, акс ҳолда, ишқаланиш кучи ўнг томонга йўналади. Иккала ҳолда ҳам тўла реакция *R* бўлади. Мулоҳазамизни давом эттирамиз. Агар *A* бўғинни *y* ўқи бўйлаб ўзимиз томон ҳаракатлантирсак, ишқаланиш кучи ҳаракат томонга тескари йўналади. Агар бўғинни яна *y* ўқи бўйлаб ўзимиздан узоқлаштирсак, ишқаланиш кучи *Y* ўқи бўйлаб бизга томон йўналади. Бу сафар ҳам тўла реакция *R* бўлади. Мулоҳазани шу йўсинда давом эттириб, *A* бўғинни 360^0 бўйлаб сирғантирсак, тўла реакция (*R*) фазода *Z* ўқи атрофида айланиб, ясовчиси *R* бўлган конус чизади (10.4-шакл). Бу конус **ишқаланиш конуси,** деб аталади.



10.4-шакл. Ишқаланиш конуси.

Ишқаланиш кучининг зарарли ва фойдали томонларини кўрсатувчи баъзи маълумотларни эслатиб ўтиш ўқувчига фойдали. Айрим саноат тармоқлари ишқаланиш кучини камайтириш йўлларини топиш соҳасида ишламоқда. Нефть ишлаб чиқарувчи заводлар ишқаланиш кучини камайтириш учун 1000 тонналаб ҳар хил мой ишлаб чиқаради. Бу мойлар машина ва механизмлардаги подшипниклар, ползунлар ва бир-бирига тегиб ҳаракатланувчи кинематик жуфт элементлари

орасидаги ишқаланиш кучларини камайтириш учун ишлатилади. Агар кинематик жуфт элементлари яхши мойланса, ишқаланиш 8-10 марта камаяди. Бу эса бизни қаноатлантирмайди. Думалаб ишқаланишда ишқаланиш тахминан 50 марта камаяди. Ишқаланиш камайган сари машина ва механизмларнинг ишлаш муддати узаяди (улар узоққа чидайдиган бўлади). Иккинчи томондан, ишқаланиш бўлмаса, одамлар, автомобиллар ва бошқалар юра олмас, машиналарни тўхтатиб бўлмас, хоналардаги асбоблар ўз жойида тура олмас эди. Шунинг учун ҳозирги замон фани ишқаланишни камайтириш йўлларини ҳам, ишқаланишни кўпайтириш йўлларини ҳам ўрганиб боради.

Хўш, ишқаланишнинг ўзи нима? У қандай содир бўлади? Агар биз энг яхши силлиқланган юзларни катталаштирувчи асбоб орқали қарасак, унинг юзасида ғадир-будурлик борлигини кўрамиз. Токарлик ва рандалаш станокларида ишланган юзадаги гадир-будурлик баландлиги 100 микронга (1 микрон миллиметрнинг мингдан бири), тоза ишланган юзалардаги ғадир-будурлик баландлиги 25 микронга, силлиқланган юзалардаги ғадир-будурлик баландлиги 4-5 микронга, жуда яхши ялтиратилганда 2 микронга ва махсус ишлаган юзалардаги ғадир-будурлик баландлиги эса 0,5 микронга етади.

Шундай қилиб, ишқаланиш кучи, яъни ҳаракатга кўрсатилган қаршилик ана шу ғадир-будурликлардан келиб чиқар экан. Кинематик жуфт бўғиннинг нисбий ҳаракати вақтида элементлардаги ғадир-будурликлар орасидаги реакция кучлари иккига: нормал кучлар билан тангенсиал кучларга ажратилади. Булардан нормал ташкил этувчилар йиғиндиси бўғин оғирлигига тенг реакция кучи бўлиб, тангенсиаллар ташкил этувчиларнинг йиғиндиси эса ҳаракатга (силжишга) кўрсатилган қаршилик — ишқаланиш кучидир.

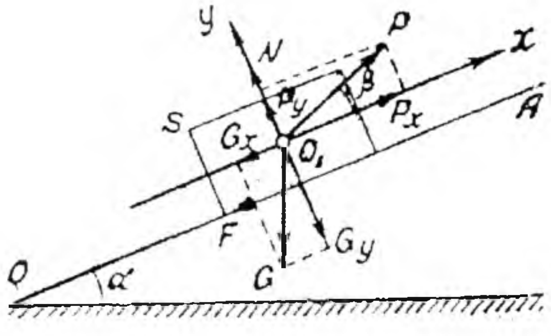
Ҳозирги замон фанида ишқаланишнинг молекуляр-механик назарияси бор. Бу назарияга кўра жуда яхши ишланган юзалар орасида ишқаланиш кўп бўлади, чунки кинематик жуфт элементларидаги молекулалар бир-бирига қанчалик яқин бўлса, улар Ньютоннинг тортилиш қонунига биноан бир-бири билан шунчалик катта куч асосида тортишади. Шундай қилиб, текис элементлардаги ишқаланиш кучи ғадир-будур юзалар ҳисобига бўлса, жуда яхши ишланган

юзаларда (элементларда) молекулаларнинг бир-бири билан тортилиш ҳисобига бўлар экан.

Ишқаланувчи жисмлар нима учун қизиб кетади, деган савол туғилади. Кинематик жуфт элементлари бир-бирига нисбатан ҳаракатда бўлганда улардаги молекулалар бир-бирига катта куч билан таъсир қилади. Бунинг оқибатида жуфт элементларидаги молекулалар тебранма ҳаракат қилади, бу тебранма ҳаракат бўғин ичидаги молекулаларни ҳам ҳаракатга келтиради. Бўғин ичкарисидаги молекулаларнинг ҳаракати натижасида бўғинлар қизий бошлайди. Демак, ишқаланиш кучини енгиш учун кетган иш иссиқликка айланиб, кинематик жуфт элементларининг қизиб кетишига сабаб бўлади. Шунинг учун машиналарни ҳаракатга келтирувчи энергиянинг сарфланиши жиҳатидан ишқаланиш зарарли бўлиб, бошқа кўпгина ишларни бажаришда ишқаланишнинг аҳамияти ғоят каттадир.

10.3. ҚИЯ ТЕКИСЛИКДАГИ ИШҚАЛАНИШ

Илгариланма ҳаракатда бўлган кинематик жуфтдаги ишқаланишнинг умумий ҳолини текшириб кўрамиз (10.5-шакл).



10.5-шакл. Қия текисликда юқорига томон сирғанаётган бўғин.

Горизонтал *OB* текисликка *a* бурчак ҳосил қилган қия *OA* текисликда оғирлиги *G* бўлган *S* бўғин турибди. *OA* текисликка *β* бурчак остида бўғинни ҳаракатлантирувчи

P куч қўйилган. S бўғин элементи билан OA текислик орасидаги ишқаланиш коэффициенти (f) берилган; бўғинни ўзгармас тезлик билан юқорига сирғантирувчи P кучнинг миқдори топилсин. F — ишқаланиш кучи. O_1 нуқтани XOY Декарт системасининг координаталар боши, деб қабул қиламиз. Сўнгра P, G кучларни x ва y ўқларига проекциялаб, қуйидаги мувозанат шартларини ёзамиз:

$$\sum x = P \cdot cos\beta - G \cdot sin\alpha - F = 0$$
$$\sum y = P \cdot sin\beta - G \cdot cos\alpha + N = 0 \qquad (10.4)$$

(10.4) тенгламалардан:

$$F = P \cdot cos\beta - G \cdot sin\alpha$$
$$N = G \cdot cos\alpha - P \cdot sin\beta \qquad (10.5)$$

келиб чиқади.

Кулон — Амонтон қонунига кўра, $F=f \cdot N$ эканлигини эътиборга олиб, қуйидаги тенгламани ёзамиз:

$$P \cdot cos\beta - G \cdot sin\alpha = f(G \cdot cos\alpha - P \cdot sin\beta) \qquad (10.6)$$

$f = tg\varphi = \dfrac{sin\varphi}{cos\varphi}$ эканлигини эътиборга олиб, (10.6) тенгламани P га нисбатан ечиб, қуйидаги формулани ҳосил қиламиз:

$$P = G\frac{sin(\alpha + \varphi)}{cos(\varphi - \beta)} \qquad (10.7)$$

(10.7) формула қия текисликдаги S бўғинни ўзгармас тезлик билан юқорига сирғантириб чиқарувчи (ҳаракатлантирувчи) кучни топиш формуласидир. Бу формуладаги G кетида турган тригонометрик кўпайтма

$f_k = \dfrac{sin(\alpha + \varphi)}{cos(\varphi - \beta)}$ қия текисликнинг умумий вазияти учун **келтирилган ишқаланиш коэффициенти** деб аталади.

(10.7) формулани бир неча вазият учун қуйидагича анализ қиламиз.

1. Агарда ҳаракатлантирувчи *P* куч *OA* қия текисликка параллел бўлса, у ҳолда, $\beta=0$ бўлади. Бундай вазият учун (10.7) формула қуйидаги кўринишни олади:

$$P = G\frac{sin(\alpha+\varphi)}{cos\varphi} \qquad (10.8)$$

2. Агарда $\alpha=0$, $\beta\neq0$. Бундай вазият учун (10.7) формула қуйидаги кўринишни олади:

$$P = G\frac{sin\varphi}{cos(\varphi-\beta)} \qquad (10.9)$$

3. Агар $\alpha\neq0$, $\beta=-\beta$. Бундай вазият гайка ҳаракатига ўхшайди:

$$P = G\cdot\frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varphi+\beta)} > P \qquad (10.10)$$

4. Хусусий хол $\alpha=0$, $\beta=0$. Бундай вазият учун (10.7) формула қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$P = G\cdot\frac{sin\varphi}{cos\varphi} = f\cdot G \qquad (10.11)$$

5. Агар бўғин юқорига эмас, аксинча, пастга томон ҳаракатланса, бундай вазият учун *f* ва φ олдидаги белги ҳам манфий бўлади ва (10.7) формула қуйидагича ёзилади:

$$P = G\frac{sin(\alpha-\varphi)}{cos(\varphi+\beta)} \qquad (10.12)$$

6. $\beta=0$ бўлса, (10.12.) қуйидаги кўринишни олади:

$$P = G\cdot\frac{sin(\alpha-\varphi)}{cos\varphi} \qquad (10.13)$$

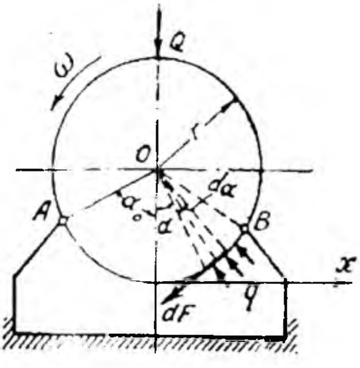
Агар $\alpha>\varphi$ бўлса, *P* куч тормозловчи куч ролини ўйнайди, яъни бўғин пастга ўз-ўзидан сирғаниб кетмаслиги учун уни тўхтатиб туради. Агар $\alpha=\varphi$ бўлса, $P=0$ бўлади. Бундай

вазиятда бўғинни ушлаб туриш ва тормозлаш учун *P* кучнинг ҳожати қоламйди. Агар $\alpha<\beta$ бўлса, *P* куч манфий бўлади, яъни бундай вазиятда ўз-ўзидан тормозланиш ҳодисаси юз беради. Ўз-ўзидан тормозланиш вазиятида бўғиннинг қия текисликда пастга қараб силжиши учун унга пастга қаратилган куч керак бўлади. Агар қўшимча куч бўлмаса, бўғин тўхтаб тураверади.

7. Агар $Psinb=Gcosa$ бўлса, $N=0$ бўлади, яъни бўгин *OA* қия текисликка ҳеч қандай босим кўрсатмайди: босим бўлмагач, реакция ҳам бўлмайди. Бу вазият кинематик жуфт мавжудлигининг чегара вазиятидир. Агар $Psinb>Gcosa$ бўлса, бўғин билан қия текислик орасида боғланиш бўлмайди, бинобарин, кинематик жуфтлик йўқолади.

10.4. СИРҒАНИШ ПОДШИПНИКЛАРИДАГИ ИШҚАЛАНИШ

Айланма кинематик жуфт ҳосил қилган сирғаниш подшипникларидаги ишқаланиш билан танишиб ўтамиз. Ҳар қандай машина ёки механизмда **цапфа** ва **подшипник** бўлади. Подшипникда айланувчи валнинг бир қисми **цапфа,** деб аталади. Агар цапфа валнинг охирида бўлса, бундай цапфа **шип** деб, валнинг ўрталарида бўлса, **бўйин** деб аталади. Цапфанинг подшипникдаги ишқаланиш кучини ёки ишқаланиш кучининг ишини топиш учун икки хил гипотеза бор. Бу гипотезаларнинг иккаласи билан танишиб чиқамиз.



10.6-шакл.
Подшипник ва цапфа.

Биринчи гипотеза. Бу гипотезада цапфа билан подшипник кинематик айланма жуфт деб қаралади ва цапфанинг подшипникка босими кинематик жуфтнинг элементларига баробар ту-

шади, яъни солиштирма босим ўзгармас катталик, деб қабул қилинган.

AB – кинематик жуфт элементлари бўлсин (10.6-шакл). Цапфа билан подшипник элементларидан элементар юза (*ds*) ажратамиз.

$$ds = lrd\alpha \qquad (10.14)$$

бунда, *l* – цапфанинг узунлиги.

Цапфанинг элементар юзасига тўғри келадиган реакцияни қуйидагича топамиз:

$$dM = qds = q \cdot r \cdot l \cdot d\alpha \qquad (10.15)$$

Цапфанинг мувозанат шартидан қуйидагини оламиз:

$$\sum Y = -Q + \int_{0} q \cdot r \cdot l \cdot cos\alpha \cdot d\alpha = 0 \qquad (10.16)$$

(10.16.) ни интегралласак, қуйидаги келиб чиқади:

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

бундан,

$$q = \frac{Q}{2r \cdot l \cdot sin\alpha_0} \qquad (10.17)$$

Цапфа подшипникда соат стрелкаси юрадиган томонга тескари айланмоқда, элементар ишқаланиш кучи (*dF*) ни қуйидагича топамиз:

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

Элементар ишқаланиш кучининг моменти қуйидагича бўлади:

$$dM_F = rdF = fq \cdot r^2 ld\alpha$$

(*q*) нинг (10.17) тенгламадаги қийматини қўйсак, қуйидаги келиб чиқади:

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

буни интегралласак, M_f нинг қийматини топамиз:

$$M_t = f \cdot Q \cdot r \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \qquad (10.18)$$

Ишқаланиш кучини (ёки моментини) енгиш учун кетган секундлик ишни топамиз:

$$N_t = M_t \cdot \omega = f \cdot Q \cdot v \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \qquad (10.19)$$

Кўпчилик цапфа ва подшипниклар учун

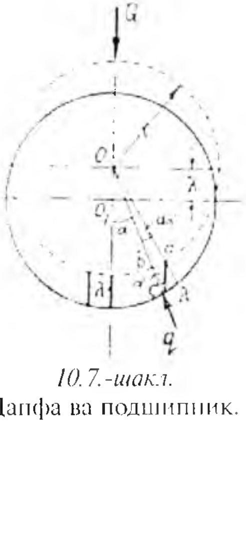
$\alpha_0 = \frac{\pi}{2}$, $\sin \alpha_0 = 1$ бўлади, шу сабабли:

$$N_t = \frac{\pi}{2} f \cdot Q \cdot v \qquad (10.20)$$

$f_k = \frac{\pi}{2f}$ — цапфа учун келтирилган ишқаланиш коэффициенти.

(10.20) формулани валнинг айланишлар сони орқали от кучи ҳисобида ифодалаб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$N_t = f_k \cdot \frac{Qv}{75} \cong f_k \cdot \frac{Q \cdot r \cdot n}{716 \cdot 8} \qquad (10.21)$$



10.7.-шакл.
Цапфа ва подшипник.

Иккинчи гипотеза. Бу гипотезага кўра цапфа абсолют бикр, деб қаралади ва подшипник Q куч таъсир чизиғининг йўналиши томон қуйилади. Подшипникнинг вертикал бўйлаб ейилиши ўзгармас катталик ($\lambda = ac = const$), деб қаралади (10.7.-шакл). bc – подшипник радиал йўналишда ейилади, бу ейилиш цапфа ўзгармас чизиқли тезлик билан айланганда фақат солиштирма босимгагина пропорционал деб қаралади:

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

бу ерда, k — пропорционаллик коэффициенти.

Шаклдан қуйидагини оламиз:

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

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

шунинг учун $\frac{\lambda}{k} = const$ бўлади; уни ψ орқали белгилаймиз:

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

ψ ни топамиз. Бунинг учун барча кучларни вертикал ўққа проекциялаб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

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

$q = \psi \cdot cos\alpha$ эканлигини эътиборга олиб, қуйидаги ифодани ҳосил қиламиз:

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

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

Солиштирма босим бундай бўлади:

$$q = \psi\, cos\alpha = \frac{2Q}{\pi r l} cos\alpha \qquad (10.22)$$

Элементар юзага тушадиган босимни топамиз:

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

Элементар ишқаланиш кучи:

$$dF = f \cdot dN$$

бўлади.

Бир секундда бажарилган элементар иш қуйидагича топилади:

$$dN_F = dM_f \cdot \omega = dF \cdot r \cdot \omega = f \cdot q \cdot l \cdot r^2 \cdot \omega \cdot d\alpha = f\upsilon \cdot q \cdot rl \cdot d\alpha$$

Буни интеграллаб, жуфт элементига тўғри келган ишқаланиш кучининг бир секундда бажарган ишини топамиз.

$$N_F = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} f \cdot \upsilon q \cdot rld\alpha = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} f\upsilon \cdot \frac{2Q}{\pi rl} \cdot rl \cdot cos\alpha d\alpha = \left(\frac{4}{\pi} f\right) \cdot Q\upsilon$$

ёки

$$N_F = f_k \cdot \upsilon \cdot Q \qquad (10.23)$$

бу ерда, $f_k = \frac{4}{\pi} f$ – цапфанинг келтирилган ишқаланиш коэффициенти.

От кучи ҳисобида ифодаланадиган қувват қуйидагича бўлади:

$$N_F = f_k \frac{Q\upsilon}{75} = f_k \frac{Q \cdot r \cdot n}{716,8} \qquad (10.24)$$

Шундай қилиб, биринчи ва иккинчи гипотеза билан топилган қувват формулалари бир хил бўлиб, улар орасидаги фарқ келтирилган ишқаланиш коэффициентидагина экан:

$f_k = \frac{\pi}{2} f = 1,57 f$ — биринчи гипотезага кўра;

$f_k = \frac{4}{\pi} f = 1,27 f$ — иккинчи гипотезага кўра.

Булардан биринчиси янги цапфалар учун, иккинчиси эса эскирган — ишлатилган цапфалар учун қабул қилинган. Бу ерда f — текис кинематик жуфт элементлари орасидаги ишқаланиш коэффициенти, бу коэффициент тажриба йўли билан топилади ва турли материаллар учун турлича бўлади. Ҳар хил материаллар учун ишқаланиш коэффициенти махсус справочникларда берилган бўлади.

10.5. ИШҚАЛАНИШ ДОИРАСИ

Цапфа жуда катта бурчак тезлиги билан айланган вақтда ўзининг устуворлик ҳолатини айланиш томонга қараб бир оз юқори кўтарилади ва кинематик жуфт элементлари *с* нуқтада богланади (10.8-шакл).

Бундай вазият учун тўла реакция қуйидаги формуладан аниқланади:

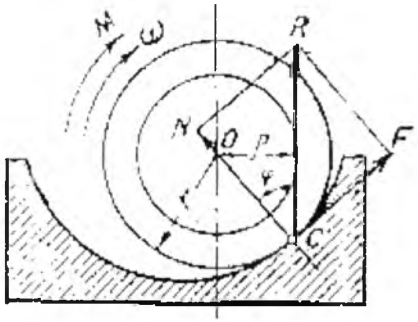
$$\overline{R} = \overline{F} + \overline{N}$$

унинг скаляр қиймати эса:

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

бўлади. Бу ерда, $f = tg\varphi$; N — нормал реакция; бу реакция контакт нуқтасининг эгрилик радиуси бўйлаб йўналган бўлади, шунинг учун *у* цапфанинг марказидан ўтиши керак 10.8.-шаклдан қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\rho = r \cdot \sin\varphi \qquad (10.25)$$



10.8-шакл. Ишқаланиш доираси ва унинг радиуси (*r*).

Ишқаланиш кучининг моменти қуйидагича топилади:

$$M_F = F \cdot r = R\rho \quad [кгм]$$

(10.26)

Цапфага қўйилган *М* момент ишқаланиш кучининг моменти билан мувозанатлашуви керак. Ана шу вазиятдагина тўла реакция *r* радиуси билан ўтказилган айланага уринма бўлади. Агар валга қўйилган кучларнинг тенг таъсир этувчиси *r* радиусли айлана ташқарисидан ўтса, у ҳолда, вал тезланиш билан айланган бўлади. Агар валга таъсир қилувчи кучларнинг тенг таъсир этувчиси *r* радиусли айланага уринма бўлиб ўтса, у ҳолда, вал тезланишсиз бир текис айланган ёки тинч турган бўлади. Агар валга таъсир қилувчи кучларнинг тенг таъсир этувчиси *r* радиусли айлана ичкарисидан ўтса, вал

секинлашаётган ёки ўз жойида тинч турган бўлади. Бундай хоссали доира **ишқаланиш доираси,** деб аталади.

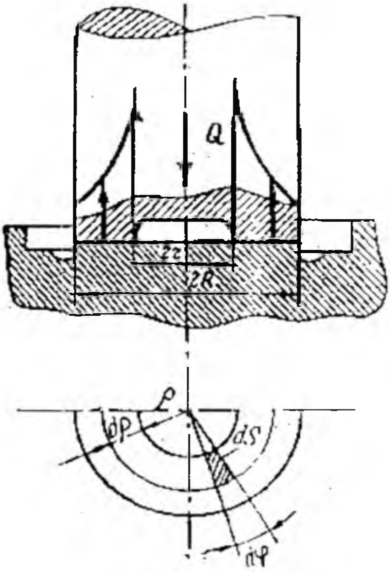
Одатда, цапфалардаги ишқаланиш бурчаги жуда кичик бўлади. Кичик бурчаклар учун $sin\varphi$ ни $tg\varphi$ билан алмаштириш мумкин. Бундай ҳолда ишқаланиш доирасининг радиуси тахминан $r \approx fr$ бўлади.

Ишқаланиш даражаси қатор механизмларни ўлик ҳолатларини аниқлаш учун кенг қўлланилади. Механизмларни ўлик ҳолатлари, уларни энг четки вазиятлари бўлиб, ўзини-ўзи тўхтатиш шартида бўлади. Бунда механизмни юритувчи кучлари ҳаракатга келтира олмайди. Агарда механизмга юритувчи куч тегишли бўгинга қўйилмаса, унинг ўлик ҳолатлари мавжуд бўлади. Шунинг учун механизмда ўлик ҳолатлар бўлмаслиги учун, юритувчи кучни ёки моментни тегишли бўгинга қўйиш керак бўлади. Масалан, айлангич-судралгичли механизмда юритувчи куч айлангичга қўйилса ўлик ҳолатлар бўлмайди, агарда юритувчи куч судралгичга қўйилса, ўлик ҳолатлар мавжуд бўлади. Механизмларни ўлик ҳолатларини аниқ топиш учун ишқаланиш доирасидан фойдаланилади.

Ишқаланиш доирасини ҳисобга олиб топилган ўлик ҳолатлар кинематик усулда топилган четки ўлик ҳолатлардан фарқ қилади.

10.6. ТОВОН ВА ТОВОНТАГИ КИНЕМАТИК ЖУФТ ЭЛЕМЕНТЛАРИДАГИ ИШҚАЛАНИШ

Айланиш ўқи вертикал бўлган валларнинг тагидаги юза (элемент) кинематик жуфтнинг иккинчи элементи билан сирғаниб ёки юмаланиб ишқаланиш ҳолатида бўлади. Бундай ҳолларда вертикал валнинг элементи **товон**, иккинчи элемент эса **товонтаги,** деб аталади. Биз қуйида товон ва товонтаги кинематик жуфт элементлари орасидаги ишқаланиш масалалари билан танишиб чиқамиз. 10.9-шакл товон ва товонтаги вертикал ва горизонтал проекцияларда схематик равишда тасвир этилган. Шаклда элемент — товон ҳалқа шаклида олинган. Биз бу ерда валга таъсир эттирилган Q куч таъсирида кинематик жуфт элементларига



10.9-шакл

баробар ўзгармас босим таъсир қилади, деган фараз билан масалани ечишга киришамиз; у ҳолда бирлик юзага тўғри келган босимни q десак, унинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$q = \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} = const \qquad (10.27)$$

бу ерда, q — бирлик юзага тўғри келган босим;

R — товонтагининг катта радиуси;

r — товонтагининг кичик радиуси.

$R - r$ оралиқда бирор dr радиал оралиқни оламиз ва бу кичик (элементар) ҳалқадан ds юзани ажратиб оламиз, у ҳолда юзага таъсир этувчи нормал босим қуйидагича топилади:

$$dN = q \cdot ds \qquad (10.28)$$

Ишқаланиш кучи эса:

$$dF = f \cdot dN = f \cdot q \cdot ds \qquad (10.29)$$

бу ерда, f — ишқаланиш коэффициенти.

Ишқаланиш назариясидан бизга маълумки, ишқаланиш кучи (dF) валнинг бурчак тезлигига тескари, радиус r га тик йўналган бўлади.

Шундай қилиб, dF кучи элементар dM_F момент ҳосил қилади:

$$dM_F = dF \cdot \rho = f \cdot q \cdot ds \cdot \rho \qquad (10.30)$$

ds юзачани топамиз.

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

q ва ds нинг қийматларини (10.30) га қўямиз ва уни интеграллаб қуйидагиларни ҳосил қиламиз:

$$M_F = \int dM_F = \int f \cdot q ds \cdot \rho = \int_{\rho=r}^{\rho=R} \int_{\varphi=0}^{2\pi} f \frac{Q}{\pi(R^2 - r^2)} \cdot \rho^2 d\rho \cdot d\varphi =$$

$$= \frac{fQ}{\pi(R^2 - r^2)} \cdot \frac{1}{3} \rho^3 \Big|_r^R \cdot \varphi \Big|_{0r}^{2\pi} = \frac{2}{3} \cdot fQ \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

$$M_F = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \cdot Q \qquad (10.31)$$

Агар товон юзаси ҳалқасимон бўлмай, яхлит бўлса, у ҳолда $r=0$ бўлади. Бундай ҳолат учун (10.31) формуланинг кўриниши қуйидагича бўлади:

$$M_F = \frac{2}{3} R \cdot f \cdot Q \qquad (10.32)$$

$\frac{2}{3} R$ бутун товон учун ишқаланиш кучининг елкаси, деб аталади.

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

Ишқаланишни йўқотиш учун кетган қувват қуйидагича топилади:

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

ёки

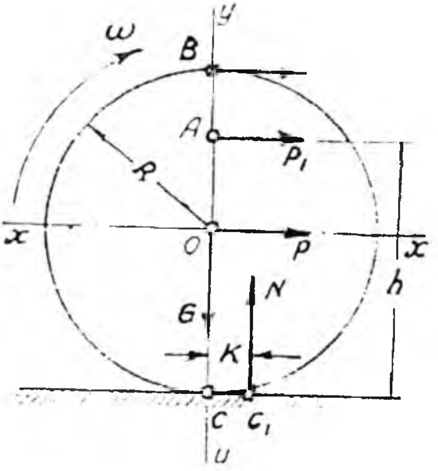
$$N_F = \frac{M_F \cdot \omega}{75} = \frac{M_F \cdot n}{716} \qquad (10.33)$$

10.7. ОЛИЙ КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРДАГИ ИШҚАЛАНИШ

Замонавий машина ва механизмлардаги кинематик жуфтларнинг турига қараб, ишқаланиш икки хил бўлади. Булардан бири юқорида кўриб ўтилган қуйи кинематик жуфт элементлари орасидаги ишқаланишдир. Бундай ишқаланиш **биринчи турдаги ишқаланиш** деб, бундаги ишқаланиш коэффициенти эса **биринчи турдаги ишқаланиш коэффициенти** деб аталади. Биз бу параграфда олий жуфт элементлари орасидаги ишқаланиш билан танишиб ўтамиз. Олий жуфт элементларидаги ишқаланиш **иккинчи турдаги ишқаланиш** (думалашдаги ишқаланиш) деб, бундаги ишқаланиш коэффициенти эса **иккинчи турдаги ишқаланиш коэффициенти** деб аталади. Шарни бир текислик устида думалатиш учун уни бирор куч билан итариш керак бўлади (10.10-шакл).

Масалани равшанроқ тушунтириш учун қуйидагича мулоҳаза юритамиз. Умуман, табиатда абсолют қаттиқ жисм бўлмагани учун шар билан текисликни қуйидагича талқин қилиш мумкин:

1.Текислик устида турган шар абсолют қаттиқ, текислик эса бўшроқ, деб фараз қилайлик. Бундай ҳолда шар текисликка ботади, яъни текислик бир оз эзилади — олий қуйи жуфтга айланади.



10.10-шакл.
Текислик устидаги шар.

2. Текислик устида турган шар бир оз юмшоқроқ (коптокни эсланг), текислик эса абсолют қаттиқ, деб фараз қилайлик. Бундай ҳолда шар бир оз эзилиб, шар билан текислик орасидаги олий жуфт ўрнига қуйи жуфт ҳосил бўлади.

3. Агар шар ҳам, текислик ҳам абсолют қаттиқ бўлса, шар билан текислик орасида олий жуфтлик мавжуд бўлади (идеал ҳол).

10.10-шаклда тасвирланган шарнинг оғирлиги G, радиуси эса R дир. Шу шарни шаклда кўрсатилгандек думалатиш учун унга бирор P, P_1 ёки P_2 куч қўйиш керак. Шар тинч турганда шар билан текислик элементлари C нуқтада боғланади ва шарнинг оғирлиги YY вертикал ўқ устида бўлади. Шарни соат стрелкаси юрадиган томон думалатиш учун унга таъсир этувчи куч элементлар боғланишини C дан C_1 га кўчиради. C_1 нуқтада шарнинг оғирлигига тенг N реакция кучи YY вертикал ўқдан бирор k масофада туради, шар эса (G, N) жуфтнинг моменти таъсирида ўзининг бошланғич вазиятини сақлашга ҳаракат қилади ва ҳаракатлантирувчи моментга қаршилик кўрсатади. Шарнинг мувозанат шарти (ёки унинг бир текисда ўзгармас бурчак тезлиги билан думаланиш шарти) қуйидагича бўлади:

$$M = M_G$$

бу ерда, $M=P \cdot R$ – ҳаракатлантирувчи кучнинг моменти; $MG=k \cdot G$ – қаршилик кучининг моменти (N - G) M ўрнига PR ни, MG ўрнига эса $K \cdot G$ ни оламиз.

Унда:

$$PR = k \cdot G$$

$$P = \frac{k}{R} \cdot G \qquad (10.34)$$

келиб чиқади, бу ерда, P – O нуқтага қўйилган қаршилик енгувчи куч (ҳаракатлантирувчи куч); $G = N$ – нормал босим; k – пропорционаллик коэффициенти ёки иккинчи турдаги ишқаланиш коэффициенти, *мм* ҳисобида.

(10.34) формуладан қуйидаги хулосага келиш мумкин:

• иккинчи турдаги ишқаланиш кучи F нормал босим (N) га тўғри, думаланувчи жисм радиусига эса тескари пропорционалдир;

• ишқаланиш кучи думаланувчи жисмнинг материалига ва унинг физик хоссасига боғлиқдир.

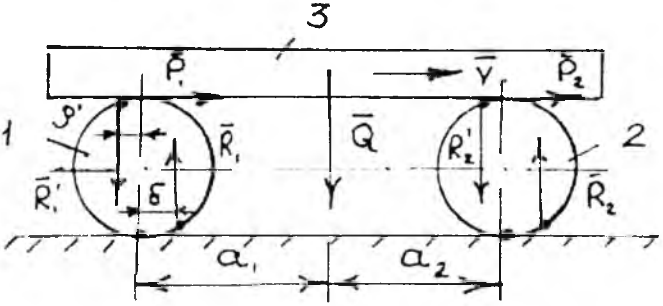
10.10-шаклдаги ҳаракатлантирувчи кучнинг С нуқтага нисбатан елкасини ўзгартириб, (10.34) формулани қуйидаги кўринишда ёзамиз:

$$P_1 = \frac{k}{h} \cdot G \qquad (10.35) \qquad\qquad P_2 = \frac{k}{2R} \cdot G \qquad (10.36)$$

(10.34), (10.35), (10.36) формулалардан $P > P_1 > P_2$ эканлигини кўриш қийин эмас. Шундай қилиб, шарга қўйилган ҳаракатлантирувчини елкаси қанча катта бўлса, шарнинг думалаши шунча осон бўлар экан. Думаланиш ишқаланиши шарикли подшипникларда учрайди.

10.8. ДУМАЛОВЧИ ҒИЛДИРАКЛАРДА ЮКНИ СИЛЖИТИШ

Текисликда юкни катта бўлмаган куч таъсирида силжитиш учун думаловчи ғилдираклар ишлатилади. Юкни текисликда сирпантириб тортилганда (силжитилганда) катта куч керак бўлади. Айтилган силжитиладаган юк думаловчи *1* ва *2* гилидраклар устига қўйилган платформа *3* да жойлашиши мумкин (10.11-шакл). Биз платформа *3* ни думаловчи *1* ва *2* гилдираклар орқали ҳаракатини кўриб чиқамиз. Бунда юк билан платформани биргаликдаги оғирлиги $\bar{Q}$, уни силжитувчи $\bar{P}$ кучи P_1 ва P_2 кучларини йиғиндисига тенг, деб оламиз. Бунда кучлар ғилдиракларнинг платформага тегиш нуқталарига қўйилган.



10.11-шакл. Думаловчи ғилдиракларда юкни силжитиш схемаси.

Юк билан платформанинг биргаликда ғилдиракларга таъсирини қуйидаги формуладан топиш мумкин:

$$R'_1 = Q_1 = Q\frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad (10.37)$$

$$R'_2 = Q_2 = Q\frac{a_1}{a_1 + a_2} \quad (10.38)$$

Агарда ғилдиракларнинг оғирлик кучлари Q'_1 ва Q'_2 бўлса, уларга таянчнинг таъсири қуйидагича бўлади:

$$R_1 = Q\frac{a_2}{a_1 + a_2} + Q'_1; \qquad R_2 = Q\frac{a_1}{a_1 + a_2} + Q'_2 \quad (10.39)$$

Ғилдиракларнинг платформа билан думалашидаги (иккинчи турдаги ишқаланиши) ишқаланиш коэффициенти k' ва таянчга нисбатан думалашдаги ишқаланиш коэффициентини k деб олсак:

$$P_1 d = R_1 k + Q_1 k' \text{ ва } P_2 d = R_2 k + Q_2 k' \quad (10.40)$$

(10.40) ни инобатга олиб, ўзгартиришлардан сўнг:

$$P = P_1 + P_2 = \frac{Q}{d}(k + k') + (Q'_1 + Q'_2)\frac{k}{d} \quad (10.41)$$

Агарда $Q'_1 = Q'_2 = Q'$ бўлса:

$$P = \frac{Q}{d}(k + k') + \frac{k}{r}Q' \quad (10.42)$$

Кўп ҳолларда ғилдиракларнинг оғирлик кучлари инобатга олинмайди, у ҳолда:

$$P = \frac{Q}{d}(k + k') \quad (10.43)$$

(10.42) дан кўриниб турибдики, юкни тортиш кучи P ни камайтириш учун думаловчи ғилдиракларнинг диаметрларини иложи борича каттароқ ўлчамда олиш керак.

Хулоса қилиб айтиш мумкин, Q оғирликлаги юкни (платформа огирлиги билан бирга) думалатиб силжитганда, сирпантириб силжитганга нисбатан камроқ куч керак бўлади:

$$P' = fQ \quad \text{ёки} \quad \frac{k+k'}{d} < f \qquad (10.44)$$

бу ерда, P' — юкни сирпантириб тортишдаги тортиш кучи; f — ундаги ишқаланиш коэффициенти.

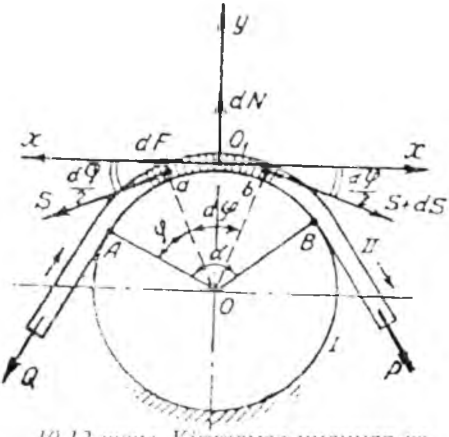
(10.44) тенгламасидан ғилдираклар диаметрини аниқлаш мумкин:

$$d > \frac{k+k'}{f} \qquad (10.45)$$

(10.45) дан ғилдираклар диаметри топилади.

10.9. ЭГИЛУВЧАН БЎҒИНЛАРДАГИ ИШҚАЛАНИШ

Эгилувчи бўғинлардаги ишқаланиш ва ҳаракатни текширамиз (10.12-шакл). Шаклда I цилиндр қўзғалмас бўлиб, унга II тасма ярим ўралган. Тасманинг чап учида қаршилик кучи бор, шу Q кучни тасманинг ўнг учидан P куч воситасида ўзгармас тезлик билан тортиш керак. Масалани ечиш учун тасмадан ab элементар кесма ажратиб оламиз.



10.12-шакл. Қўзғалмас цилиндр ва эгилувчан тасма.

Бу элементар кесманинг чап томонидан S куч тортиб турса, ўнг томонидан ($S+ds$) куч билан тортиш керак, чунки тасма билан цилиндр кинематик жуфт ташкил этганлигидан, уларнинг элементлари орасида ишқаланиш кучи

ҳосил булади. Координаталар системасининг бошини O_1 нуқтада оламиз. Элементар тасмага таъсир этувчи кучларни x ва y уқларига проекциялаб, қуйидаги мувозанат тенгламаларни ҳосил қиламиз:

$$\sum X = -dF - s \cdot \cos\frac{d\varphi}{2} + (s + ds)\cos\frac{d\varphi}{2} = 0 \qquad (10.46)$$

$$\sum Y = dN - s \cdot \sin\frac{d\varphi}{2} - (s + ds)\sin\frac{d\varphi}{2} = 0 \qquad (10.47)$$

Биринчи (10.37) тенгламадан $dF = ds \cdot \cos\frac{d\varphi}{2} \approx ds$ ни, иккинчи тенгламадан эса $dN = 2 \cdot s \cdot \sin\frac{d\varphi}{2} + ds \cdot \sin\frac{d\varphi}{2}$ ни оламиз. $d\varphi$ бурчак жуда ҳам кичик булганлигидан, уни $\sin\frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$ билан алмаштириш мумкин. Икки сон купайтмаси $\left(ds \cdot \frac{d\varphi}{2}\right)$ ни ташлаб юборсак, қуйидаги тенглама чиқади:

$$dN = s \cdot d\varphi \qquad (10.48)$$

Кулон-Амонтон қонунига биноан, қуйидаги тенгламани ёзамиз:

$$dF = f \cdot dN = fs \cdot d\varphi \qquad (10.49)$$

$dF = ds$ эканлигини эътиборга олсак, қуйидаги биринчи тартибли дифференциал тенглама чиқади:

$$ds = f \cdot s \cdot d\varphi \qquad (10.50)$$

ёки

$$\frac{ds}{s} = fd\varphi \qquad (10.51)$$

бу тенгламани интеграллаймиз:

$$\int_{s=Q}^{s=P} \frac{ds}{S} = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\alpha} fd\varphi$$

бу аниқ интегралларни қуйидагича чиқарамиз:

$$\ln S \Big|_{Q} = f\alpha = \ln e^{f\alpha}$$

ёки

$$P = Q \cdot e^{f\alpha} \qquad (10.52)$$

келиб чиқади, бу тенгламалардаги f — тасма билан цилиндр (шкив) орасидаги ишқаланиш коэффициенти; $a=\angle AOB$ ураліш бурчаги; $e=2,718$. Ушбу (10.52) ифода Л. Эйлер формуласи, деб аталади.

10.10. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРИНИ ЭЛЕМЕНТЛАРИДАГИ ЕЙИЛИШ

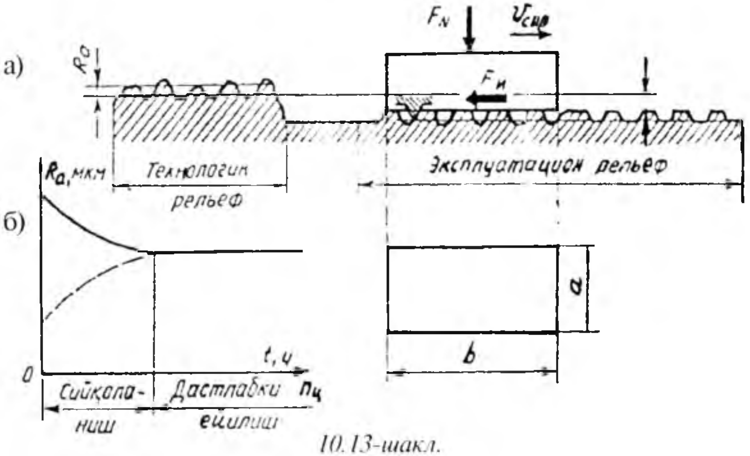
Машина ёки асбоб механизмидан фойдаланиш жараёнида унинг кинематик жуфтликларининг элементлари муқаррар равишда ейилиш оқибатида деталларнинг мустаҳкамлиги, механизмнинг аниқлиги камаяди, подшипникларга тушадиган юк, титраш ва шовқин ортади. Кучли ейилиш кўпинча механизмнинг ишга яроқсиз бўлиб қолишига ва ҳатто деталларнинг синишига ва машинанинг ишдан чиқишига сабаб бўлади. Шу сабабли механизмни лойиҳалашда конструкцион ва мойловчи материалларни тўғри танлаш учун ишқаланувчи юзанинг шаклини ҳамда катталигини билиш, ейилиш эпюрасини аниқ ҳисоблаш муҳим аҳамиятга эга. Шунингдек, бошқаларига қараганда олдинроқ алмаштириш ва тузатиш талаб қилинадиган деталлар ва қисмларни аниқлаш ҳам катта аҳамиятга эга. Шундай қилиб, кутилаётган ейилишни ҳисоблашдан мақсад, машина ёки асбоб механизмининг зарур ресурси ва ишончли ишлашини таъминлашдан иборат.

10.10.1. Кинематик жуфт элементлари ейилишининг турлари ва уни баҳолаш усуллари

Ейилиш турлари. Ейилиш деб, қаттиқ жисм юзасидаги материалнинг бузилишига ва ажралиб чиқишига айтилади; ейилиш жисм ўлчамлари ва шаклининг аста-секин ўзгари-

шида намоён бўлади; бунда жисм юза қатламларининг хоссалари ҳам ўзгариши мумкин.

Ейилишнинг асосий турлари қуйидагилар: механик ейилиш— механик таъсирлар оқибати; коррозион-механик ейилиш — механик таъсир муҳит билан бўладиган ўзаро химиявий ёки электр таъсири билан биргаликда содир бўлади; образив ейилиш — эркин ёки мустаҳкамланган ҳолатдаги қаттиқ заррачаларнинг қирқувчи ёки тирновчи таъсири натижаси; эррозион ейилиш — суюқлик ёки газ оқимининг таъсири натижаси; толиқиб ейилиш — даврий ўзгарувчан юклар таъсир этиши натижасида сиртқи қатлам материали заррачаларининг уваланиб тушиши (ейилишнинг бу тури айниқса олий кинематик жуфтликлар учун хосдир); тиқилиб қолиш оқибатида ейилиш — материалнинг юлиниб, чуқур ўйилиб чиқиши, унинг бир ишқаланувчи юзадан бошқасига кўчиб ўтиши натижаси (тиқилиб ёки қадалиб қолиш учун сирпаниш тезлиги юқори ва нисбий босим катта бўлиши оқибатида муайян жойнинг кучли қизиб кетиши хосдир; ейилишининг бу турига кинематик жуфтликнинг бир жинсли материаллардан ишланган, аммо тобланмаган ишқаланувчи юзалари кўпроқ дучор бўлади).



10.13-шакл.

Ейилиш сиртқи қатламнинг деформацияланишига кўра фарқланади (эластик уринишдаги, пластик уринишдаги ва микроқирқилишдаги ейилишлар).

Ейилишнинг физик нусхаси (модели) бундай: микронотекислик сирпанаётганда унинг рўпарасида деформацияланувчи материалнинг дўнглиги (валик) юзага келади, у сиқувчи кучлар таъсирида бўлади (10.13 а-шакл). Ишқаланиш кучлари натижасида микронотекслик ортида материал чўзилади. Бинобарин, материал қарама-қарши йўналишларда деформациялана бошлайди; бу ҳодисанинг кўп марта қайтарилиши оқибатида ундаги микроструктуранинг емирилиши кўпаяди ва материал зарралари ажралиб чиқади.

Тажрибалар материал бирданига эмас, балки бир қанча циклдан (n_u) сўнг емирилишини кўрсатди.

Ейилиш босқичлари. Одатда ейилиш икки босқичда кечади: 1) ишқаланувчи юзаларнинг сийқаланиши; 2) нормал (иш вақтида) ейилиш, бунда сийқаланишдан сўнг тайёрлаш вақтида пайдо бўлган дастлабки ғадир-будирлик ўрнида қандайдир янги, мувозанатланган ғадир-будирлик пайдо бўлиб, у кейинчалик жиддий тарзда ўзгармайди. Бошқача айтганда, ейилиш жараёнида юзанинг дастлабки (технологик) микрорельефи ғадир-будирликнинг параметрлари ўзгариши билан (масалан, профилнинг ўртача R_a арифметик четга чиқиши билан) эксплуатацион микрорельефга айланади (10.13б-шакл).

Сийқаланиш вақтини камайтириш учун тажриба натижаларидан мувозанатланган ғадир-будирлик параметрларини аниқлаш ҳамда ишқаланувчи юзаларга технологик ишлов беришнинг шундай турини белгилаш лозимки, у мувозанатланган гадир-будирликка энг яқин бўлсин. Сийқаланиш босқичидаги R_a нинг қийматлари кичикроқ бўлган эксплуатацион юзага (10.1б-шаклдаги штрих чизиқ) нисбатан силлиқроқ бўлган дастлабки юзани қўллаш одатда тайёрлаш харажатининг ошиб кетиши нуқтаи назаридан фойдасиздир, чунки бундай юзанинг таннархи қиммат бўлади; бунда сийқаланиш вақти ҳам чўзилиб кетиши мумкин.

Ейилишни миқдорий баҳолаш. Узунлик, ҳажм ёки масса бирлигида ейилиш натижалари **ейилиш** дейилади. Чекли ва рухсат этилган ейилишлар бўлади. **Чекли ейилиш** деб, ейилаётган буюмнинг (ёки бир қисмининг) чекли ҳолатига мос келувчи ейилишга айтилади. **Рухсат этилган ейилиш** деб, ейилишнининг шундай қийматига айтиладики, бунда буюм ҳали ишга яроқли ҳолатда бўлади.

Жуфтлик элементларининг чекли ейилиши бир қанча мезонлар билан аниқланади, уларнинг асосийлари қуйида-

гилардир: а) ейилиш натижасида механизм ишга яроқлилигининг бузилиши — деталларининг синиши, яъни мустаҳкамлигининг йўқолиши, тиқилиб қолиши, зарур аниқлигининг йўқолиши; б) машинанинг ишлаш хусусиятларининг йўл қўйиб бўлмайдиган даражада ёмонлашуви (буюмлар сифати пасаяди, кинематик жуфтликларда тирқишлар пайдо бўлиши туфайли титраш ва шовқин ортади ва ҳоказо).

Ишқаланувчи юзаларни ажратиб турувчи мойловчи материалнинг қалинлиги улардаги энг баланд нотекисликлар йиғиндисидан ортиқ бўлса, юзалар жуда кам ейилади.

Ейилиш қийматларининг ишқаланувчи ю а бўйича ёки унинг маълум бир кесими бўйича тақсимланишининг график тасвири **ейилиш эпюраси** дейилади.

Ейилиш материалнинг емирилган қисмининг қалинлиги d га кўра ёки унинг массасига кўра баҳоланади.

Ейилиш тезлиги вақт бирлиги ичида ейилиш катталиги билан аниқланади:

$$\gamma = d\delta / dt = kp^m \upsilon^n_{сир}$$

бунда, к — ейилиш коэффициенти ($p = v_{сир} = 1$ бўлганда сон жиҳатидан γ га тенг); p — ишқаланувчи юзанинг ўлчанаётган нуқтасидаги нисбий босим; $v_{сир}$ — ишқаланувчи юзанинг текширилаётган нуқтасидаги сирпаниш тезлиги (нисбий тезлиги); m — уринувчи юзаларнинг ўзаро таъсири турига (эластик уриниш, пластик уриниш, микроқирқилиш) боғлиқ бўлган даража кўрсаткичи, унинг қиймати 1 дан 3 гача бўлади; n — ейилиш турига боглиқ бўлган даража кўрсаткичи. Кинематик жуфтликларнинг сийқаланган элементлари учун $m=1$, $n=1$ деб олинади, у ҳолда

$$\gamma = d\delta / dt = kp\upsilon_{сир} \qquad (10.53)$$

(10.53) формуланинг физик маъносини қуйидаги мисолда тушунтириш мумкин. Ўлчамлари $a \times b$ бўлган ползун йўналтирувчига F_N куч билан қисиб қўйилган бўлиб, сирпаниб ишқаланиш коэффициенти f, ишқаланувчи юзанинг исталган нуқтасидаги нисбий босим $p = F_N / ab = const$ бўлсин. F_N ишқаланиш кучининг иши материални емириш ва ажратишга ҳамда иссиқлик ажратиб чиқаришга сарфланади, шу сабабли ейилиш тезлиги вақт бирлиги ичида ишқаланиш кучи

бажарган ишга, яъни ишқаланиш қуввати P_u га прапорционал, деб тақрибан ҳисоблаш мумкин:

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{k}{abf} F_N f \upsilon_{сир} = cF_u \upsilon_{сир} = cP_u \qquad (10.54)$$

бунда, $c=k/(abf)$ — пропорционаллик коэффициенти.

Умумий ҳолда ишқаланувчи юзанинг ҳар хил нуқталарида нисбий босим p турлича булади, бироқ (10.53) тенгламанинг бундай изоҳини маркази ишқаланувчи юзанинг берилган нуқтасида бўлган исталган элементлар майдонча учун татбиқ қилиш мумкин.

Ейилиш жадаллиги деб, ишқаланиш йўли бирлигига тўғри келадиган ейилишга айтилади: $\gamma_\sigma = d\delta/ds$, бунда, s — нисбий силжиш ёки ишқаланиш йўли. Бинобарин,

$$\gamma = \frac{d\delta}{ds}\frac{ds}{dt} = \gamma_s \upsilon_{сир} \qquad (10.55)$$

γ ва γ_s нинг қийматлари одатда p ва $\upsilon_{сир}$ нинг ўртача қийматларига кўра тажриба йўли билан аниқланади, сўнгра (10.53) формуладан ейилиш коэффициенти ҳисоблаб топилади. Масалан, намуналар ишлатишнинг ўртача тартибларида ($p_{ўр}=16{\cdot}10^5$ Па, $(\upsilon_{сир})_{ўр}=2$ м/с) синаб кўрилганда $t_{иш}=100$ соат иш вақти ичида ўртача ейилиш $\delta=2$ *мкм* ни ташкил қилди, бинобарин, (10.53) формулага кўра .

$k = \gamma/(p\ \upsilon_{сир}) = 2 \quad 10^{2}/(16 \quad 10^{5} \quad 2) = 6.25 \quad 10^{9}$ *мкм/(соатПа·м·с⁻¹)*

Манбаларда γ ва γ_s лар бўйича тажриба натижалари келтирилган. Ейилиш жадаллиги γ_s жуда катта оралиқда, тахминан $\gamma_s=10^{12}$ дан (*1 км* ишқаланиш йўлига *0,001 мкм* ейилиши тўғри келади, бу эса жуда камдир) $\gamma_s=10^{3}$ гача (*1 м* ишқаланиш йўлига *1 мм* ейилиш тўғри келади, бу эса жуда кўпдир) ўзгариши мумкин.

Материал ишқаланишнинг маълум шароитида ейилишга қаршилик кўрсатиш хоссасига эга. Материалнинг бу хоссаси ейилиш тезлиги ёки жадаллигига тескари бўлган катталик билан баҳоланади ва **ейилишга чидамлилиги** дейилади. Материалларнинг ейилишга чидамлилигига уларнинг қаттиқлиги, эластик хосслари, ишлаш тартиби (юк, тезлик, температура), ташқи шароит (мой, атроф-муҳит), ишқаланувчи узел-

нинг конструктив хусусиятлари таъсир қилади. γ_t нинг қийматига кўра материаллар ейилишга чидамлиликнинг *10* та синфига бўлинади; ишқаланувчи юзаларнинг ўзаро уриниш таъсири турига кўра ушбу синфларни учта асосий туркумга ажратиш мумкин: *0 – V* синфларга ($\gamma_t=10^{12}.....10^{7}$) эластик деформацияланувчанлиги туфайли ейилишга чидамлилиги юқори бўлган материаллар; *VI – VII* синфларга ($\gamma_t=10^{6}.....10^{5}$) қисман эластик, қисман пластик деформацияланувчанлиги туфайли ейилишга чидамлилиги ўртача бўлган материаллар; *VIII – XI* синфларга ($\gamma_{\tau}=10^{4}.....10^{3}$) микроқирқилишдаги ейилишга чидамлилиги паст бўлган материаллар киради.

Тажриба маълумотларига кўра автомобил двигателларидаги пўлатдан ясалган тирсакли валларнинг шатун бўйинлари учун $\gamma_{\sigma}=5\cdot10^{12}.....4\cdot10^{11}$ (эластик уринишдаги ейилишга чидамлилиги жуда юқори), экскаватор ковшининг тиши учун (пўлат *45*) $\gamma_{\sigma}=10^{4}....10^{3}$ (микроқирқилишдаги ейилишга чидамлилиги жуда паст). Ҳозирда ишқаланувчи қисмларда махсус мойловчи муҳитсиз ишлашга мўлжалланган машиналар, механизмлар ва асбоблар деталларининг материалига катта аҳамият берилмоқда: буларга полимер материаллар (подшипниклар, тишли ғилдираклар, муштлар ва бошқалар), кўмир-графит материаллар (зичловчи элементлар, гидронасослар вкладишлари, авиация ва химия саноатида ишлатиладиган ишқаланувчи қисмларнинг деталлари), металл-керамик материаллар (юқори температурада ишлайдиган ишқаланувчи қисмларнинг деталлари) ва бошқалар киради.

Янги деталлар ишқаланувчи юзаларининг ишқаланишга чидамлилигини ошириш учун гальваник қопламлар билан бир қаторда, уларга термик ишлов бериш кенг қўлланилади. Буларга сиртини газ алангаси билан қиздириб тоблаш (пўлатдан ясалган тишли ғилдираклар, червяклар, тирсакли валлар бўйинлари), юқори частотали токда тоблаш (муштли валлар, шестернялар, валлар бўйни, цилиндрлар гильзаси, дастгоҳлар станинаси ва бошқалар) киради. Айнан шу мақсадда сиртига пластик деформациялаш билан ишлов бериш ҳам қўлланилади, натижада сиртқи қатламларнинг қаттиқлиги ошади ва юзанинг ғадир-будирлиги керакли синфда бўлишига эришилади (цилиндрсимон ва текис юзаларни ишлатиб чиниқтириш, калибрлаш ва бошқалар). Шунингдек, машинани тузатишда деталларни алмаштириш мулоҳазаси ҳам эътиборга олинади: агар ейилган детал

оддий ва осон алмашинадиган бўлса (масалан, втулка ёки вкладишлар), уни тузатиш осонлашади ва арзонга тушади. Баъзан деталларни алмаштириш ўрнига уларнинг ишқаланиб ейилган юзаларига газ алангаси ёки электр ёй ёрдамида металл суюқлантириб қоплаш, газ ёки электр ёрдамида металлаш, плазмали пуркаш (қийин эрийдиган бирикмалар қоплаш учун) ва бошқа усуллар билан деталларни қайта тиклаш ҳамда уларнинг ишлаш муддатини ошириш фойдалироқ бўлади.

Умумий ҳолда ейилиш (p ва $u_{сир}$ ўзгарувчан бўлганда) қуйидаги формуладан аниқланади.

$$\delta = k\int_0^{t_{иш}} p\upsilon_{сир}dt \qquad (10.56)$$

Битта эркинлик даражасига эга бўлган механизмларда ҳисоблаш қулай бўлиши учун умумлашган координата φни ва умумлашган тезлик $\omega=\varphi$ ни киритган ҳолда (10.56) формулани ўзгартириш мақсадга мувофиқ бўлади. У ҳолда $\varphi=\varphi_ц$ ишнинг бир цикли учун ейилиш қуйидагига тенг:

$$\delta_ц = k\int_0^{\varphi_ц} p(\upsilon_{сир}/\omega)d\varphi \qquad (10.57)$$

бунда, $u_{сир}/\omega=u_{сир}(\varphi)/\omega$ — кинематик жуфтлик элементининг кўрилаётган нуқтасидаги сирпаниш тезлигининг аналоги (ёки $ds/d\varphi$ узатиш функцияси).

Агар иш цикллари сони $n_ц$ бўлса, у ҳолда ейилиш

$$\delta = \delta_ц n_ц \qquad (10.58)$$

Ушбу формула ёрдамида чекли ейилишнинг берилган қиймати бўйича иш цикллари сонини аниқлаш мумкин, бу эса машинанинг иш ресурсини аниқлаш учун зарурдир.

10.10.2. Қуйи ва олий кинематик жуфтликлар элементларининг ейилишини ҳисоблаш

Конструкцион ва мойловчи материалларни, мойловчи материал бериладиган жойни тўғри танлаш ва кутиладиган ейилишни ҳисоблаш учун ишқаланувчи юзанинг шаклини ва катталигини ҳамда элементларининг шаклига ва жуфтликнинг ишлаш шароитига боғлиқ бўлган ейилишнинг унда тақсимланишини кўриб чиқамиз.

Айланма жуфтлик (10.14-шакл). Жуфтликнинг ишлаш шароити: $\overline{F}^n_{21} = const$, $\omega_1 = const$, $\omega_2 = 0$. У ҳолда δ_1=*const* (вал *1* цапфаси бир текис ейилади), δ_2 ейилиш эса кўрилаётган нуқтанинг бурчак координатаси ψ га боғлиқ бўлади: $\delta_2=\delta_2(\psi)$ — подшипник нотекис ейилади. Бир неча иш циклидан сўнг валнинг маркази *O* ҳолатдан O^1 ҳолатга силжийди, бинобарин, подшипник *2* нинг $\overline{F}^n_{21}$ куч йўналиши бўйича ейилиши ишчи юзанинг $\psi_{max}=\pm 90^0$ бурчак доирасидаги ҳамма нуқталарида бир хил ва $\delta_{2max}=OO'$ га тенг бўлади, бироқ ишқаланувчи юзага ўтказилган нормаллар бўйича турлича бўлиб, косинус қонуни $\delta_2=\delta_{2max}cosy$ бўйича ўзгаради.

Уринувчи юзаларнинг жами ейилиши: $\delta_e=\delta_1+\delta_2$.

Ҳамма нуқталар учун u_{cup}=*const* бўлганлигидан босим косинусоида қонуни бўйича тақсимланади: $p=p_{max}cos\psi$. p_{max} ни аниқлаш учун подшипник втулкасидаги эни $rd\psi$ ва узунлиги *b* га тенг бўлган элементар майдончани кўриб чиқамиз. Ишқаланувчи юзага ўтказилган нормал йўналиши бўйича элементар куч қуйидагига тенг:

$$dF^n_{12} = pbrd\psi = p_{max}br\cos d\psi \tag{10.59}$$

$\overline{F}^n_{21}$ куч $d\overline{F}^n_{12}$ кучларнинг вертикал проекциялари билан мувозанатланади, шу сабабли

$$F = F_n^{21} = 2\int_0^{\pi/2} p_{max}br\cos^2\psi d\psi \tag{10.60}$$

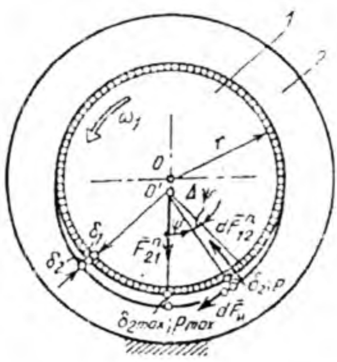
$\int_0^{\pi/2}\cos^2\psi d\psi$ интеграл қуйидагича ҳисобланади:

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

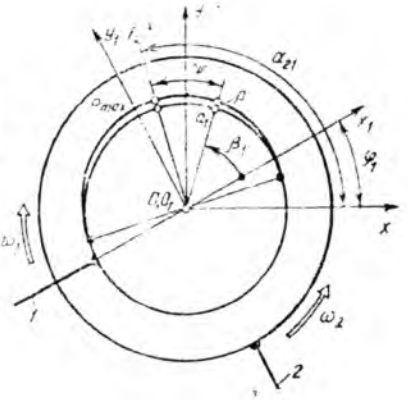
$$\cos^2\psi = (\cos 2\psi + 1)/2$$

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

(10.61)



10.14-шакл.



10.15-шакл.

Бинобарин, $F=2p_{max}brp/4$, бундан $p_{max} = 2F/(\pi br)$ (10.62)

Иш цикли давомидаги ейилишни (10.57) формула ёрдамида ҳисоблаш учун керак бўладиган босимнинг тақсимланиш қонуни қуйидаги кўринишга эга:

$$P = [2F/(\Pi вr)\cos\psi$$

(10.63)

бунда, ψ — кўрилаётган нуқтанинг бурчак координатаси.

$\overline{F}$ куч ўзгарувчан бўладиган умумий ҳолда (10.63.) формула ҳар бир оний ҳолат учун алоҳида-алоҳида қўлланилиши лозим. Шу сабабли умумлашган φ координатали механизм айланма жуфтлигининг умумий ҳолида (10.15-шакл) жуфтлик элементлари *1-2* дан бирининг (масалан, бўғин *1* нинг қандайдир a_1 нуқтасида) ейилишини аниқлаш учун *Oxy* қўзғалмас координата системасида бўгин *1* нинг $\varphi_1=\varphi_1(\varphi)$ бурчак координатасини ҳамда бўғин *2* га қўйилган $\overline{F} = \overline{F}^n_{21}$ куч векторининг $\alpha_{21}=\alpha_{21}(\varphi)$ бурчак координатасини билиш, бўгин *1* билан боғланган $O_1x_1y_1$ қўзғалувчан системада эса изланаётган a_1 нуқтанинг β_1 бурчак координатасини билиш лозим*.

У ҳолда (10.63) формула бўйича a_1 нуқтадаги p босим қуйидагига тенг:

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

бу ерда, $P_{max}=2F/(pbr)$, $\psi=\alpha_{21}-(\varphi_1+\beta_1)$; бунда агар $|\psi|\geq\pi/2$ бўлса, $p=0$ бўлади.

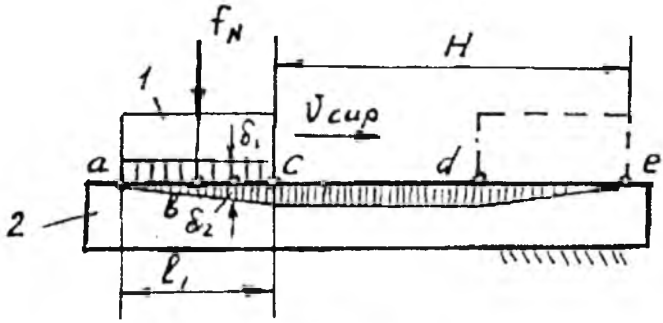
a_1 нуқтада сирпаниш тезлиги нисбий бурчак тезлигининг цапфа радиуси кўпайтмасига тенг:

$$\upsilon_{cup}=\omega_{21}r$$

бунда $\omega_{21}=|\omega_1|\pm|\omega_2|$ (плюс ишораси бўғинлар турли томонларга айланган ҳол учун).

$p=p(\varphi)$ ва $\upsilon_{cup}/\omega=\upsilon_{cup}(\varphi)\omega$ лар аниқлангандан сўнг, берилган a_1 нуқтадаги d_1 ейилиш катталиги (10.57) ва (10.58) формулалардан аниқланади; бир қанча текширилган нуқталарга жуфтлик элементларининг ейилиш эпюраси ясалади.

Илгариланма жуфтлик (10.16-шакл.). Ползуннинг ишлаш шароити: узунлиги l_1 га тенг бўлган ползун *1* қўзғалмас йўналтирувчи



10.16-шакл.

2 бўйлаб илгариланма-қайтма ҳаракат қилади, ползуннинг йўли *H* га тенг; куч $\overline{F_N}=const$ (ползуннинг ўртасига қўйилган); *p* босим бир текис тақсимланган.

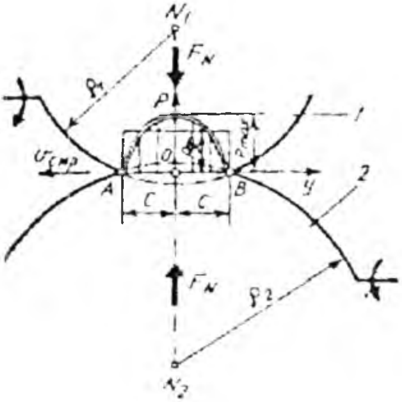
Бу ҳолда ползуннинг текис юзаси бир текис ейилади (d_1). Йўналтирувчининг четларидан (*a*, *e* нуқталаридан) ейилиши (d_2) нолга тенг, *cd* қисмда энг кўп ейилади. Жуфтлик элементларининг ейилиш эпюраси 10.16-шаклда келтирилган. *p=const* бўлганда

$$\delta_{\Sigma} = kp\int_{0}^{t_{\text{ищ}}} \upsilon_{\text{сир}}\, dt = kps$$

(10.64)

бунда, s — ишқаланиш йўли; a, e нуқталарда $s=0$; b нуқтада $s=2l_1/2=l_1$; c, d нуқталарда $s=2l_1$ (ейилиш энг кўп бўлади).

Олий жуфтлик. Жуфтликнинг ишлаш шароити: жуфтлик элементлари (10.17-шакл) N_1 ва N_2 ўқлари ўзаро параллел жойлашган r_1 ва r_2 радиусли иккита қавариқ цилиндр тарзида ясалган: узатиладиган F_N (Н/м) нормал нисбий юк бир текис тақсимланади. Бу ерда аввало юзаларнинг уриниш юзини ва босимнинг уриниш юзи бўйича тақсимланишини аниқлаш лозим. Умумий ҳолда олий жуфтликда дастлабки уриниш чизиқ ёки нуқта бўйича бўлиб, сўнгра юклана бориш натижасида уриниш изи эллипс шаклини эгаллайди, фавқулодда ҳолларда бу шакл доира ёки тўртбурчак кўринишини олиши ҳам мумкин. Эластик жисмларнинг уриниш деформациялари назариясида уриниш изи ўлчамларини ва босимнинг тақсимланишини аниқлаш формулалари ишлаб чиқилган.



10.17-шакл.

Кўрилаётган ҳолда юкланишдан кейин уриниш изи тўртбурчак кўринишида бўлади, ушбу тўртбурчак энининг ярми қуйидагига тенг:

$$c = 1{,}128\sqrt{\theta_{\Sigma}\rho F_N} \qquad (10.65)$$

бунда: $\rho=\rho_1\rho_2/(\rho_1+\rho_2)$ — келтирилган эгрилик радиуси; $\theta_{\Sigma}=\theta_1+\theta_2$ — бўғинлар *1* ва *2* материалининг эластиклик доимийси.

θ_1 ва θ_2 катталиклар қуйидаги формуладан аниқланади:

$\theta_{1,2}=(1-\mu^2_{1,2})/E_{1,2}$, бунда, $E_{1,2}$ — бўғинлар *1*, *2* материалининг бўйлама эластиклиги модули; $\mu_{1,2}$ — бўғинлар *1* ва *2* материалининг Пуассон коэффициенти.

Урининг соҳасидаги (зонасидаги) энг катта босим

$$p_{max} = 0{,}564\sqrt{F_{\Sigma}/(\theta_{\Sigma}\rho)}; \qquad p = p_{max}\sqrt{1-(y/c)^2} \quad (10.66)$$

бунда, y — кўрилаётган нуқтанинг координатаси.

Узунлиги b га тенг бўлган уриниш чизиғи бўйлаб исталган жойдаги кесимда (чизмага перпендикуляр бўлган) босимнинг тақсимланиши шунга ўхшаш бўлади. Бу ҳолда тақрибий ҳисоблашлар учун босимнинг ўртача қиймати қуйидагига тенг:

$$p_{\bar{y}p} \approx 0{,}77\, p_{max}$$

Умумий ҳолда олий жуфтликнинг уринувчи юзалари нисбий ҳаракатда сирпаниб юмалайдилар, шунинг учун кўрилаётган O нуқта атрофидаги уриниш изи текширилаётган сирт бўйлаб $t_к$ вақт ичида сурилиб ўтади; $t_к$ вақт бир иш цикли давомида AB қисмнинг илашиши учун кетган вақт сифатида аниқланади (10.17-шакл). Бўғин 2 нинг O нуқтасидан c масофачалик илгариловчи A нуқта илашган пайтда текширилаётган O нуқтадаги босим энг кам: $p=p_{min}=0$ бўлади; сўнгра у $p=p_{max}$ га қадар оша боради, текширилаётган нуқтадан c масофачалик орқадаги B нуқта илашган пайтда эса босим яна нолга қадар пасаяди. Шу сабабли иш цикли давомидаги O нуқтада ейилишни $p_{\bar{y}p}$ ўртача босимга, $\upsilon_{сир}$ сирпаниш тезлигига ва сирт AB қисмининг $t_к$ илашиш вақтига кўра ушбу формула ёрдамида тақрибан аниқлаш мумкин:

$$\delta_u = kp_{\bar{y}p}\upsilon_{сир}t_к \quad (10.67)$$

n_u иш цикллари давомидаги ейилиш эса (10.58) формуладан аниқланади.

10.11. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАРНИНГ ФОЙДАЛИ ИШ КОЭФФИЦИЕНТИ

10.11.1. Машинанинг фойдали иш коэффициентини топиш

Машинанинг механик фойдали иш коэффициенти машина ишининг бир меъёрда ишлашидаги эффектини характерловчи фактордир, у машинанинг ҳаракатлантирувчи кучи-

нинг қанчаси фойдали қаршиликни енгиш учун кетганлигини англатади: кўп бўлса машинада зарарли қаршилик кам эканлигини, машина тежам билан ишлашини билдиради.

Машинанинг фойдали иш коэффициенти ҳаммавақт бирдан кичик бўлади, чунки ҳаракатлантирувчи кучнинг иши (A_g) машинадаги фойдали қаршилик кучининг иши ($A_{ф.қ}$) билан зарарли қаршилик кучининг ($A_{з.қ}$) ни енгиш учун сарфланади.

Машинанинг барқарор ҳаракати даврида унинг бажарган иши қуйидаги тенглама билан аниқланади:

$$A_g = A_{ф.қ} + A_{з.қ} \quad \text{ёки} \quad A_{ф.қ} = A_g - A_{з.қ}$$

Бунда, исталган машина учун ҳаммавақт қуйидаги тенгсизлик келиб чиқади:

$$A_{ф.қ} < A_д \tag{10.68}$$

Ҳар қандай машинада ҳам зарарли қаршилик кучи бўлади. Шунинг учун «абадий двигател» (perpetuum mobile) қуриш мумкин эмас, чунки ҳар қандай машинада зарарли қаршиликни йўқотиб бўлмайди. Машинадаги фойдали қаршилик кучлари ишининг ҳаракатлантирувчи кучлар ишига нисбати шу машинанинг фойдали иш коэффициенти, деб аталади ва η билан белгиланади. Унинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$\eta = \frac{A_{ф.қ}}{A_g} < 1 \tag{10.69}$$

Машинанинг фойдали иш коэффициенти машинанинг қанчалик яхши ишлаганлигини билдиради. Фойдали иш коэффицентини қувват орқали ифодаласа ҳам бўлади:

$$\eta = \frac{N_{ф.қ}}{N_д} \tag{10.70}$$

Фойдали иш коэффициенти идеал машиналар учун бирга тенг бўлиб, ҳеч қандай фойдали иш бажармайдиган машиналар учун нолга тенгдир. Зарарли қаршиликлар ишининг ҳаракатлантирувчи кучлар ишига нисбати **йўқотилиш коэф-**

фициенти деб аталади. Йўқотилиш коэффициентини ψ билан белгилаб, унинг учун қуйидаги математик ифодани ёзамиз:

$$\psi = \frac{A_{з.қ}}{A_g} = \frac{N_{з.қ}}{N_g} \qquad (10.71)$$

η билан ψ орасидаги боғланишни қуйидагича топамиз:

$$\eta = \frac{A_{ф.қ}}{A_g} = \frac{A_д - A_{з.қ}}{A_g} = 1 - \psi \qquad (10.72)$$

Машинада бир неча кинематик жуфт бўлса, у ҳолда, ҳар бир кинематик жуфтда йўқотилган зарарли иш ёки қувват топилиб, улар бир-бирига қўшилади. Бундай ҳол учун йўқотилиш коэффициенти қуйидагича бўлади:

$$\psi' = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_{з.қ}i}{A_д} \qquad (10.73)$$

Машинанинг фойдали иш коэффициенти эса қуйидагича бўлади:

$$\eta' = \frac{A_g - \sum_{i=1}^{n} A_{з.қ}i}{A_g} = 1 - \psi' \qquad (10.74)$$

(10.71) формуладаги ψ (10.73) формуладан топилганига қараганда (бир хил шароитда ишлайдиган машина учун, кичик), яъни $\psi > \psi$ бўлади. Кўпинча, машиналар иш органларининг тўла ҳаракатидан қанчаси фойдали ҳаракат ва қанчаси фойдасиз ҳаракат эканлигини аниқлаш жуда катта аҳамиятга эга бўлади. Агар машина иш органининг тўла циклдаги ҳаракатига кетган вақтни T деб олсак ва бевосита иш операциясини бажариш учун кетган вақт t бўлса, у ҳолда, машинанинг унумлилик коэффициенти қуйидагича бўлади:

$$Y = \frac{t}{T} \qquad (10.75)$$

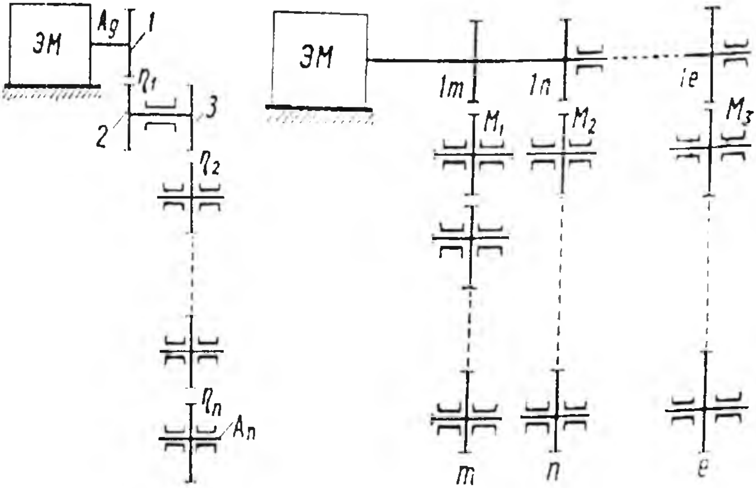
10.11.2. Кетма-кет, параллел улашдаги механикавий фойдали иш коэффициенти

Берилган машина *n* механизмдан таркиб топган, механизмлар эса кетма-кет уланган бўлса, бундай машинанинг фойдали иш коэффициенти шу машина таркибига кирувчи барча механизмлар фойдали иш коэффициентларининг кўпайтмасига тенг бўлади. Агар машина таркибидаги механизмларнинг фойдали иш коэффициентларини $\eta_1, \eta_2, \eta_3, ...,$ η_4 десак, машинанинг умумий фойдали иш коэффициенти (η_0) нинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot .... \cdot \eta_n = \frac{A_n}{A_д} \qquad (10.76)$$

бу ерда, A_n – *n*-механизмнинг фойдали иши (10.18а-шакл).

Шундай қилиб, кетма-кет уланишдаги умумий фойдали иш коэффициенти кетма-кет уланган алоҳида-алоҳида ме-



10.18-шакл.

ханизмларнинг фойдали иш коэффициентларининг кўпайтмасига тенг экан.

Параллел улаш икки хил бўлиши мумкин: бир қувват манбаидан бир неча механизмларга қувват узатиш ва бир неча қув-

ват манбаидан параллел узатиш воситасида биргина механизм ҳаракатга келтирилиши мумкин. Биз қуйида битта қувват манбаидан n та механизмга қувват узатишдаги фойдали иш коэффициентини топиш билан танишиб чиқамиз (10.18 б-шакл).

Етакловчи бўғиндаги ишни A_l деб олиб, уни A_{lm}, A_{ln} ва A_{le} ишлардан иборат деб қараймиз. Бу ишлар M_1, M_2, M_3 механизмлар орқали етакланувчи m, n ва e бўғинларга узатилади. 10.18-шаклга назар ташлаб, ҳар бир механизмнинг кетма-кет уланганлигини кўриш мумкин. Кетма-кет уланган механизмлар учун механикавий фойдали иш коэффициентлари қуйидагича топилади:

$$\eta_{lm} = \frac{A_m}{A_{lm}}; \quad \eta_{ln} = \frac{A_n}{A_{ln}}; \quad .... \quad \eta_{le} = \frac{A_e}{A_{le}} \tag{10.77}$$

Шундай қилиб, қуйидагини олиш мумкин:

$$A_l = A_{lm} + A_{ln} + ... + A_{le} = \frac{A_m}{\eta_{lm}} + \frac{A_n}{\eta_{ln}} + ... + \frac{A_e}{\eta_{le}} \tag{10.78}$$

Фойдали иш коэффициентини топишнинг умумий қоидасига асосан, умумий механикавий фойдали иш коэффициенти қуйидагича топилади:

$$\eta = \frac{\sum\limits_{i=m}^{e} Ai}{A_l} = \frac{A_m + A_n + ... + A_e}{\frac{A_m}{\eta_{lm}} + \frac{A_n}{\eta_{ln}} + ... + \frac{A_e}{\eta_{le}}} \tag{10.79}$$

Агар бир қанча m, n .... e қувват манбаларидан биргина механизмга ҳаракат узатилса, у ҳолда фойдаланилган A_{lm}, A_{ln}, ... A_{le} ишларини тегишли фойдали иш коэффициентларига бўлиб, қуйидаги тенгликларни ёзса бўлади:

$$A_m = \frac{A_{lm}}{\eta_{ml}}; \quad A_n = \frac{A_{ln}}{\eta_{nl}}; \quad .... , \quad A_e = \frac{A_{le}}{\eta_{le}} \tag{10.80}$$

Тўла фойдали иш коэффициенти қуйидагича топилади:

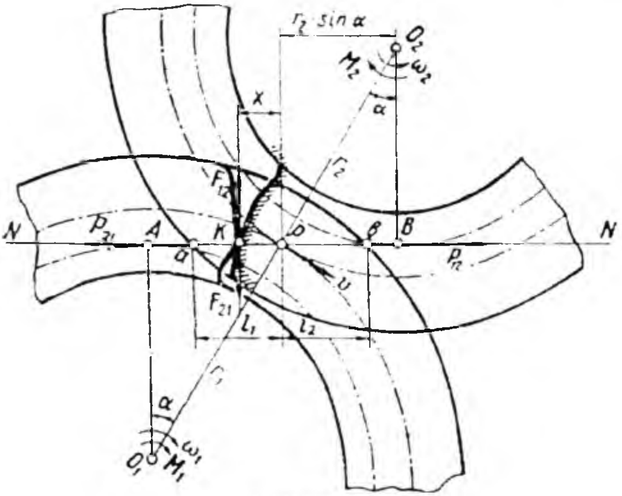
$$\eta = \frac{A_m \cdot \eta_{ml} + A_n \cdot \eta_{nl} + --- + A_e \cdot \eta_{sl}}{\sum\limits_{i=m}^{e} Ai} \tag{10.81}$$

Фойдали иш коэффициенти қанча камайса, абсолют йўқотилиш шунча ортади. Абсолют йўқотилишнинг ортиши

эса сарфланаётган энергиянинг бекорга кетаётганлигидан дарак беради.

10.11.3. Тишли ғилдиракли механизмнииг фойдали иш коэффициенти

Берилган 10.19-шаклда бир жуфт тиш профилларининг илашиши тасвирланган: O_1O_2 — марказлараро масофа; NN — нормал; ω_1, ω_2 — тегишлича иккала гилдиракнинг айланиш бурчак тезликлари; M_1 ва M_2 — ҳаракатлантирувчи ва қаршилик кучларининг моменти; P — илашиш қутби; P_{12}<-P_{21} — бир тишнинг иккинчисига таъсири. Шаклда қуйидагиларни ёза оламиз:



10.19-шакл.

$\omega_{21}=\omega_1+\omega_2$ — 2 - ғилдиракнинг P атрофида айланиш бурчак тезлиги;

$\omega_{22}=\omega_1+\omega_2$ — 2 - гилдиракнинг P атрофида айланиш бурчак тезлиги.

$$\upsilon_{21} = x \cdot (\omega_1 + \omega_2) = x \cdot \upsilon\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)$$ - инверсия методи билан топамиз. Тишлар орасидаги нормал кучларни то-

пишда илашишда фақат бир жуфт тишгина қатнашади, деб фараз қиламиз.

2 - ғилдиракнинг мувозанат шартини топамиз:

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

Бундан P_{12} ни топамиз:

$$P_{21} = \frac{M_2}{r_2 cos\alpha - \mu(r_2 sin\alpha + x)} \qquad (10.82)$$

0_1 га нисбатан момент олиб, *1* - ғилдиракнинг мувозанат шартини тузамиз:

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

бундан

$$P_{21} = \frac{M_1}{r_1 cos\alpha - \mu(r_1 sin\alpha - x)} \qquad (10.83)$$

P_{12}=-P_{21} эканлигини эътиборга олсак,

$$M_1 = -M_2 \frac{r_1 cos\alpha - \mu(r_1 sin\alpha - x)}{r_2 cos\alpha - \mu(r_2 sin\alpha + x)} = M_1(x) \qquad (10.84)$$

бўлади. Шундай қилиб, $M_1 - x$ ҳолатга боғлиқ функция экан υ_{21} нисбий тезлик қутбдан ўтишда ўз йўналишини ўзгартиради, шунда ишқаланиш кучлари (F_{12}, F_{21}) ҳам ўз йўналишларини ўзгартиради. Мана шу куч ва тезлик йўналишларининг ўзгариб туриши валнинг вибрацияланишига сабаб бўлади. Қувватлар тенглигидан фойдаланиб, қуйидагини топамиз:

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

Ишқаланишдаги элементар иш қуйидагича топилади:

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

Булардан,

$$dA_1 = \mu \frac{M_2}{r_2 \cos\alpha - \mu(r_2 \sin\alpha + x)} \cdot x \cdot \upsilon_{21} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1} \right) \cdot \frac{dx}{r_{21} \cdot \cos\alpha}$$

ёки

$$dA_t = \mu \frac{M_2}{r_2 \cos\alpha - \mu(r_2 \sin\alpha + x)} \cdot x\left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2}\right) \cdot \frac{xdx}{\cos\alpha} \qquad (10.85)$$

μ(sinx+x) ни ҳисобга олмасак, қуйидаги ҳосил бўлади:

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

Бу тенгламани интеграллаб, бир жуфт тишнинг тўла илашишидаги ишқаланишнинг ишини топамиз.

$$dA_t = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos^2\alpha}\left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2}\right) \cdot \int_{-l_1}^{+l_2} xdx = \mu \cdot \frac{M_2}{r_2 \cos^2\alpha}\left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2}\right) \cdot \frac{l_2^2 + l_1^2}{2} \qquad (10.86)$$

Бир жуфт тишнинг тўла илашишидаги вақтни қуйидагича топамиз:

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

Қувватни қуйидагича топамиз:

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

$r_1 = \frac{mz_1}{2}$, $r_2 = \frac{mz_2}{2}$ эканлиги эътиборга олинса, ўртача қувват

$$N_t = \frac{A_t}{t} = \frac{75 \cdot \mu \cdot N_2}{m \cdot \cos\alpha}\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \cdot \frac{l_2^2 + l_1^2}{l_1 + l_2} \qquad (10.87)$$

фойдали механик коэффициент эса

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

$$k = \frac{N_F}{N_2} = \frac{75\mu}{m\cos\alpha}\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \cdot \frac{l_1^2 + l_2^2}{l_1 + l_2} \qquad (10.88)$$

бўлади.

Баъзи тишли илашмалар учун η нинг қиймати қуйидагичадир:

η=0,99— силлиқланган тишлар учун;

h=0,985ё0,98— юқори аниқлик билан ишланган тишлар учун.

10.12. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАРДА ИШҚАЛАНИШ ВА ЕЙИЛИШ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Ишлаб чиқаришда қўлланиладиган барча машина ва механизмларда ишқаланишни ва у туфайли юзага келадиган ейилишни (едирилишни) олдини олиш усулларини қўллаб, янгиларини яратиш шу куннинг долзарб муаммоларидан ҳисобланади. Уларнинг баъзиларини таҳлил қилиб чиқайлик. Эластик, эгилувчан (қайишқоқ) бўғинларда ички ишқаланиш кучлари кўп ҳолларда тажрибавий усулларда аниқланади. Динамиканинг назарий масалаларини тадқиқ қилишда эластик бўғинлардаги ишқаланиш кучи тезликка ёки унинг даражаларига боғлаб инобатга олинади. Натижаларни аниқлиги юқори эмас. Бунда ишқаланиш кучини физик моҳиятини чуқур ўрганиб, материалнинг энергияни ютиш қобилиятини ва бошқа хусусиятларини кенгроқ таҳлил қилиш, уларни ишқаланиш кучини топишда инобатга олиш мақсадга мувофиқдир.

Ишқаланиш кучини камайтириш йўллари жуда кўп. Уларнинг ичида асосий бўлиб материални танлаш, конструктив параметрларни асослаш, динамик хусусиятларни инобатга олиш киради. Жумладан, катта тезликда ҳаракатланувчи валларнинг таянчларидаги подшипникларга асосий ҳаракатга тик жуда кичик тебранишлар берилса, ишқаланиш кучи анчага камаяди.

Машина ва механизмларнинг ФИКлари асосий кўрсаткич бўлиб уни ошириш учун юқорида таъкидланган усуллардан ташқари ортиқча қувват сарфини камайтиришнинг эффектив усулларини топиш керак. Технологик машиналарда машинани ҳаракатга келтириш, тўхтатиш ва ишлаш пайтида ўтиш жараёнлари юзага келади. Тўқимачилик машиналарида (ип узилганда), пахта тозалаш машиналарида, айниқса, қишлоқ хўжалик машиналарида, ишлаш вақтида мажбурий тўхташлар бўлиб туради. Шунингдек, технологик вазифани бажаришда ҳам ўтиш жараёнлари юзага келиб туради. Ушбу ўтиш жараёнлари тезликни, юкланишларни ўзгаришига, қувват сарфини нотекис сарфига (кўпайишига) олиб келади. ФИКни ошириш учун машинани ишлаш режими бир текисда бўлиши керак. Ишчи органларни,

механизмларни мувозанатлаш, ишқаланиш кучларини камайтириш, бўғинларни енгиллаштириш ҳисобига ҳам ФИК ошириш мумкин. Ҳозирда ФИК оширишни янги оригинал йўлларини топиш мақсадга мувофиқдир.

10.13. «МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАРДА ИШҚАЛАНИШ ВА ЕЙИЛИШ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН САВОЛЛАР

1. Қандай ишқаланиш турларини биласиз?
2. Ишқаланиш хусусиятлари нималардан иборат?
3. Илгариланма ҳаракат қилувчи кинематик жуфтлардаги ишқаланишни тушунтириб беринг.
4. Сирпаниш подшипникларидаги ишқаланишнинг иккала гипотезасини изоҳлаб беринг.
5. Ишқаланиш доирасини тушунтириб беринг.
6. Товонлаги ишқаланиш қандай ҳисобланади?
7. Олий кинематик жуфтлардаги ишқаланишни тушунтириб беринг.
8. Думаловчи ғилдираклар орқали юкни қандай куч билан силжитиш мумкин?
9. Эгилувчи бўғинлардаги ишқаланишни изоҳлаб беринг. Л. Эйлер формуласи нимани ифодалайди?
10. Ейилиш қандай баҳоланади?
11. Ейилиш босқичларини тушунтириб беринг.
12. Кинематик жуфтларда ейилиш қандай ҳисобланади?
13. Машинани ФИК деб нимага айтамиз?
14. Узатмалар кетма-кет ва параллел боғланганда ФИК қандай аниқланади?
15. Тишли илашмаларда ФИК ҳисоблаш тартиби қандай?

11-БОБ. МАШИНА АГРЕГАТИ ҲАРАКАТИНИНГ ТАДҚИҚИ

11.1. МАШИНА АГРЕГАТИНИНГ ҲАРАКАТ ТЕНГЛАМАСИ

Машина агрегати юритувчи, узатувчи ва ишчи механизмларини ўз ичига олган система эканлигини юқорида таъкидлаган эдик. Энди машина агрегатини ҳаракат тенгламаларини кўриб чиқамиз.

Бирор вақт ичида қўзғалувчанлик даражаси W=1 бўлган системанинг кинетик энергиясининг ўзгариши қўйилган кучларнинг бажарган ишлари йиғиндисига тенг.

Бунинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$\frac{m\upsilon_1^2}{2}-\frac{m\upsilon_0^2}{2}=\sum_{i=1}^{k}A_i \qquad (11.1)$$

бу ерда, m_i — системанинг умумий (келтирилган) массаси;

υ_0 — системанинг бошланғич тезлиги;

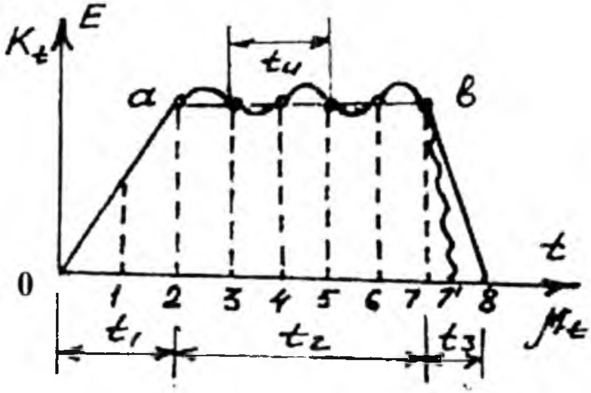
υ_1 — системанинг охирги тезлиги.

$\sum_{i=1}^{k}A_i$ — системага қўйилган кучлар ишининг йиғиндиси ёки

$$\sum\frac{m_i\upsilon_1^2}{2}-\sum\frac{m_i\upsilon_0^2}{2}=A_к-A_{ф.к}-A_{з}\pm A_G \qquad (11.2)$$

(11.2) тенглама машинанинг иш ҳолатидаги ҳаракат тенгламаси, деб аталади (энергетик шакли). Агар машина қисмларининг ҳаракати даврий бўлиб, уларнинг оғирлиги, бажарган иши ҳам даврий бўлса, у ҳолда A_G ни ҳисобга олмаса ҳам бўлади, чунки бўғин тушаётганда иш мусбат бўлиб, юқорига кўтарилишда манфий бўлади. Бундай ҳол учун (11.2) тенгламанинг кўриниши қуйидагича бўлади:

$$\sum\frac{m_i\upsilon_1^2}{2}-\sum\frac{m_i\upsilon_0^2}{2}=A_к-A_{ф.к}-A_{з} \qquad (11.3)$$



11.1-шакл. Машина ҳаракатининг давр графиги.

Ҳар қандай машина ҳаракатида уч асосий давр бўлади (11.1-шакл):

1) машинанинг юргазилиш даври — t_1;

2) машинанинг барқарор юриш даври — t_2;

3) машинанинг тўхташ даври — t_3.

Биз машина ҳаракатининг учала даври билан танишиб чиқамиз.

Машинанинг юргазилиш даврида унинг бошлангич тезлиги ноль (υ_0=0); кинетик энергияси ҳам ноль бўлади:

$$\sum \frac{m_i \upsilon_0^2}{2} = 0 \qquad (11.4)$$

(11.3) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

$$\sum \frac{m_i \upsilon_1^2}{2} = A_к - A_{фк} - A_{зк} \qquad (11.5)$$

$$A_к = A_{фк} + A_{зк} + \sum \frac{m_i \upsilon_1^2}{2}$$

Демак, **машинани юргазиш даврида ҳаракатлантирувчи кучларнинг иши фойдали ва зарарли қаршиликлар ишидан катта бўлиши шарт, чунки ишнинг маълум қисми машинанинг ҳаракатлантирувчи қисмлари нормал тезликка эришувини таъминловчи тезланишни бериш учун сарфланади.** Буни 11.1-шаклдаги *Оа* графикдан кўриш мумкин.

Машинанинг барқарор юриш даври. Машинада илгариланма-қайтма ҳаракат қилувчи бўғинлар бўлмайди, фақат ротацион (айланма ҳаракатланувчи) қисмлар бўлса, у

ҳолда, тезлик ўзгармас, яъни $\upsilon_1=\upsilon_0=\upsilon$ бўлади), демак, кинетик энергиянинг орттирмаси ҳам ноль бўлади:

$$\sum\frac{m_i\upsilon_1^2}{2}-\sum\frac{m_i\upsilon_0^2}{2}=0 \qquad (11.6)$$

(11.3) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

$$A_g=A_{ф.қ}+A_{з.қ} \qquad (11.7)$$

Демак, **машинанинг барқарор ҳаракати даврида ҳаммавақт ҳаракатлантирувчи кучларнинг иши фойдали ва зарарли қаршилик кучлари ишларининг йиғиндисига тенг бўлади.** Буни 11.1-шаклдаги графикнинг *ab* горизонтал тўғри чизиғидан кўриш мумкин. Машина ҳаракатининг барқарор даврида кинетик энергия орттирмаси исталган вақт ичида нолга тенг бўлмай, балки маълум бир давр ичида ноль бўлиши мумкин. Бундай ҳол учун кинетик энергия орттирмаси қуйидагича ёзилади:

$$\sum\frac{m_i\upsilon_1^2}{2}-\sum\frac{m_i\upsilon_0^2}{2}=0 \qquad (11.8)$$

Буни 11.1-шаклдаги кинетик энергиянинг *ab* синусоида графигидан кўриш мумкин.

Машинанинг тўхташ даврида охирги тезлик ноль бўлади ($\upsilon_1=0$), бунда (11.3) тенглама қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$A_g-A_{ф.к.}-A_{з.к.}=-\sum\frac{m_i\upsilon_0^2}{2} \qquad (11.9)$$

бундан

$$A_g>A_{ф.қ.}+A_{з.қ.}$$

эканлигини билиш қийин эмас. Машинанинг тўхташи учун $A_g=0$ ва $A_{ф.қ}=0$ бўлиши керак, яъни:

$$A_{з.к.}=\sum\frac{m_i\upsilon_0^2}{2} \qquad (11.10)$$

Машинани тўхтатишда ҳаракат вақтида тўпланган кинематик энергия зарарли қаршиликлар ишини енгиш учун сарфланади ($A_{з.қ.}$). Бундан, сунъий равишда зарарли қаршиликни кўпайтириб, машинанинг бош валларига махсус тормозлар ўрнатиш йўли билан ҳал қилинади: масалан, тез юриб келаётган

автомобилни тўхташи учун, аввал, двигател фрикциони илашгичдан бўшатилиб, сўнг тормозлаш керак.

11.2. КЕЛТИРИЛГАН КУЧ ВА МОМЕНТ

Динамика масалаларини ҳал қилишда, кўпинча, келтирилган куч ва моментлар назариясидан фойдаланишга тўғри келади. Барча ташқи кучлар ва моментлар келтирилган нуқта ва бўғин келтириш нуқтаси ва бўғини, деб аталади. Келтирилган кучларни топиш учун келтирувчи кучлар бажарган иш билан келтирилган куч бажарган ишнинг тезлигидан фойдаланилади. Ана шу шарт билан топилган куч **келтирилган куч,** деб аталади ва $P_к$ билан белгиланади. Келтирилган куч вақтнинг ўтиши билан ўзгарувчан функция бўлиши мумкин. Шунинг учун келтирилган кучни топишнинг умумий қоидаси қуйидагича таърифланади: механизмнинг бирор бўғинига келтирилган кучнинг элементар иши келтирувчи кучларнинг элементар ишлари йиғиндисига тенг бўлади.

Умумий ҳолда келтирилган кучнинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$P_k = dS_k \cos(\widehat{P_k, dS_k}) = \sum_{i=1}^{n} \left[P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i \right] \qquad (11.11)\ .$$

бундан:

$$P_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left[P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i \right]}{dS_k \cos(\widehat{P_k, dS_k})} \qquad (11.12)$$

Агар касрнинг сурат ва махражини dt вақтга бўлсак, қувватлар тенглигидан келтирилган куч топилган бўлади.

$$P_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left[P_i \upsilon_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i \omega_i \right]}{\upsilon_k \cos(\widehat{P_k, \upsilon_k})} \qquad (11.13)$$

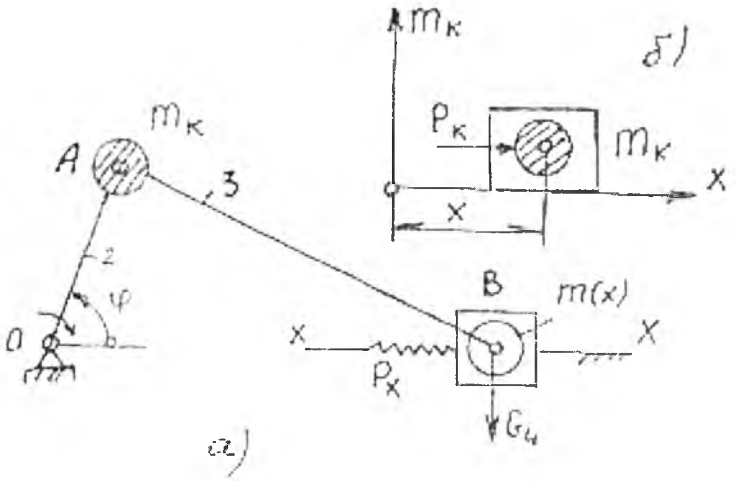
Кўп ҳолларда келтирилган куч ўрнига **келтирилган моментни** топиш қулай бўлади, бунда тенгламалар қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$M_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left[P_i dS_i \cos(\widehat{P_i, dS_i}) + M_i d\varphi_i \right]}{d\varphi_k} \qquad (11.14)$$

ёки қувват кўринишида қуйидагича бўлади:

$$M_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left[P_i \upsilon_i \cos\left(\widehat{P_i, \upsilon_i}\right) + M_i \omega_i\right]}{\omega_k} \qquad (11.15)$$

бу ерда, M_k — келтирилган момент;
ω_k — келтириш бўғинининг бурчак тезлиги;
M_i — келтирувчи i бўғиннинг моменти;
ω_i — келтирилувчи бўғиннинг бурчак тезлиги;
υ_i — келтирилувчи i бўғиннинг оғирлик марказининг чизиқли тезлиги;
P_i — келтирилувчи i бўғинга қўйилган куч.
$(\widehat{P_i, \upsilon_i})$ — P_i куч билан υ_i тезлик орасидаги бурчак.



11.2-шакл. а— айлангич-судралгичли механизм;
б — келтирилган куч $P_к$ ва келтирилган масса ($m_к$).

Келтирилган куч ёки масса методидан фойдаланилганда механизм ҳаракатининг ўрнига келтириш бўғинининг ҳаракатини ўрганиш мумкин. 11.2а-шаклдаги айлангич-судралгичли механизм бўғинларининг массаси, B судралгичда келтирилган, деб фараз қилайлик. Ундаги келтирилган масса ўзгарувчан бўлиб, унинг ўзгариши судралгич йўлига боғлиқдир. Агар масса графигини *x* га

қараб тузган бўлсак, у ҳолда, масса функция бўлиб, *x* аргументдир; унинг математик ифодаси қуйидагича бўлади (11.2-шакл, б):

$$M_{кв}=m(x) \qquad (11.16)$$

бу ерда m(x) — келтирилган массанинг $P_к$ куч таъсирида ўзгариши; бу ўзгариш *x* координата, υ тезлик ва t вақтга боғлиқдир. m(x) ни аналитик ва график кўринишда тузиш мумкин. Худди шундай келтирилган P_k кучни ҳам аналитик ва график шаклда берса бўлади, яъни:

$$P_k=P(x, \upsilon, t) \qquad (11.17)$$

Келтириш бўғини кинетик энергиясининг орттирмаси бажарилган ишга тенглигидан фойдаланиб, қуйидаги математик ифодани ёзамиз:

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

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

Тенгламани дифференциаллаб, $\upsilon=\frac{dx}{dt}$ эканлигини эътиборга олсак, қуйидаги келиб чиқади:

$$m(x)\cdot\frac{d^2x}{dt^2}+\frac{1}{2}\frac{d[m(x)]}{dx}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2=P(x,\upsilon,t) \qquad (11.18)$$

Бу тенглама *x* га нисбатан ўзгарувчан массали жисмнинг ҳаракат тенгламаси, яъни массаси даврий ўзгарадиган бўгин учун Ньютоннинг иккинчи қонунидир. Агар m(x)=const бўлса, бу формула Ньютоннинг бизга маълум бўлган иккинчи қонунини беради.

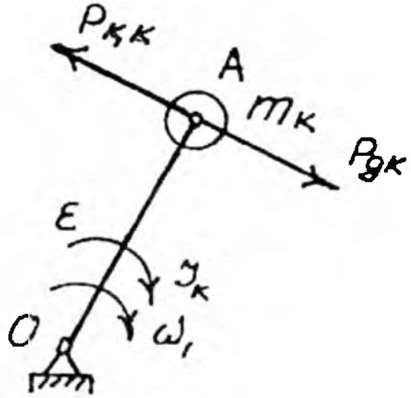
Агар келтириш бўгини судралгич бўлмай, $\overline{OA}$ айлангич бўлса, у ҳолда келтирилган масса ўрнига келтирилган инерция моменти ва *x* аргумент ўрнига айлангичнинг *φ* бурчаги қўйилади, холос. Бундай ҳол учун тенгламани дифференциал шакли қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$I(\varphi)\cdot\frac{d^2\varphi}{dt^2}+\frac{1}{2}\frac{d[I(\varphi)]}{d\varphi}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2=P(\varphi,\upsilon,t) \qquad (11.19)$$

бу ерда, $J(\varphi)$ — келтириш бўғинига келтирилган инерция моменти, бу ўзгарувчан катталикдир; φ — айлангичнинг (келтириш бўғинининг) буралиш бурчаги; $M(\varphi, \omega, \tau)$ — келтириш бўғинига келтирилган момент.

11.3. КЕЛТИРИЛГАН МАССА ВА ИНЕРЦИЯ МОМЕНТИ

Машина ва механизмлар динамикасини ўрганишда келтирилган масса ёки инерция моменти тушунчасидан фойдаланишга тўғри келади. Кўпинча, масса етакловчи бўғиннинг бирор нуқтасига, инерция моменти эса етакловчи бўғинга келтирилади. Масса келтирилган нуқта **келтириш нуқтаси** деб, инерция моменти келтирилган бўғин эса **келтириш бўғини,** деб аталади. Келтирилган масса (m_k) билан келтирилган инерция моменти J_k ўзгарувчан фиктив катталиклар бўлиб, улар келтириш массасининг кинетик энергияси билан келтирилувчи массалар кинетик энергияларининг тенглик шартидан топилади. Айлангич-шатунли механизм бўғинларининг массаларини айлангичдаги А нуқтага келтиришда (11.20) тенгликдан фойдаланамиз (11. 3-шакл).



11.3-шакл. Айлангичнинг А нуқтасига келтирилган масса m_k, келтирилган қаршилик кучи (P_{kk}); келтирилган ҳаракатлантирувчи куч *($P_{ҳk}$)*; массанинг ОА бўғинига келтирилган инерция моменти (J_k).

Бундан $\upsilon_A=\omega_1 \cdot l_{OA}$; $\upsilon_S=K_\upsilon \cdot ps$; $\upsilon_B=K_\upsilon \cdot \overline{pb}$ эканлигини эътиборга олиб, келтирилган масса (m_k)ни топамиз:

$$m_k=\frac{I_o}{l_{OA}^2}+m_s\left(\frac{p_s}{p_a}\right)^2+\frac{I_s}{l_{AB}^2}\left(\frac{ab}{p_a}\right)^2+m_u\left(\frac{pb}{p_a}\right)^2 \qquad (11.20)$$

Келтирилган инерция моменти қуйидагича топилади:

$$\frac{I_k\omega_1^2}{2}=\frac{1}{2}I_o\cdot\omega_1^2+\frac{1}{2}\left(m_s\cdot\upsilon_s^2+I_s\cdot\omega_s^2\right)+\frac{1}{2}m_u\cdot\upsilon_u^2$$

ёки

$$I_k=I_o+m_s l_{OA}^2\left(\frac{ps}{pa}\right)^2+I_s\cdot\left(\frac{\omega_s}{\omega_1}\right)^2+m_u\cdot l_{OA}^2\left(\frac{pb}{pa}\right) \qquad (11.21)$$

(11.20) ва (11.21) тенгламалардан маълум бўлишича, тегишли тезликлар даврий ўзгарувчан бўлганликларидан, келтирилган масса билан келтирилган инерция моменти ҳам даврий ўзгарувчан катталиклардир. Уларнинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$m_k=m_k(\varphi+2p)$$
$$I_k=I_k(\varphi+2p) \qquad (11.22)$$

11.3-шаклда келтириш нуқтасига қўйилган масса билан инерция моментларининг келтириш бўгини кўрсатилган.

Механизмнинг келтирилган массаси инерция кучининг моменти қуйидагича ёзилади:

$$M_u=-\left(I_k\frac{d\omega}{dt}+\frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi}\right) \qquad (11.23)$$

Бу моментларни қуйидаги кўринишда ёзамиз:

$$M_{uu}=-\frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.24)$$

$$M_{uk}=-I_k\frac{d\omega}{dt} \qquad (11.25)$$

Механизм ҳаракатида иккита инерция кучининг моменти борлиги кўриб ўтилди. Булардан биринчиси механизмнинг ўзгармас бурчак тезлиги билан айланишидаги ҳосил бўлган инерция моменти бўлиб, механизмнинг **асосий** ёки

перманент ҳаракати, деб аталади. Иккинчиси эса келтириш бўғини бурчак тезлигининг ўзгаришидан ҳосил бўлган инерция моменти бўлиб, механизмнинг **қўшимча** ёки **бошланғич ҳаракати,** деб аталади. Агар механизм ҳаракатида келтирилган инерция моментининг максимал ва минимал қийматлари орасидаги фарқ кичик бўлса, у ҳолда $\frac{dJ}{d\varphi}$ ни ҳисобга олмаса бўлади. Келтирилган инерция моменти ҳаммавақт мусбат сон бўлади. Механизм бўғинларидаги нуқта тезликларининг нисбати фақат механизм ҳолатига (φ) боғлиқ бўлгани учун, келтирилган инерция моменти ҳам механизм тезлигига боғлиқ бўлмай, балки фақат унинг ҳолатига боғлиқдир.

11.4. МАШИНА ҲАРАКАТ ТЕНГЛАМАЛАРИНИ ИНТЕГРАЛЛАШ

Машина агрегатининг моментлар кўринишидаги дифференциал тенгламасида M_g ва M_k кўринишидаги келтирилган моментлар бор бўлиб, буларнинг қандай параметрларга боғлиқлиги эътиборни ўзига тортади. Бу моментлар технологик жараённинг моҳиятига қараб умумлашган координатага, унинг тезлигига ёки вақтга боғлиқ бўлиши мумкин. Ҳаракат дифференциал тенгламасининг мумкин бўлган вариантлари қуйидагича бўлиши мумкин:

1) Ҳар иккала момент ҳам фақат умумлашган координатага боғлиқ бўлган ҳол. Бунда ҳаракат тенгламаси қуйидаги кўринишни олади:

$$M_g(\varphi)-M_k(\varphi)=-I_k\frac{d^2\varphi}{dt^2}+\frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.26)$$

2) Моментлар фақат агрегатнинг умумлашган координата тезлигига боғлиқ бўлиши мумкин, яъни:

$$M_g(\omega)=M_k(\omega)=I_k\frac{d^2\varphi}{dt^2}+\frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.27)$$

3) Келтирилган моментлар фақат вақтга боғлиқ бўлган ҳол, яъни:

$$M_g(t)-M_k(t)=-I_k\frac{d^2\varphi}{dt^2}+\frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.28)$$

4) Моментлар умумлашган координатага ва вақтга боғлик бўлганда:

$$M_g(\varphi) - M_k(t) = -I_n \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.29)$$

5) Умумлашган координата ва унинг тезлигига боғлиқ булганда:

$$M_g(\varphi) - M_k(\omega) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.30)$$

6) Вақт ва бурчак тезликка боғлиқ бўлганда:

$$M_g(t) - M_k(\omega) = -I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.31)$$

7) Умумлашган координата, тезлик ва вақтга боғлиқ бўлганда:

$$M_g(\varphi,\varphi,t) - M_k(\varphi,\varphi,t) = I_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dI_k}{d\varphi} \qquad (11.32)$$

Ҳаракат тенгламаси умумлашган координатага боғлиқ бўлган ҳол:

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

Буни интеграллаймиз:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} [M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = \frac{I_{ki}\omega_i^2}{2} - \frac{I_{k0}\omega_0^2}{2} \qquad (11.33)$$

бу ерда, I_{ki} – келтириш бўғинининг I ҳолатидаги келтирилган инерция моменти; ω_i – келтириш бўғинининг шу ҳолатидаги бурчак тезлиги; I_{k0} – келтириш бўғинининг бошланғич ҳолатидаги келтирилган моменти; ω_0 – бошланғич ҳолатдаги бурчак тезлиги.

Шундай қилиб, келтирилган моментлар умумлашган координатага боғлиқ бўлса, у ҳолда дифференциал тенглама квадратура йўли билан ечилиши мумкин экан.

Агар келтирилган инерция моменти ўзгармас бўлса, у ҳолда $I_{ki}=I_{k0}=I_k$ бўлади ва (11.33) тенглама қуйидагича кўринишига эга бўлади:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} [M_g(\varphi) - M_k(\varphi)]d\varphi = \frac{I_k}{2}(\omega_i^2 - \omega_0^2) \qquad (11.34)$$

Шундай қилиб, (11.33), (11.34) тенгламалардан фойдаланиб ω_i нинг қатор ҳолатларини топиш мумкин, яъни $\omega=\omega_i(\varphi)$

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

Хулоса: $\omega=\omega(t)$ ёки $\omega=\omega(\varphi)$ни дифференциаллаб, келтириш бўғинининг бурчак тезланишини топиш мумкин экан.

Ҳаракат тенгламаси фақат умумланган координата тезлигига боғлиқ бўлган ҳол; I_k=const бўлган ҳолатни текширамиз:

Бундай ҳол ҳам квадратура (ажратиш) йўли билан ечилади:

$$\left[M_g(\omega)-M_c(\omega)\right]=I_k\frac{d\omega}{dt} \tag{11.35}$$

ёки

$$t_i=t_0+I_k\int_{\omega_0}^{\omega_i}\frac{d\omega}{M_g(\omega)-M_c^k(\omega)} \tag{11.36}$$

Агар келтирилган моментлар фақат вақтга боғлиқ бўлиб, I_k=const бўлса, у ҳолда ҳам тенгламани квадратурага ажратиш мумкин, яъни:

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

$$\omega_i(t)=\omega_0+\frac{1}{I_k}\int_{t_0}^{t_i}\left[M_g(t)-M_k(t)\right]dt \tag{11.37}$$

Шундай қилиб, тенгламанинг чизиқсиз ҳади $\left[\frac{\omega^2}{2}\cdot\frac{dI_k}{d\varphi}\right]$

нолга тенг бўлган ҳоллар учун (яъни келтирилган инерция моменти ўзгармас миқдор бўлган ҳол), ҳаракат дифференциал тенгламасининг квадратура йўли билан ечиш мумкинлиги билан танишиб чиқдик.

Қолган ҳоллар учун M_g ва M_k лар жуда содда бўлсагина тенгламани ечиш мумкин, акс ҳолда бундай тенгламаларни ечиш мумкин бўлмай, уларни тақрибий ечиш йўлидан фойдаланилади.

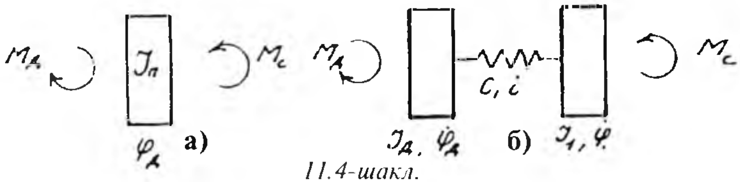
11.5. БИР МАССАГА КЕЛТИРИЛГАН МАШИНА АГРЕГАТИНИНГ ҲАРАКАТИ ТАҲЛИЛИ

Валикли жинни ишчи валикини, жинни аррали цилиндрини, шнекли тозаловчини, токар станоги шпинделини ва ҳ.к. ларни бир массали ротацион системага келтириш мум-

кин. Бир массали машина агрегатини ҳисоблаш схемаси 11.4-шаклда келтирилган.

Машина агрегатининг математик модели дифференциал тенгламалар системасидан иборат:

$$\frac{1}{2\omega_0 M_K}\dot{M}_Д + \frac{S_K}{2M_K}M_Д = \frac{\varphi_0 - \varphi_Д}{\omega_0},\ J_П\ddot{\varphi}_Д = M_Д - M_K \quad (11.38)$$



11.4-шакл.

$$M_K = \frac{1}{i}\left(M_1 + M_0 \sin\alpha t\right) \quad (11.39)$$

Бу ерда, M_K – электрюритувчини валига келтирилган қаршилик моментларининг йиғиндиси; M_1 – қаршиликнинг доимий ташкил этувчиси; M_0 – қаршилик моментини тебраниш амплитудаси; i – бикр кинематик узатма системасининг умумий узатиш сони.

(11.28) ифода доимий коэффициентли дифференциал тенглама системаси ҳисобланади. Унинг иккинчи дифференциал тенгламасини қуйидагича ёзамиз:

$$J_П \dot{\omega}_Д = M_Д - M_K \quad (11.40)$$

$M_Д$ қийматни (11.29) дан (11.28)га қуямиз

$$\frac{1}{2\omega_c M_K}\dot{M}_Д + \frac{J_П S_K}{2M_K}\dot{\omega}_Д + \frac{S_K}{2M_K}M_K = -\frac{\omega_0 - \omega_Д}{\omega_0} \quad (11.41)$$

$M_Д$ ҳосиласини (11.30) дан (11.31)га қуямиз

$$\frac{J_П\omega_0}{2\omega_c M_K}\ddot{\omega}_Д + \frac{J_П S_K \omega_0}{2M_K}\dot{\omega}_Д + \omega_Д = \omega_0 - \frac{\omega_0}{2\omega_c}\dot{M}_c - \frac{S_K\omega_0}{2M_K}M_0 \quad (11.42)$$

Қаршилик моментини вақтга нисбатан ҳосиласини оламиз

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

$\dot{M}_K$ ва M_K қийматларини (11.32) га қуямиз.

$$\frac{J_{II}\omega_0}{2\omega_c M_K}\ddot{\omega}_Д+\frac{J_{II}S_K\omega_0}{2M_K}\dot{\omega}_Д+\omega_{II}=\omega_0-\frac{\alpha M_0\omega_0}{2i\omega_c M_K}cos\alpha t-$$

$$-\frac{S_K\omega_0 M_1}{2M_K i}-\frac{S_K\omega_0 M_0}{2M_K i}\sin\alpha t \qquad (11.43)$$

Доимий коэффициентларни қуйидагича белгилаймиз:

$$A=\frac{J_{П}\omega_0}{2\omega_C M_K},\quad B=\frac{J_{П}S_K\omega_0}{2M_K},\quad C=1,\quad Д=\omega_0\frac{S_K\omega_0 M_1}{2M_K i},$$

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

(11.33) ифодани ўнг томонини тригонометрик функция билан ёзамиз:

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

Натижада (11.33) қуйидаги кўринишда бўлади

$$\ddot{\omega}_Д+\frac{B}{A}\dot{\omega}_Д+\frac{C}{A}=\omega_Д=\frac{Д}{A}-\frac{1}{A}\sqrt{1+\left(\frac{E}{K}\right)^2}\sin(\alpha t+\beta) \qquad (11.44)$$

бу ерда, $\beta=\mathrm{arctg}\frac{E}{K}$

(11.34) тенглама $\omega_Д=\omega_{П}$, $\dot{\omega}_Д=\dot{\omega}_П$ бошлангич шартларида қуйидагича бўлади:

$$\omega_Д=e^{-\frac{B}{2A}t}\left(\omega_{П}cos\sqrt{\frac{C}{A}-\frac{B^2}{4A^2}}t+\frac{\frac{B}{A}\omega_{П}+\dot{\omega}_{П}}{\sqrt{\frac{C}{A}-\frac{B^2}{4A^2}}}\sin\sqrt{\frac{C}{A}-\frac{B^2}{4A^2}}t\right)-$$

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

$$\left.\cdot\sin\sqrt{\frac{C}{A}-\frac{B^2}{4A^2}}t\right]+\frac{Д}{A}-H\sin(\alpha t+\beta-\gamma) \qquad (11.45)$$

бу ерда, $tg\gamma = \frac{Bd}{C - A\alpha^2}$, $H = \frac{\sqrt{1 - \frac{E^2}{K^2}}}{A\sqrt{\left(\frac{C}{A} - \alpha^2\right)^2 + \frac{B^2}{A^2}\alpha^2}}$

(11.34) дифференциал тенглама ечимини таҳлил қилайлик. (11.35) ни биринчи ҳади — системага бошланғич ω_n тезлик ва ω_n тезланиш бериш натижасида ω_n бурчак тезлигини эркин тебранишни. Бу тебраниш частотаси системанинг тебраниш частотасидан кичик. Одатда, асинхрон двигателли машина агрегатларида ω_n=0. ω_n=0 сабабли (11.35) ни биринчи ҳади нолга тенг бўлади. Иккинчи ҳади – эркин тебраниш частотасига ўхшаш қаршилик моменти йиғиндиси таъсиридан ҳосил бўладиган сўнувчи тебранишдан иборат. Бу тебраниш амплитудаси вақтга боғлиқ эмас.

Учинчи ҳадни биринчи қисми — барқарор ҳаракатда системани бурчак тезлигининг ўртача қиймати билан ифодаланади. Доимий катталик $e^{\frac{B}{A}t}$ сабабли (11.35) ни дастлабки иккита ҳади сўниб нолга интилади. Шунинг учун асинхрон двигателли машина агрегатини барқарор ҳаракатини кўрганда (11.35)ни дастлабки икки ҳадини ишончли муҳандислик ҳисобларида назарга олмаса ҳам бўлади. Бунда барқарор ҳаракат режими учун қуйидагини ёзиш мумкин:

$$\omega_Д = \omega_{ўр} - Dw_Д$$

бу ерда, $\omega_{ўр} = \frac{Д}{A}$, $\Delta\omega_Д = H\sin(\alpha t - \beta - \gamma)$

Системанинг бурчак тезлигини тебраниши (β–γ) фазасига бир оз силжиган технологик қаршилик моментлари йиғиндиси частотаси билан содир бўлади. Машина агрегатини барқарор режимдаги бурчак тезлигини ўртача қиймати қуйидаги формуладан аниқланади:

$$\omega_{ўр} = \frac{2\omega_c M_k}{J_n} - \frac{S_k \omega_c M_1}{iJ_n}$$

Шундай қилиб, кинематик узатмаларини бикр, келтирилган системани бир массали деб, келтириб чиқарилган формулалардан технологик машиналар ишчи механизмларини маъқул бўлган ҳаракат режимини ҳисоблаш мумкин.

Машина агрегатларини ҳаракат динамикасининг ўрганишда ҳақиқатга яқинроқ бўлган, системанинг асосий факторларина ўз ичига олган, математик модели ҳисобланади.

Одатда, тадқиқотчилар масаланинг ечимини соддалаштириш учун математик моделини иккинчи даражали ташкил этувчилар ҳисобига қисқартирадилар. Бу эса (масалан, қайишқоқ элементлар бикр деб ҳисобланади) нотўғри натижаларга олиб келиши мумкин.

11.6. ИККИ МАССАЛИ МАШИНА АГРЕГАТИНИНГ ҲАРАКАТИ ТАҲЛИЛИ

11.4 б-шаклда ҳисоблаш схемаси келтирилган икки массали машина агрегатини ҳаракат қонунига қайишқоқ узатма бикрлигининг таъсирини кўрайлик. Бундай икки массали системаларга пахтани қайта ишлашда қўлланиладиган ишчи механизмлар, масалан, валикли жиннинг ўраб турувчи органи механизмини, ЛХ-2 пахта тозаловчи сеткали барабан секцияси, тола ажратувчи аррали цилиндр механизми ва машинасозликда қўлланувчи турли механизмларни киритиш мумкин. Қуйида юритувчидан, пона шаклидаги тасмали узатмадан, ишчи орган ва технологик қаршиликлардан иборат ротацион системанинг ҳаракат қонунини аниқлаш масаласи ечими келтирилган.

Юритмани ҳаракатлантирувчи моментини механик статистик характеристика билан ифодалаймиз, фойдали технологик қаршилик ишчи органга қўйилган ва қуйидаги кўринишда:

$$M_к = M_1 + M_0 \sin at \tag{11.46}$$

бўлсин. Юритмани механик характеристикасини аниқлаймиз:

$$M_Д = \frac{M_H \omega_0}{\omega_0 - \omega_H} - \frac{M_H}{\omega_0 - \omega_H} \varphi_Д \tag{11.47}$$

Системанинг ҳаракатини дифференциал тенглама билан ифодалаймиз:

$$J_Д \ddot{\varphi}_Д = M_Д - C(\varphi_Д - \varphi_1)$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = C(\varphi_Д - \varphi_1) - M_к \tag{11.48}$$

бу ерда, M_l ва M_0 — қаршилик моментини доимий ташкил этувчиси ва ўзгарувчан ташкил этувчиси амплитудаси; $M_Д$, $M_Н$ — юритмани ҳаракатлантирувчи моменти ва унинг номинал миқдори; $\varphi_Д$, φ_l — юритма роторини ва ишчи органини бурчак силжиши; ω_0, $\omega_Н$ — бўш ва номинал юришнинг бурчак тезлиги; C — қайишқоқ узатманинг бикрлик коэффициенти.

(11.38) системанинг биринчи тенгламасига (11.47)ни қўямиз:

$$\varphi_1 = \frac{J_1}{C}\ddot{\varphi}_Д + \frac{M}{C(\omega_0 - \omega_Н)}\dot{\varphi}_Д - \frac{M_Н\omega_0}{C(\omega_0 - \omega_Н)} + \varphi_Д \qquad (11.49)$$

ни вақтга нисбатан биринчи ва иккинчи ҳосиласини ҳисоблаб ҳосил бўлган $\dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1$ ва M_λ ларни (11.56)даги қийматларини (11.48) системанинг иккинчи тенгламасига қўямиз:

$$\varphi_Д^{IV} + \frac{J_Н M_1}{J_1 J_Д(\omega_0 - \omega_Н)}\varphi_Д^{III} + \frac{C(J_1 + J_Д)}{J_1 J_Д}\ddot{\varphi}_Д + \frac{CM_1}{(\omega_0 - \omega_Н)J_1 J_Д}\dot{\varphi}_Д =$$

$$= \frac{CM_Н\omega_0}{J_1 J_Д(\omega_0 - \omega_Н)} - \frac{CM_1}{J_1 J_Д} - \frac{CM_0}{J_1 J_Д}\sin\omega t \qquad (11.50)$$

(11.40) ни ечиш учун дастлаб бир тоифали тенгламани ўнг томонисиз топамиз. Унинг характеристик тенгламаси қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\lambda^4 + D_1\lambda^3 + D_2\lambda^2 + D_3\lambda = 0 \qquad (11.51)$$

бу ерда $D_1 = \frac{J_1 M_Н}{J_1 J_Д(\omega_0 - \omega_Н)}$, $D_2 = \frac{C(J_1 + J_Д)}{J_1 J_Д}$, $D_3 = \frac{CM_Н}{J_1 J_Д(\omega_0 - \omega_Н)}$

(11.51) дан $\lambda_0 = 0$, $\lambda^3 + D_1\lambda^2 + D_2\lambda + D_3 = 0$ (11.52)

(11.52) тенгламани Кардано усулида ечамиз. $\lambda = 1 - \frac{D_1}{3}$ қабул қиламиз ва 1 ни қийматини (11.42) қўямиз:

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

бу ерда, $p = D_2 - \frac{D_1}{3}$, $q = \frac{2}{27}D_1^3 - \frac{D_1 D_2}{3} + D_3$

(11.43)ни илдизи $z_1 = \alpha + \beta$, $z_2 = \alpha\varepsilon + \beta\varepsilon^2$, $z_3 = \alpha\varepsilon^3 + \beta\varepsilon$.

$$\alpha = \sqrt{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}, \beta = \sqrt{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q2}{4} + \frac{p3}{27}}}$$

бу ерда, $\varepsilon = -\frac{1}{2} + i\frac{\sqrt{3}}{2}$, $\varepsilon^{2} = -\frac{1}{2} - i\frac{\sqrt{3}}{2}$

(11.52) ни илдизи $\lambda_1 = z_1 - \frac{D_1}{3}$, $\lambda_2 = z_2 - \frac{D_1}{3}$, $\lambda_3 = z_3 - \frac{D_1}{3}$

(11.52) илдизини (11.51) га қуямиз, дифференциал тенгламани ўнг томонисиз аниқлаймиз:

$$\varphi_Д = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + e^{kt}(C_3 \cos pt + C_4 \sin pt)$$

бу ерда, $K = -\frac{1}{2}(\alpha + \beta) - \frac{D_1}{3}$, $p = \frac{\sqrt{3}}{2}(\alpha - \beta)$

Бир жинсли бўлмаган (11.40) тенгламани хусусий ечимини аниқлаш учун $J_Д = A_1 t + A_2 \sin\theta t + A_3 \cos\theta t$ қабул қиламиз, $\dot\varphi_Д, \ddot\varphi_Д, \varphi^{III}{}_Д, \varphi^{IV}{}_Д$ ҳосиласини

$$\dot\varphi_Д = A_1 + A_2\theta\cos\theta t - A_3\theta\sin\theta t$$

$$\ddot\varphi_Д = -(A_2 \sin\theta t)\theta^2 - A_3\theta^2\cos\theta t$$

$$\varphi^{III}{}_Д = -A_2\theta^3\cos\theta t + A_3\theta^2\sin\theta t$$

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

кўринишда ёзамиз.

Ҳосил бўлганларни (11.40) га қуйиб A_1, A_2, A_3 коэффициентларини аниқлаймиз. Бунда (11.40) дифференциал тенгламанинг умумий ечими

$$\varphi_Д = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + e^{kt}(C_3 \cos pt + C_4 \sin pt) + A_1 t +$$
$$+ A_2 \sin\theta t + A_3 \cos\theta t$$

бу ерда иккинчи ва учинчи ҳадлар икки массали ротацион системанинг ҳаракатида ўтиш жараёнини характерлайди. Ҳаракатни барқарор режими қуйидаги тенгламада ифодаланади:

$$\varphi_Д = C + A_1 t + A_2 \sin\theta t + A_3 \cos\theta t \qquad (15.54)$$

Бошланғич $t=0$, $\varphi_Д=0$ шароитда (11.54) дан $C_1=-A_3$ келиб чиқади, бунда

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

(11.39) га $\dot\varphi_Д$, $\ddot\varphi_Д$ ҳосиласини қуйиб,

$$\varphi_1 = \frac{I_I}{C}(A_3\theta^2 cos\theta t - A_3\theta\cos\theta t) +$$

$$+\frac{M_{II}}{C(\omega_a - \omega_{II})}(A_1 + A_2\theta\cos\theta t - A_3\theta\sin\theta t) + A_1 t + A_2\theta\sin\theta t + A_3(1+\cos\theta t) -$$

$$-\frac{M_{II}\omega_0}{C(\omega_0 - \omega_{II})}$$

$\dot{\varphi}_Д, \ddot{\varphi}_Д, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1$ ҳосилалари орқали системани айланувчи масалаларини бурчак тезлиги ва тезланишларини алмаштириб, ротацион типидаги технологик машиналар масалаларини бурчак тезликларининг зарур бўлган нотекисликларини таъминловчи $I_Д$, I_I ва С параметрларини танлаш мумкин.

Шундай қилиб, учта ва кўп массали системаларни формулалар билан ифодаланувчи динамика масалаларини аналитик ечимини ва юритмалари характеристикасини келтириш мумкин. Тасодифий қаршиликли кўп массали системалар динамика масалаларини аналитик ечими амалда мумкин эмас. Дифференциал тенгламани ҳадларининг камайтириб, масалани хусусий ечимига эришиш мумкин.

Охирги вақтларда чизиқли бўлмаган кўп массали системалар ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенгламаларни ечиш учун сонли усуллар қўлланилмоқда.

11.7. МАШИНА АГРЕГАТИНИНГ ҲАРАКАТ ТЕНГЛАМАЛАРИ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Ҳар қандай машинанинг ҳаракатини назарий жиҳатдан текширишда дастлаб ҳисоб схемаси тузилади. Ушбу схемага мос равишда ҳаракат тенгламалари келтириб чиқарилади. Кўн ҳолларда, машина агрегатини динамик ва математик моделларини тузишда икки хил ёндашувга ёки муаммога дуч келинади:

— машина агрегатини динамик ва математик моделлари ихчам. содда, масалани осон ечиш имконияти бўлиши керак;

— ҳисоб ва математик моделлар машина ҳаракатини реал тарзда, ҳаққоний равишда ифода этиши лозим.

Демак, биринчидан, машина ҳаракати тенгламалари ҳаққоний бўлса, иккинчи томондан, содда, ихчам ва ечимини олиш қийин бўлмаслиги бир-бирига қарама-қарши талаблардир. Чунки математик модель реалликни тўлиқ акс эт-

тириши учун барча факторларни инобатга олиш керак. Натижада математик модель катталашиб, мураккаблашиб, унинг ечимини олиш оғирлашади. Худди шунингдек, машина ҳаракатига таъсир қилувчи иккинчи даражали факторлар олиб ташланса, ҳаракат тенгламалари содда, лекин машина ҳаракатини тўлиқ, реал акс эттирилмайди. Математик модель тахминий бўлади. Уни ечиш натижасида олинган қийматлар ҳам тахминий бўлади. Кейинги пайтларда жуда мураккаб чизиқли бўлмаган дифференциал тенгламаларни замонавий компьютерларни қўллаб ечиш усуллари кенг тарқалмоқда. Шунинг учун машина агрегати ҳаракат тенгламаларини иложи борича реал, ҳаққоний қилиб, барча факторларни инобатга олиб тузиш даркор. Олинган натижалар ҳақиқий машина ҳаракатини ифодалаб, юқори аниқликни бажариши мақсадга мувофиқдир.

Худди шунингдек, машина агрегатларини таркибий қисми бўлган юритмаларни математик моделлари ҳам турличадир. Жумладан, асинхрон электр юритгичларни механик характеристикалари: механик статистик характеристика; барқарор ҳаракат учун динамик механик характеристика; барча режимларда ўтиш жараёнларини ҳисобга олувчи динамик механик характеристика. Юқорида таъкидланганидек, юқори аниқлик талаб этиладиган, реал ҳаракатини аниқроқ ифодалаш зарур бўлган асинхрон электр юритгичларини барча режимларда ўтиш жараёнларини ҳисобга олувчи динамик-механик характеристикаси билан ифодалаш мақсадга мувофиқ бўлади. Бунда масаланинг ечими мураккаблашгани билан, унинг натижалари юқори аниқликда бўлади. Ҳозирги замон машиналарида юқори унумдорлик билан бирга юқори аниқлик ҳам жуда зарур бўлмоқда. Бу куннинг талаби.

11.8. «МАШИНА АГРЕГАТИ ҲАРАКАТИНИНГ ТАДҚИҚИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН САВОЛЛАР

1. Машина ҳаракати тенгламасининг энергетик шакли қандай бўлади?
2. Машина ҳаракати тенгламасининг дифференциал шакли қандай ифодаланади?

3. Машина ҳаракатининг даврийлиги қандай изоҳланади ва у неча қисмга бўлинади?

4. Куч ва куч моменти қандай келтирилади?

5. Келтирилган масса ва инерция моменти қандай аниқланади?

6. Машина ҳаракати тенгламалари қандай интегралланади?

7. Бир массага келтирилган машина агрегати тенгламасини ечиш усулини тушунтириб беринг.

8. Икки массали машина агрегати ҳаракат тенгламалари ечими қандай амалга оширилади?

9. Машина агрегати ҳаракат тенгламаларини тузиш ва уларнинг ечимини олиш бўйича қандай муаммолар мавжуд?

12-БОБ. МАШИНА ҲАРАКАТИНИНГ НОТЕКИСЛИГИ

Баъзи машиналарда, масалан, насос ва компрессорларда тезлик ўзгартирилиб, бу машиналарнинг иш унуми оширилади. Айни замонда шу машиналарга бериладиган ҳаво ёки суюқликнинг босими ўзгармай туриши учун ҳам машина тезлигини ўзгартириб туришга тўғри келади. Машина ҳаракати тезлигининг ўзгариб туриши сабаби турлича бўлганлигидан, улар ҳаракатини ростлаш (бир меъёрга келтириш) усуллари ҳам турлича бўлади. Тезлик икки хил ўзгаради, булардан бири даврий ўзгариш, иккинчиси эса даврий бўлмаган ўзгаришдир. Машинанинг барқарор ҳаракати вақтида шу механизм етакловчи бўғини тезлигининг маълум технологик цикл ичидаги ўзаришини бир меъёрга келтириш **машинанинг даврий ҳаракатини бир меъёрга келтириш,** деб аталади.

Машина ҳаракатининг тезлиги фойдали ёки зарарли қаршиликнинг тўсатдан ўзгариши ёки машинага бирор масса қўйилиши сабабли ўзгариб қолиши мумкин (ўтиш жараёни). Машина ҳаракати тезлигининг бундай тасодифан ўзгариши **даврий бўлмаган ўзгариш,** деб аталади. Машинадаги тезликнинг даврий ёки даврий бўлмаган ўзгариб туриши, асосан, ундаги бош вал (етакловчи бўғин) тезлигининг ўзгариши билан боғлиқдир. Машина ҳаракатининг барқарорлашган давридаги тезлигини бир меъёрда сақлаш учун шу машина таркибига қўшимча масса киритиш, яъни машина таркибидаги бўғин массаларини мақсадга мувофиқ жойлаштириш керак бўлади. Киритилган қўшимча масса машина ҳаракати тезлашганда ортиқча кинетик энергияни чиқариб турувчи аккумулятор вазифасини ўташи керак. Машинанинг асосий валига (етакловчи бўғинига) ўрнатилган маховик ана шундай массадир. Даврий бўлмаган тезликнинг ўзгариб туришини бир меъёрга келтириб туриш масаласи машинага махсус қўшимча – регулятор ўрна-

тиш йўли билан ҳал қилинади. Бу регуляторнинг вазифаси ҳаракатлантирувчи кучнинг ёки қаршилик кучларининг ўзгариш қонунларини текислаб туришдан иборат. Масалан, буғ машинасидаги регулятор буғ кучини бир хил сақлаб туради. Қаршиликни бир меъёрда сақлаб турувчи регулятор **модератор** деб аталди. Машиналарда ишлатиладиган тормоз тезлик модераторидир.

Ҳар қандай нотекис ҳаракат ўзгарувчан тезликдан, яъни тезланишдан келиб чиқади. Валга ўрнатилган маховикнинг гироскопик моменти қуйидаги формуладан аниқланади:

$$M_u = -\varepsilon \cdot J_0 \qquad (12.1)$$

бу ерда, J_0 — маховикнинг инерция моменти,

ε — маховикнинг бурчак тезланиши,

M_u — бурчак тезланишига тескари йўналган гирос-копик момент, (12.1) формулани қуйидагича ёзамиз:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = -\frac{M_M}{J_0}$$

Бундан, бурчак тезланиши бўлмаслиги учун $J_0 = \infty$ бўлиши керак, деган хулоса чиқади. Бу идеал ҳол бўлганлигидан, уни бажариш қийин. Аммо машина ҳаракат тезлигини маълум даражада бир текис қилиш мумкин.

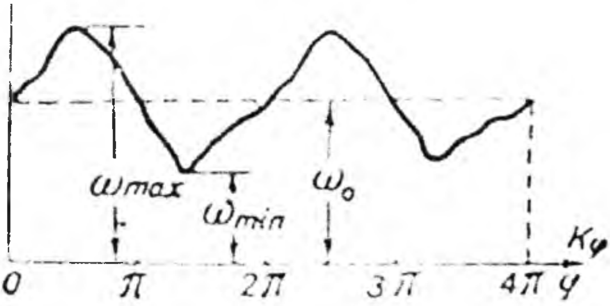
12.1. МАШИНАНИНГ НОТЕКИС АЙЛАНИШ КОЭФФИЦИЕНТИ

Машинанинг асосий вали нотекис айланади, деган хулосага келдик. Ҳар қандай машинанинг ўртача тезлиги бўлади. 12.1-шаклда асосий вал бурчак тезлигининг 4π ичида ўзгариши $\omega = \omega(\varphi)$ графиги тарзида берилган. Ўртача бурчак тезлиги қуйидагича топилади:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \qquad (12.2)$$

бу ерда, ω — давр ичидаги ўртача интеграл бурчак тезлиги, уни қуйидагича топса мақсадга мувофиқ бўлади:

$$\omega = \frac{1}{4\pi}\int_0^{4\pi} \omega d\varphi$$



12.1-шакл.

Шундай қилиб, машина келтириш валининг ўртача бурчак тезлиги ω_0 бўлса, ҳақиқатда эса айланиш даврида ҳақиқий бурчак тезлиги ундан катта ёки кичик бўлади. Бундай ҳолларда, шу нотекис айланишни қандайдир сон орқали характерлаш мақсадга мувофиқ бўлади. Мана шу сон машинанинг **нотекис айланиш коэффициенти,** деб аталади ва у максимал ҳамда минимал бурчак тезлиги айирмасининг ўртача бурчак тезлигига нисбати билан характерланади.

Нотекис айланиш коэффициентини δ билан белгилаб, уни қуйидагича топамиз:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_0} \qquad (12.3)$$

(12.2) ва (12.3) тенгламалардан ω_{max} ва ω_{min} ни топамиз:

$$\omega_{max} = \omega_0\left(1+\frac{\partial}{2}\right); \omega_{mини} = \omega_0\left(1-\frac{\delta}{2}\right) \quad (12.4)$$

Машинанинг нотекис айланиш коэффициенти технологик жараённи бажарилиш талабига қараб турли машиналар учун турлича бўлади ва олдиндан берилади. Энди, нотекис коэффициенти чегарасидаги айланиш тезлигини таъминловчи маховик массасининг инерция моментини (ёки маховик массасини) топишга киришамиз.

12.2. МАХОВИК ИНЕРЦИЯ МОМЕНТИНИ АНИҚЛАШ

Машина ҳаракати вақтидаги ортиқча ёки етишмайдиган ишни A_0 билан белгиласак, энергиянинг ўзгариш қонунига кўра қуйидаги тенгликни ёза оламиз:

$$A_0 = \frac{1}{2}J_0(\omega^2_{max} - \omega^2_{min}) \quad (12.5)$$

Қавслар ичидагини қуйидагича ўзгартирамиз:

$$\frac{\omega^2_{max} - \omega^2_{min}}{2} = \frac{(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})}{2} \quad (12.6)$$

Агар келтириш бўғинининг инерция моменти ўзгарувчан бўлса, у ҳолда (12.5) тенгликни қуйидагича ёзамиз:

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

$$J_{(i+1)k}(\varphi) = J_M + \Delta J_{(i+1)k_i}(\varphi); \; J_{ik}(\varphi) = J_M + \Delta J_{ik_i}(\varphi);$$

$$\omega_{max} = \omega\left(1+\frac{\delta}{2}\right); \quad \omega_{min} = \omega\left(1-\frac{\delta}{2}\right) \quad (12.7)$$

Буларни (12.5) тенгламага қўйиб, қуйидагиларни оламиз:

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

$$=\frac{1}{2}\left\{J_M\cdot\omega^2+J_M\omega^2\delta+J_M\omega^2\frac{\delta}{4}+\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)\omega^2+\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)\omega^2+\delta+\right.$$

$$+\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)\omega^2\cdot\frac{\delta^2}{4}-J_M\omega^2+J_M\omega^2\cdot\delta-J_M\omega^2\frac{\delta^2}{4}-\Delta J_{ik_3}-\Delta J_{ik_3}(\varphi)\omega^2+$$

$$\left.+\Delta J_{ik_3}(\varphi)\omega^2\cdot\delta-\Delta J_{ik_3}(\varphi)\omega^2\cdot\frac{\delta^2}{2}\right\}=$$

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

$$\left.+\left[\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)-\Delta J_{ik_3}(\varphi)\right]\omega^2\frac{\delta^2}{4}\right\} \qquad (12.8)$$

Бунда $J_м$ ни топамиз:

$$J_м=\frac{A_0-\dfrac{\omega^2}{2}\left\{\left[\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)-\Delta J_{ik_3}(\varphi)\right]\cdot\left[1+\dfrac{\delta^2}{4}\right]+\left[\Delta J_{(i+1)k_3}(\varphi)-\Delta J_{ik_3}(\varphi)\right]\delta\right\}}{\omega^2\delta} \qquad (12.9)$$

Суратдаги ҳадлар ичида катта қавс ичидагилар баъзи ҳоллар учун маховикнинг инерция моменти $J_м$ га қараганда кичик сон бўлганлигидан ташлаб юборсак бўлади, у ҳолда тенглик тақрибан қуйидаги кўринишни олади:

$$J_M=\frac{\Delta_0}{\omega^2\delta} \qquad (12.10)$$

$\omega=\frac{\pi n}{30}$ эканлигини эътиборга олиб, (12.10) тенгликни қуйидагича ёзамиз:

$$J_M=\frac{90\cdot A_0}{n^2\delta} \qquad (12.11)$$

Юқоридаги $J(j)$ – машина бўғинларидан асосий валга (етакловчи бўғинга) келтирилган инерция моменти, у асосан қуйидагилардан иборат:

1.$J_з$ – машина ёки механизм бўғинларидан келтирилган инерция моменти.

2.J_I – келтириш бўғинининг (асосий валнинг) инерция моменти.

3. $J_м$ – асосий валга ўрнатиладиган маховикнинг инерция моменти.

$$J(\varphi) = J_з + J_l + J_M = \Delta J + J_M \qquad (12.12)$$

Масала машинанинг бир давр ичида ортиқча иши (A_0) ни топишдан иборат. Агар A_0 топилса, берилган n ва d орқали машинанинг d чегарасини таъминловчи маховикнинг инерция моментини топган бўламиз. Ортиқча ишни топишнинг икки хил усули билан танишиб ўтамиз. Булардан бири уринма кучлар усули бўлиб, иккинчиси энергомасса усулидир. Биз аввал уринма кучлар усули билан танишиб чиқамиз.

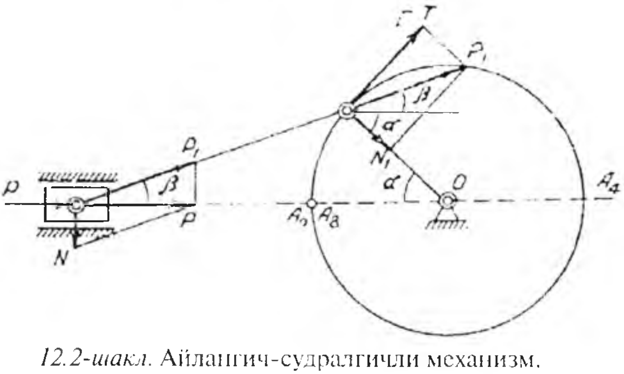
12.3. УРИНМА КУЧЛАР УСУЛИ БИЛАН ОРТИҚЧА ИШНИ ТОПИШ

12.2-шаклда аксиал (марказий) айлангич-судралгичли механизмнинг B нуқтасига қўйилган P куч берилган. Бу куч ҳаракатлантирувчи куч (агар ички ёнув двигатели бўлса) ёки қаршилик кучи бўлиши мумкин. Қаршилик кучи бўлса ҳам, ҳаракатлантирувчи куч бўлса ҳам баён қилинаётган усул ўз кучида қолади. 12.2-шаклдан T кучни топамиз:

$$P_l = \frac{P}{\cos\beta}; \quad T = P_l \cdot \sin(\alpha + \beta) \qquad (12.13)$$

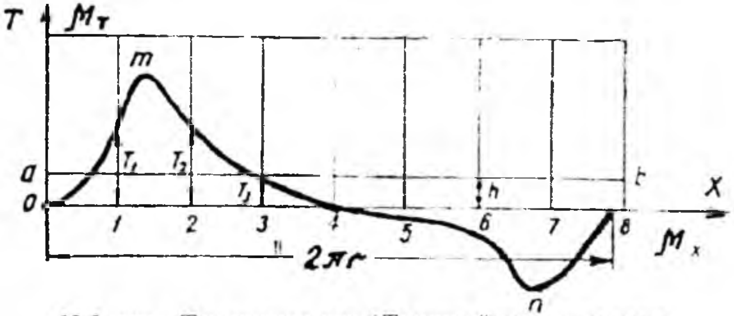
Булардан T ни топамиз:

$$T = P\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \qquad (12.14)$$



12.2-шакл. Айлангич-судралгичли механизм.

Икки тактли юритгичнинг индикатор диаграммасидан фойдаланиб, судралгичга (*B* нуқтага) таъсир этувчи ҳаракатлантирувчи кучни (*P* ни) механизмнинг *8* вазияти учун топамиз, уни (12.14) формулага қўйиб, айлангичнинг *A* нуқтасига қўйилган тангенсиал кучларни айлангичнинг *8* вазияти учун топамиз-да, μ_T масштабда 12.2-шаклдаги диаграммани тузамиз.



12.3-шакл. Тангенсиал куч (*T*) нинг ўзгариш қонуни.

Бу график **тангенсиал кучлар графиги,** деб аталади. Бу графикнинг юзи судралгичнинг икки тактида тангенсиал кучнинг бажарган ишини беради. Иккала юзани ҳисоблаб чиқамиз ва уни шу юзага тенг ва асоси $2\pi r$ бўлган юза билан алмаштирамиз:

$$h \cdot 2\pi \cdot r = (F_1 + F_2) \qquad (12.15)$$

бундан

$$h = \frac{F_1 + F_2}{2\pi r} \; [\,мм\,] \qquad (12.16)$$

Бу *h* баландлик m_T масштабга кўпайтирилса, қаршилик кучи чиқади. *ab* горизонтал чизиқдан юқориги юза ортиқча иш бўлса, пастки юза етишмаган ишга тенгдир. Машинанинг барқарор ҳаракати учун ортиқча юзалар йиғиндиси етишмаган ишлар йиғиндисига тенг бўлиши керак, айтилганларнинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$\sum_{i=0}^{n} F_{i0} = \sum_{i=0}^{n} F_{ie}; \quad ёки \quad \sum_{i=0}^{n} A_{i0} = \sum_{i=0}^{n} A_{ie} \qquad (12.17)$$

Максимал ортиқча иш берувчи юзани танлаб айлангичнинг бир айланишида бажариладиган ортиқча ишни қуйидагича топамиз:

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

(12.11) тенгламага A_0 ни қўйиб, маховикнинг инерция моментини топамиз. Маховикнинг бутун огирлиги унинг гардишидадир:

$$J_м = mR^2 = \frac{GD^2}{4g}; \quad GD^2 = 4J_м \cdot g = \frac{360 \cdot A_0 \cdot g}{n^2\delta} \qquad (12.18)$$

CD^2 маховикнинг моменти деб аталади ва асосан, маховикни характерлайди. Чўяндан қилинган маховикларнинг мустаҳкам ишлашини таъминлаш шарти $\upsilon \leq 30$ м/с дир, шунга биноан:

$$\upsilon = \frac{\pi n}{30} R \leq 30 \quad \left[\frac{м}{с}\right]$$

бўлади. Маховикнинг диаметри бундай топилади:

$$D = \frac{1800}{\pi \cdot n} \quad [\,м\,]$$

Маховик гардишининг оғирлиги (G_r) маховик оғирлигининг тахминан $0,9$ ҳиссасига тенг. ($G_r = 0,9$), деб олиш мумкин. Маховик гардишининг кўндаланг кесимини топамиз:

$$S = \frac{G_r}{2\pi R\nu} \quad [м^2] \qquad (12.19)$$

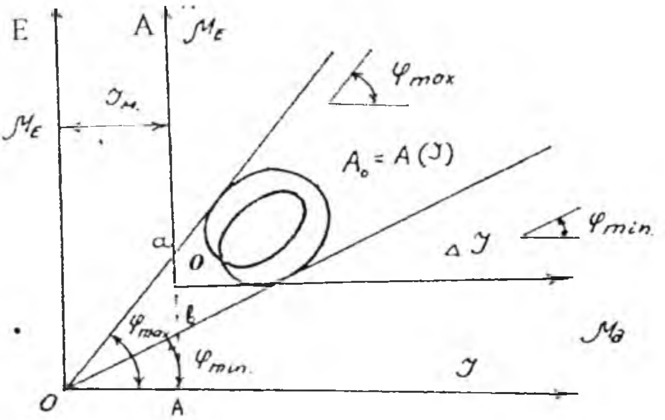
бу ерда, ν — маховик материалининг солиштирма огирлиги.

12.4. МАХОВИК ИНЕРЦИЯ МОМЕНТИНИ ЭНЕРГОМАССА УСУЛИ БИЛАН ТОПИШ

Маховик массасининг инерция моментини энергомасса (Виттенбауэр) усули деб аталаувчи усул билан топишга киришамиз. Бу усул билан топишда, асосан $E-J_к$ диаграммаси ёки $E=m_к$ диаграммасидан фойдаланилади. Аввало ҳаракатлантирувчи кучнинг келтирилган моменти келтириш бўғинининг айланишига боғлиқ бўлган диаграммаси ($M_{ДК}$-φ) ни тузамиз. Сўнгра $M_{ф.к.}$-φ графиги билан механизмнинг (маховиксиз) келтирилган инерция моменти графиги (DJ-φ) ни тузамиз. M-φ графигини интеграллаб, A_0-φ графигини ҳосил қиламиз, чунки:

$$A_0 = \int_0^{\varphi} M_{Дк} d\varphi - \int_0^{\varphi} M_{ф.к} d\varphi = \int_0^{\varphi} M d\varphi \qquad (12.20)$$

бўлади. A_0-j ва DJ-j графикларидаги умумий параметр (j) ни график усулда чиқариб, A_0-ΔJ графигини оламиз (12.4.-шакл). Агар механизмнинг келтирилган инерция моментига маховикнинг инерция моментини қўшсак (J_M=*const*), янги координаталр боши O_l нуқтадан бирор O нуқтага кўчади. Механизмнинг маховик қўшилгандан сўнгги кинетик энергияси қуйидагича бўлади:



12.4-шакл. Энергия – келтирилган инерция моменти (E-I_k) графиги.

$$E=A_0+A' \qquad (12.21)$$

Механизмнинг маховик қўшилгандан кейинги келтирилган тўла инерция моменти қуйидагича бўлади:

$$J_K=\Delta J+J_M \qquad (12.22)$$

Бу ерда, J_M – маховикнинг топилиши лозим бўлган инерция моменти. Бизга қуйидагилар (12.2), (12.3), (12.4), (12.5) маълум:

$$\omega_{max}+\omega_{min}=2\cdot\omega; \quad \omega_{max}-\omega_{min}=\omega\cdot\delta \qquad (12.23)$$

$$\omega_{max}=\omega\left(1+\frac{\delta}{2}\right); \quad \omega_{min}=\omega\left(1-\frac{\delta}{2}\right) \qquad (12.24)$$

Кинетик энергиядан:

$$\omega^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \cdot \frac{У_E}{X_J} = \frac{2\mu_E}{\mu_J} tg\,\varphi \qquad (12.25)$$

Агар бурчакнинг экстремал қийматларини топмоқчи бўлсак, (12.25) тенгламани қуйидагича ёзамиз:

$$tg\varphi_{min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E}\omega^2_{min}; \quad tg\varphi_{max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E}\omega^2_{max} \qquad (12.26)$$

ω_{max}, ω_{min} қийматларини (12.26) тенгламага қўйиб, тегишли φ_{max} ва φ_{min} бурчакларни топамиз. (A_0-ΔJ) графигига бу бурчаклар остида уринма ўтказиб, уларнинг кесишув нуқтаси O ни топамиз (12.4-шакл). Бу шаклдаги ab кесма m_E масштабда A_0 ишни билдиради, шуни исбот қиламиз. 12.4-шаклдан қуйидагиларни топамиз:

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

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

(12.26) тенгламадаги $tg\varphi_{min}$ ва $tg\varphi_{max}$ қийматларини ўрнига қўйиб қуйидагиларни ҳосил қиламиз:

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

ёки

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

$$\mu_J \cdot OA = \frac{\mu_E \cdot \overline{ab}}{\omega^2 \cdot \delta} \qquad (12.27)$$

(12.11) тенглама билан (12.27) тенгламани бир-бирига таққослаб қарасак, $J_M = \mu_J \cdot OA$, $A_0 = \mu_E \cdot ab$ эканлигини кўрамиз.

Шундай қилиб, энергомасса усулида ортиқча ишни (A_0) график тарзда топса яхши бўлар экан. 12.4-шаклдаги OA кесма μ_J масштабда маховикни инерция моментини берар экан.

Маховикнинг инерция моменти топилгач, унинг оғирлиги билан ўлчамларини топиш қийин бўлмайди. Биз юқорида маълум геометрик ва динамик ўлчовларга эга бўлган айлангиччайқалгичли механизм учун ҳаракатлантирувчи кучи ўзгармас, аммо фойдали қаршилик кучи айлангичнинг маълум ҳолатидан сўнг қандайдир чизиқли *p=p(x)* қонуни билан ўзгарадиган етакловчи бўғиннинг бир хил айланиш сони учун кинетик энергия орқали келтирилган массанинг ўзгаришини топиб, энергомасса графигининг ўзгаришини аниқладик.

12.5. МАХОВИК ИНЕРЦИЯ МОМЕНТИНИ ТОПИШ УСУЛЛАРИ

И.И. Артоболевский машина агрегати ҳаракат тенгламасининг момент кўринишидаги $\frac{(d\Delta I_k)}{d\Delta}$ ҳалини топиш усулини таклиф этади. Умуман олганда, маховик моментини топишнинг мавжуд методларини асосан икки гуруҳга бўлиш мумкин. Булардан бири, ҳисоблашнинг аниқ методи бўлиб, бунга профессор Виттенбауэр методи киради. Биз бу метод билан танишиб ўтган эдик, у асосан энергия — масса графигини қуришга асосланган эди. Аммо бу метод ҳам хатолардан холи эмас, чунки етакловчи бўғиннинг максимал ва минимал бурчак тезликларига мос келадиган энергомасса графигидаги нуқталарга аниқ уринмалар ўтказиш жуда қийин. Бу ҳолатни Н.Е. Жуковский ҳам ўзининг 1933 йилда чиққан «Машина ҳаракатини меъёрлаш» тўғрисидаги асарида кўрсатиб ўтган эди. Профессор Н.И. Мерцалов томонидан таклиф этилган ва профессор Е.М. Гутьяр томонидан ривожлантирилган методда $\Delta E=f(\Delta m_k)$ графигини қуриш шарт эмас, аммо бу метод ҳам катта хатолар беради. Аммо кўпинча маховикнинг моментини топишда Радингер томонидан таклиф қилинган тангенсиал кучлар диаграммасидан фойдаланилади. Бу метод ҳам тақрибийдир, чунки автор машинанинг етакловчи бўғини айни бир вақтда берилган нотекис айланиш коэффициенти δ ва ўзгармас бурчак тезлиги билан айланади, деб тахмин қилади ва шу тахмин асосида масалани ҳал этади.

Аммо машина ҳаракати момент кўринишида қуйидагича берилишини биз юқорида айтиб ўтган эдик:

$$M_{к} = - \ , = \frac{d}{d\varphi}\left(J_{к} \frac{\omega^2}{2} \right) = J_{к} \cdot \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{к}}{d\varphi} \tag{12.28}$$

бу ердаги $J_{к}$ ни асосан қуйидагича кўрсатиш мумкин:

$$J_{к} = J_{M} + \Delta J \tag{12.29}$$

Буни ўрнига қўйиб, қуйидагини оламиз:

$$M_{д} - M_{с} = (J_{м} + \Delta J)\varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d(\Delta J)}{d\varphi} \tag{12.30}$$

И.И. Артоболевский $\varepsilon = 0$ бўлган механизм ҳолатини текширади. Бундаги ҳолатлар ω_{max} ёки ω_{min} га тўғри келишини билиш қийин эмас:

$$M'_{д} - M'_{с} = \Delta M' = \frac{\omega^2_{max}}{2} \cdot \frac{d(\Delta J_{к})}{d\varphi} \tag{12.31}$$

$$M''_{д} - M''_{с} = \Delta M'' = \frac{\omega^2_{min}}{2} \cdot \frac{d(J_{n})}{d\varphi} \tag{12.32}$$

Умуман олганда, механизмнинг маховиксиз келтирилган инерция моменти қуйидагича бўлади:

$$\Delta J_{к} = \sum_{i=1}^{n} \left[m_{i} \left(\frac{\upsilon_{Si}}{\omega} \right)^2 + J_{i} \left(\frac{\omega_{i}}{\omega} \right)^2 \right] \tag{12.33.}$$

бунда, υ_{Si} — механизм i-бўғини оғирлик марказининг илгариланма ҳаракат тезлиги; ω_{i} — шу бўғиннинг бурчак тезлиги; J_{i} — шу бўғинниг оғирлик марказидан ўтувчи ўққа нисбатан инерция моменти; m_{i} — шу бўғиннинг массаси.

$$\frac{d(\Delta J_{к})}{d\varphi} = \frac{d(\Delta J_{к})}{d\varphi} \cdot \frac{dt}{dt} = \frac{1}{\omega} \frac{d(\Delta J_{к})}{dt} \tag{12.34}$$

(12.33) дан вақтга нисбатан ҳосила олиб, қуйидаги кўринишга эга бўламиз:

$$\frac{d(\Delta J_{к})}{d\varphi} = \frac{2}{\omega} \sum_{i=1}^{n} \left[m_{i} \left(\frac{\upsilon_{Si}}{\omega} \right)^2 \cdot \left(\frac{a^{\tau}_{Si}}{\upsilon_{Si}} \right) + J_{i} \left(\frac{\omega_{i}}{\omega} \right)^2 \cdot \left(\frac{\varepsilon_{i}}{\omega_{i}} \right) \right] \tag{12.35}$$

бунда,

$$m_i\left(\frac{\upsilon_{Si}}{\omega}\right)^2 = m_{K_i} \cdot l_{OA}^2, \quad J_i\left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2 = J_{K_i}$$

Буларни ўрнига қўйиб қуйидагини оламиз:

$$\frac{d(\Delta J_к)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega}\sum_{i=1}^{n}\left[m_{K_i} l_{OA}^2\left(\frac{a^{\tau}{}_{Si}}{\upsilon_{Si}}\right) + J_{K_i}\left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i}\right)\right] \qquad (12.36)$$

Бошланғич фаразга биноан:

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

$$\frac{d(\Delta J_B)}{d\varphi} = \frac{2}{\omega *}\sum_{i=1}^{n}\left[m_{K_i} l_{OA}^2\left(\frac{a^{\tau}{}_{Si}}{\upsilon_{Si}}\right) + J_{K_i}\left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i}\right)\right] \qquad (12.37)$$

Тезлик ва тезланишлар режаларидаги тезлик ва тезланишлар кесмаларидан фойдаланиб, (12.37) ни қуйидаги аналоглар орқали ёзамиз:

$$\frac{d(\Delta J_к)}{d\varphi} = 2\sum_{i=1}^{n}\left[m_{K_i} l_{OA}^2\left(\frac{a}{b}\right) + J_{K_i}\left(\frac{c}{d}\right)\right] \qquad (12.38)$$

бунда,

$$a_{Si}^{\tau} = a \cdot \omega^2, \ \upsilon_{Si} = l\omega, \ \varepsilon_i = c \cdot \omega^2, \ \omega_i = d \cdot \omega$$

(агар $\mu_l = 1$ бўлса), (12.37) ни (12.32) ларга қўйиб қуйидагиларни оламиз:

$$\Delta M' = \omega_{max}\sum_{i=1}^{n}\left[m_{K} l_{OA}^2\left(\frac{a^{\tau}{}_{Si}}{\upsilon_{Si}}\right) + J_{K}\left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i}\right)\right] \qquad (12.39)$$

$$\Delta M'' = \omega_{min}\sum_{i=1}^{n}\left[m_{K} l_{OA}^2\left(\frac{a^{\tau}{}_{Si}}{\upsilon_{Si}}\right) + J_{K}\left(\frac{\varepsilon_i}{\omega_i}\right)\right] \qquad (12.40)$$

(12.39) ва (12.40) лардаги сумма остидаги қийматлар бир-бирига тенг бўлганлигидан $\Delta M' = f(j)$ ва $\Delta M'' = y(j)$ лар фақат ўзгармас ω_{max} ва ω_{min} коэффициентлари билан бир-биридан фарқ қилади. Фақат ҳар икки график бир-биридан

33-84

$\mu_{\omega} = \dfrac{\omega_{min}}{\omega_{max}}$ масштабга фарқ қилади, холос. Шундай қилиб, механизм меъёрли ҳаракатининг бир даври учун бир неча тезлик ва тезланишлар режаларини тузиб, асосан $\dfrac{d(\Delta J_K)}{d\varphi}$ нинг тегишли қийматлари топилади ва унга асосан -φ графиги тузилади.

Н.И. Мерцалов усули. Машинанинг кинематик энергиясини қуйидаги кўринишда бериш ҳам мумкин:

$$E(\varphi)=E_M+E_3(\varphi) \qquad (12.41)$$

бунда, $E_м$ — маховикнинг кинетик энергияси; $E_3(\varphi)$ — қолган механизм бўғинлари кинетик энергияларининг йиғиндиси.

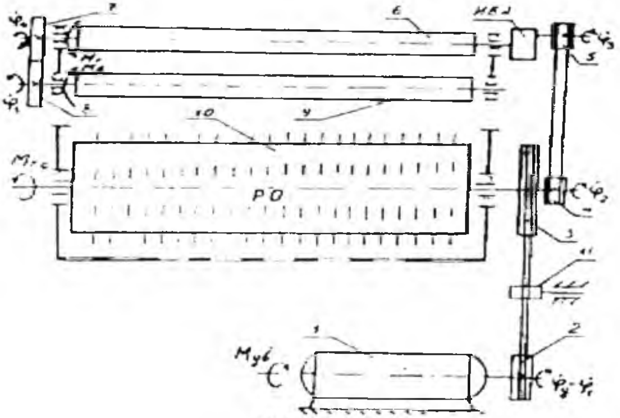
Кинетик энергиянинг φ_0 ва φ интервалдаги орттирмаси қуйидагича топилади:

$$E(\varphi)-E(\varphi_0)=\Delta E(\varphi) \qquad (12.42)$$

φ графиги ординаталаридан турли ҳолатлар учун айирилади, холос.

12.6. МАШИНА АГРЕГАТИ БЎҒИНЛАРИНИНГ ИНЕРЦИЯ МОМЕНТЛАРИНИ ТАНЛАШ

Пахта таъминлагич механизмини ўз ичига олган машина агрегатини кўриб чиқайлик (12.5-шакл.)



12.5-шакл.

Машина агрегатини юритгичи асинхрон электродвигатели бўлиб, у қуйидаги динамик-механик характеристикаси орқали ҳисобга олинади:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} = \frac{S_k}{2M_k} \cdot M_g + \frac{1}{2\omega_c M_k} \dot{M}_g \qquad (12.43)$$

бу ерда, M_g, M_k — электрюритгичнинг моменти ва уни критик қиймати; S_k — критик силжиш;

$$S_k = \lambda S_H \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2}}\right) \qquad (12.44)$$

λ — критик ва номинал моментларнинг нисбатини ифодаловчи коэффициент; S_H — номинал силжиш; ω_0, ω_c — роторнинг идеал эркин ва манбанинг бурчак тезлиги.

Машина агрегати 12.5-шаклдан кўриниб турибдики, учта умумлашган ординаталарга φ_1, φ_2, φ_3 (массаларнинг бурчак силжишлари) эга. Машина агрегати ҳаракати қуйидаги дифференциал тенгламалар системаси билан ифодаланади:

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

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = M_g - c_1(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2)\left(1 - \frac{\partial U_{12}}{\partial \varphi_1}\varphi_2\right)$$

$$- b_1(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2)\left(1 - \frac{\partial U_{12}}{\partial \varphi_1}\dot{\varphi}_2\right)$$

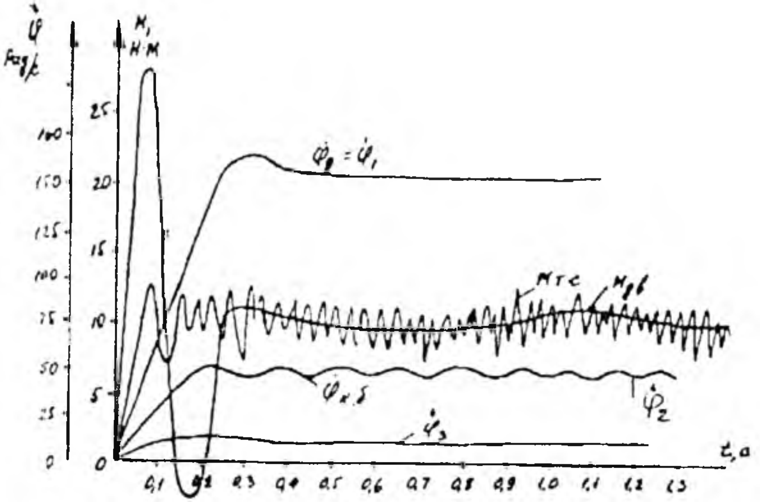
$$J_2\ddot{\varphi}_2 = U_{12}c_1(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) + U_{12}b_1(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) -$$

$$- c_2(\varphi_2 - U_{23}\varphi_3) - b_2(\dot{\varphi}_2 - U_{23}\dot{\varphi}_3) - M_1 \quad ,$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 = U_{23}c_2(\varphi_2 - U_{23}\varphi_3) + U_{23}b_2(\dot{\varphi}_2 - U_{23}\dot{\varphi}_3) - M_2 \ldots \qquad (12.45)$$

бу ерда, J_1, J_2, J_3 — айланувчи массалар инерция моментлари; U_{12}, U_{23} — тасмали узатмаларни узатиш нисбатлари; C_1, C_2, b_1, b_2 — тасмаларни бикрлик ва диссипация коэффициентлари; M_1, M_2 — ишчи органлардаги технологик қаршилик кучларининг моментлари.

Ушбу (12.45) ифодани аналитик усулда ечимини олишнинг амалий имконияти деярли йўқ. Дифференциал тенгламалар системаси (12.45) ни ечими шахсий компьютер IBM PC AT да "Бейсик" тилида амалга оширилди.

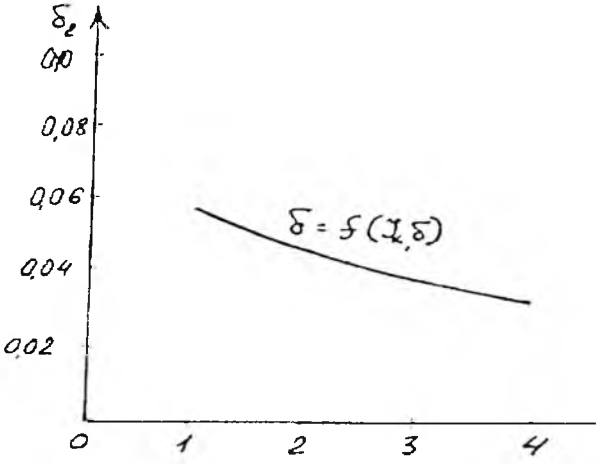


12.6-шакл.

Параметрларни қийматлари: N_H=2,2 кВт; n=1420 айл/мин; I=2,2; $6D^2$=0,2 кгм²; f_c=50 Гц; ω_c=314 $с^{-1}$; ω_n=148 $с^{-1}$; ω_0=157 $с^{-1}$; J_1=0,63 Нмс²; J_2=3,97 Нмс²; J_3=1,27 Нмс²; U_{23}=1,42; $C_1=C_2$=100....1200 Нм/рад; $b_1=b_2$=1,0....24 Нмс/рад; M_1=0....60 Нм; M_2=0....6 Нм. Шу билан бирга технологик қаршилик қуйидагича олинади:

$$M = M_1 + M_0 \cos(\omega t + \varphi_0) \qquad (12.46)$$

Ечимни графиклар шаклида олиб таҳлил қилинди (12.6-шакл). 12.6-шаклда $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}_3$, M_g, $M_{T.C}$ ларни вақт бўйича ўзгариши келтирилган. Кўриниб турибдики, машина агрегати барқарор ҳаракат режимига *0,25 с* да чиқади. Асосий технологик қаршилик иккинчи массада бўлгани учун $\dot{\varphi}_2$ ни ўзгаришида тебранишлар яққол кўриниб турибди. Натижаларни қайта ишлаб, 12.7-шаклдаги график олинди.



12.7-шакл.

Унга кўра J_2 инерция моментини ортиши иккинчи вални (қозиқли барабан) бурчак тезлигини нотекислик коэффициенти δ_2 ни камайишини кўриш мумкин. Ушбу график орқали керакли δ_2 ни таъминлаш учун J_2 ни қийматини танлаш керак бўлади.

12.7. МАШИНА ҲАРАКАТИ НОТЕКИСЛИГИ БЎЙИЧА ДОЛЗАРБ МУАММО ВА МАСАЛАЛАР

Машина агрегати механизмлари бўғинларини ҳаракати таҳлилида технологик жараён шартларини амалга ошириш мақсадида, уларнинг инерция моментлари қийматлари, бошқа кинематик ва динамик параметрлар қатори танланади.

Сўнгги пайтларда мураккаб тузилишли технологик машина агрегатларини асосан уларнинг бурчак тезликлари нотекислик коэффициенти керакли чегараларда сақлаш шартидан фойдаланиб аниқланмоқда. Бунда машина агрегати ҳаракатини ифодаловчи чизиқли бўлмаган диффе-

ренциал тенгламалар системалари ЭҲМ ёрдамида турли усулларда ечилиб амалга оширилмоқда.

Лекин юқорида келтирилганидек, қатор саралагич, тозалагич ва таъминловчи технологик машиналарда айланувчи ишчи органни нотекис айланиши талаб қилинади. Бу машиналарда технологик жараён шартидан келиб чиқиб, бурчак тезликни нотекислик коэффициенти катта қийматларда бўлиши ҳам керак бўлади. Катта қийматли талаб қилинган ўзгариш билан ўзгарадиган бурчак тезликларининг ошиши учун қатор тасмали, тишли гилдиракли, эпициклик, цевкали механизмлар туркуми яратилган. Бу механизмлар ишлатилганда ишчи орган маълум амплитуда ва частотадаги **ўзгарувчан бурчак тезлик билан ҳаракатланади** ва тегишли технологик жараён амалга оширилади. Бундай механизмларда қўшимча динамик масалаларни (мувозанатлаш, титрашдан муҳофазаланиш, ишқаланишни камайтириш) ечишга тўгри келади. Ҳозирда бундай механизмларни салбий оқибатлари кам бўладиган конструктив ечимларини топиш, таҳлил ва синтез қилишда янги ёндашувларни излаш мақсадга мувофиқдир.

Машина ва механизмларнинг ишчи бўғинларидаги нотекис айланишни энг аввал технологик (ҳам фойдали, ҳам зарарли) қаршиликлар келтириб чиқаради. Машина ҳаракати тенгламаларида ушбу технологик қаршиликлар тажрибадан олинган натижалар асосида киритилади. Муаммо шундан иборатки, машина ҳаракати тенгламаларида технологик қаршиликни ифодаловчи ҳадлар куч ёки момент кўринишида (ўртача арифметик қиймат) бўлиб, технологик жараённи, ундаги ўзгаришларнинг физик моҳиятини ифодаламайди. Шунинг учун динамика тенгламаларини ечилиши натижасида тегишли нотекис айланишларни камайтириш мақсадида қабул қилинган маховик (чиқувчи бўғин) инерция моменти қийматлари ҳар доим ҳам тўғри келавермайди. Мисол тариқасида, пахтани майда ифлосликлардан тозалаш машина агрегатини кўриб чиқайлик. 12.8-шаклда машина агрегатини схематик кўриниши келтирилган. Шаклда пахта бир чигити қозиқ бўйлаб ҳаракати X ўқида амалга ошади ва қуйидаги тенглама билан ифодаланади:

$$m\ddot{X} = -G\sin\varphi_п - F_{ишқ} + F_м \qquad (12.47)$$

бу ерда, $F_{ишқ} = fmg\cos\varphi_n$; $F_м = \dfrac{mV^2}{R+X}$

m — бир чигит массаси; g — эркин тушиш тезланиши; φ_n — қозиқли барабаннинг бурчакли силжиши; V — бир чигит нисбий тезлиги; ϕ — ишқаланиш коэффициенти; R — барабанни қозиқлар таги радиуси.

(12.47) ифода қатор ўзгартиришлардан сўнг қуйидаги кўринишга келади:

$$\ddot{X} - \omega^2 X = R\omega^2 - g(sin\varphi_n + f\,cos\varphi_n) \qquad (12.48)$$

Бу (12.48) дифференциал тенгламани тақрибий ечими:

$$X = 0{,}02 + \frac{t^2}{2}(0{,}18\omega_р^2 - 2{,}94) +$$

$$\frac{t^3}{6}(0{,}36\cdot\omega_р^2\cdot\dot{\varphi} - 9{,}8\omega_р^3) +$$

$$+\frac{t^4}{24}(0{,}36\cdot\omega_р^2\cdot\dot{\varphi}_0^2 - 9{,}8\varphi_0^4 + 2{,}9\dot{\varphi}_р^4)$$

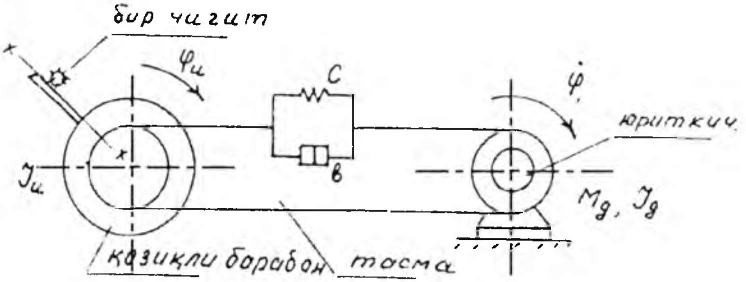
Ушбу ечим, $h=0,7$ *м*; $R=0,16$ *м*; $g=9,81$ *м/с*^{2}; $m=0,25$ *г*; $f=0,3$ қийматларида олинган. 12.8-шаклдан, энди машина агрегатини ҳаракат тенгламасини ёзамиз:

$$\begin{gathered} M_g = f(\dot{\varphi}_g);\ J_g\ddot{\varphi}_1 = M_g - \\ -C(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) - b(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) \end{gathered} \qquad (12.49)$$

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

бу ерда, M_g, j_1 – электр юритгичнинг (двигателни) юритувчи моменти ва роторнинг силжиш бурчаги; b, C – тасмали узатманинг диссипация ва бикрлик коэффициентлари; U_{12}, U_{21} – тасманинг узатиш нисбатлари; J_g, J_i – роторнинг ва қозиқли барабаннинг инерция моментлари.

Машина агрегати (12.58.) ни қуйиб биргаликда ечим олинса натижанинг аниқлиги ортади.



12.8-шакл. Пахтани майда ифлосликлардан тозаловчи машина агрегати схемаси.

Чунки бир чигитнинг ҳаракатида $\dot{\varphi}_u$ ни ҳар доим ўзгармас сон деб қаралар эди. Энди, биргаликдаги ечимда $\dot{\varphi}_u$ қиймати (ўзгарувчан) дифференциал тенгламалар системаларидан топилади. Бунда X ни ҳаракатига машина агрегати ҳаракатидан $\dot{\varphi}_u$ қуйсак, X ни қийматини ўзгариши ўз навбатида M_g, $\dot{\varphi}_u$, $\dot{\varphi}_l$ ларни ўзгаришига олиб келади, яъни технологик жараён билан машина агрегати ҳаракати ўзаро мувофиқлашади, боғланади. ЭҲМ ни имкониятларидан фойдаланиб, мураккаб схемали машина агрегатлари ҳаракатларини таҳлил қилиб, ишчи органларни нотекис айланишларини камайтириш мумкин бўлади.

12.8. «МАШИНА ҲАРАКАТИНИНГ НОТЕКИСЛИГИ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ САВОЛЛАРИ

1. Машина ҳаракати нотекислиги деганда нимани тушунасиз?
2. Даврий ва даврий бўлмаган ҳаракатни изоҳлаб беринг.
3. Бурчак тезликнинг нотекислик коэффициенти қандай ифодаланади?

4. Маховикнинг инерция моменти қандай аниқланади?
5. Уринма кучлар усулини тушунтириб беринг.
6. Энергомасса (Виттенбауэр) усулида маховикнинг инерция моменти қандай топилади?
7. И.И. Артоболевский усулини тушунтириб беринг.
8. Н.И. Мерцалов ва Е.М. Гутьяр усуллари қандай фарқланади?
9. Асинхрон электрюритгич механик характеристикасини тушунтиринг.
10. Машина ишчи органи бурчак тезлиги нотекислик коэффициенти қандай камайтирилади?
11. Машина агрегати нотекислиги бўйича қандай долзарб муаммо ва масалалар мавжуд?

13-БОБ. МАШИНАЛАРДА ТИТРАШ ВА УНДАН МУҲОФАЗАЛАНИШ

Машиналарда тебраниш (титраш) технологик жараёнлар ва техник шароитлардан келиб чиқан ҳолда фойдали ва зарарли бўлиши мумкин.

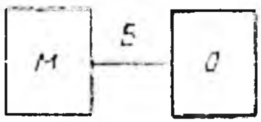
Кенг қўлланиладиган титраш транспортёрларида, элакларда, қозиқларни қоқиш механизмларида, саралашларда титраш катта самара беради. Лекин жуда кўп вазифаларда титраш салбий оқибатларга олиб келади.

Қурилишда кенг қўлланиладиган титраш ва титратиб зарб бериш жараёнлари асосида ишлайдиган янги, юқори даражада самарали машиналар ҳам ана шудай оқибатларга олиб келади. Зарарли титраш конструктор томонидан планлаштирилган машиналар, бошқариш системаларининг ҳаракат қонунларини бузади, иш жараёнининг нобарқарорлигини вужудга келтиради ва бутун системанинг ишламай қолишига ёки бутунлай ишдан чиқишига сабаб бўлади. Титраш натижасида конструкция элементларида (механизмларнинг кинематик жуфтликларида, бирикиш жойларида ва ҳоказо) динамик зўриқишлар кучаяди, натижада, кўтариб туриш қобилияти пасаяди, уларда дарзлар пайдо бўлади ҳамда толиқиш оқибатида улар емирилади. Титрашнинг таъсири машиналарнинг ички ва ташқи структураларини ва машина деталларининг уриниш юзаларидаги ишқаланиш ҳамда ейилиш шароитларини ўзгартириб, конструкциянинг қизишига сабаб бўлиши мумкин.

Титраш инсон яшаётган муҳитнинг муҳим экологик кўрсаткичи бўлган шовқинни вужудга келтиради. Титраш инсонга тўғридан-тўғри таъсир кўрсатиб, унинг функционал имкониятлари ва иш қобилиятини камайтиради. Шу сабабли титраш активлигини баҳолаш ва титраш даражасини камайтириш усуллари ҳамда воситалари алоҳида аҳамият касб этади. Бундай усул ҳамда воситаларнинг биргаликда қўлланилиши титрашдан муҳофазалаш, деб қабул қилинган.

13.1. ТИТРАШНИ ЮЗАГА КЕЛТИРУВЧИ МАНБАЛАР

Тебранишни келтириб чиқарувчи жараёнлар кечадиган *М* система **тебраниш манбаи** дейилади. *О* система механик системанинг тебранишлари (13.1-шакл) камайтирилиши лозим бўлган қисми бўлиб, титрашдан **муҳофазалаш** объекти, деб аталади. Ушбу объектни тебраниш манбаи билан боғловчи *Б* боғламаларда вужудга келадиган ҳамда объектнинг тебранишига сабаб бўладиган кучлар **динамик таъсирлар** дейилади. Мисол кўриб чиқамиз:



13.1.-шакл.

— пойдеворга ўрнатилган двигатель (турбина, генератор, ички ёнув двигатели, исталган роторли механизм) мувозанатланмаган роторга эга. Бунда ротор — тебраниш манбаи, двигатель корпуси эса титрашдан муҳофазаланмаган объектдир; ротор таянчининг динамик акс таъсири динамик таъсирдан иборат. Титрашдан муҳофазаланишнинг вазифаси роторнинг мувозанатланмаганлигидан пайдо бўладиган двигатель корпусининг тебранишини камайтиришдан иборат;

— инсон-операторни, масалан, автомобилда ёки тракторда ишлайдиган операторни муҳофазалаш масаласини ҳал этишда шассининг ва унга ўрнатилган ҳамма агрегатларнинг тебранишини камайтиришга, ҳайдовчи кабинасининг ёки фақат ўриндиқнинг тебранишини камайтиришга интилиш мумкин. Ҳар бир ҳолатда объект, манба ва динамик таъсир турлича аниқланади.

Баъзан динамик таъсир эмас, боғламаларнинг манбага маҳкамланиш нуқталарининг силжишлари берилган бўлади. Бундай таъсирлар **кинематик таъсирлар**, дейилади. Куч ва кинематик таъсирлар атамалари ўрнига кўпинча **механик таъсир** атамаси қўлланилади.

Механик таъсирларни уч синфга бўлиш қабул қилинган: чизиқли ўта юкланишлар; титраш тарзида таъсири; зарб тарзидаги таъсирлар.

Чизиқли ўта юкланиш, деб тебраниш манбаининг тезланувчан ҳаракатида вужудга келадиган кинематик таъсирга

айтилади. Чизиқли ўта юкланиш транспорт машиналарида, айниқса, учиш аппаратларида тезлик оширилганда, тормозлаш жараёнида, шунингдек, кескин буриш, орқага қайтариш пайтида анча кучли бўлади.

Титраш таъсирлари (куч ва кинематик таъсирлар) тебраниш жараёнларидир. Куч таъсирлари объектга таъсир этувчи *F(t)* кучлар ёки *M(t)* куч моментлари ташкил этувчиларнинг вақт функциялари билан ажралиб туради; кинематик таъсирлар титрашдан муҳофазалаш объекти билан боғланган тебраниш манбаи нуқталарининг тезланишлари *a(t),* уларнинг тезликлари *υ(t)* ҳамда силжишлари *s(t)* билан ажралиб туради. Титраш таъсирлари кўчмас (стационар), кўчма (ностационар) ва тасодифий турларга бўлинади. Гармоник таъсир кўчмас титраш таъсирларининг оддий туридир. Қуйидаги вақт функцияси орқали ифодаланиши мумкин бўлган жараён гармоник жараён дейилади:

$$x(t) = X_0 \sin(\omega_0 t + \psi), \qquad (13.1)$$

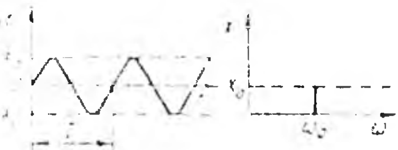
бунда, X_0 — амплитуда; ω_0 — частота; у — бошланғич фаза; t — вақт.

Гармоник жараён тадқиқ қилинганда кўпинча бошланғич фаза ҳисобга олинмайди ва (13.1) тенглама қуйидаги кўринишда ёзилиди:

$$x(t) = X_0 \sin \omega_0 t. \qquad (13.2)$$

(13.2) ифода график тарзда вақт функциясида (13.2а)-шакл ёки амплитуда-частота характеристикаси — частота спектри (13.2б)-шакл кўринишида берилиши мумкин. Моддий нуқтанинг бир марта тўла тебраниши содир бўлиши учун кетган вақт *T* давр дейилади. Частота ва давр $T=2\pi/\omega_0$ муносабат орқали боғланади. Частота спектри берилган частотадаги амплитуданинг битта ташкил этувчиси орқали кўрсатилади.

Бундай спектр дискрет ёки чизиқли спектр, деб аталади. Гармоник кучлар таъсирида бўлган тебранма системаларга мисол қилиб мувозанатланмаган ротор, поршенли машиналар, мувозанатланмаган ричагли механизмлар ва шу кабиларни кўрсатиш мумкин. Даврий механизмлари бўлган маши-



а) **б)**

13.2-шакл.

наларнинг барқарор ҳаракатида даврий механик таъсирлар вужудга келади:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t). \qquad (13.3)$$

Кўпгина замонавий техник объектларда учраб турадиган титраш уйғонишлари одатда полигармоник тарзда бўлади, бунга кўп сонли мустақил титратиш манбалари мавжудлиги ҳамда айрим жараёнларнинг (масалан, реактив двигателда ёниш жараёни, жисмга турбулент оқимнинг таъсири, портлаш ва зарбли жараёнлар) номунтазамлиги сабаб бўлади. Бундай титраш жараёнлари ушбу кўринишдаги чексиз (ёки чекланган) миқдордаги k сонли гармоник ташкил этувчилар йиғиндиси тарзида намоён бўлиши мумкин:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_1 t + b_k \sin k\omega_1 t) \qquad (13.4)$$

бу ерда

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

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

Полигармоник жараённи бошқа усулда ҳам ёзиш мумкин:

$$x(t) = X_0 + \sum_{k=1}^{\infty} X_k \sin(k\omega_1 t + \psi_k), \qquad (13.5)$$

бу ерда,

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

(13.5) формула таҳлилидан келиб чиқадики, полигармоник жараён доимий X_0 қўшилувчидан ҳамда чексиз (ёки чекланган) миқдордаги синусоидал ташкил этувчилардан иборат бўлади. Синусоидал ташкил этувчилар гармониклар деб аталади ва X_k амплитудалар ва y_k бошланғич фазаларга эга бўлади. Ҳамма гармониклар, частоталари асосий ω_1 частотага киради. Одатда титрашдан муҳофазаланувчи объект айнан полигармоник уйғонишга дучор бўлади ва шу сабабли ҳақиқий жараёнларни оддий гармоника функцияси орқали ифодалаш етарли бўлмайди. У ёки бу жараённи гармоника турларининг

бирига киритилганда амалда полигармоник жараён ҳисобланган жараённинг тахминий тасаввури назарда тутилади. Масалан, машиналарнинг титраш спектрлари асосий иш частотаси билан бир қаторда каррали частоталарнинг жадал гармоник ташкил этувчиларига ҳам эга бўлади. **Кўчма** титратувчи таъсирларни кўпинча манбаларда содир бўлувчи ўтиш жараёнлари вужудга келтиради. Масалан, **шиғов** олиш жараёнида мувозанатланмаган роторли двигатель корпусига бўладиган куч таъсири тахминан қуйидагича ифода билан тавсифланиши мумкин:

$$x = a(\omega)\cos\omega(t)t \qquad (13.6)$$

бунда, $\omega(t)$ – ротор бурчак тезлигининг ўзгариш қонуни.

Замонавий техник объектларда вужудга келадиган полигармоник таъсирлар частотасининг чегаралари жуда кенг. Чегаралари бир неча октавадан ошиб кетадиган $|\omega_{max/min} > 10|$ полигармоник таъсир кенг доирадаги таъсир дейилади; агар таъсирнинг чегаралари жараённинг ўртача частотасига қараганда кам бўлса, бундай таъсир тор доирадаги таъсир дейилади. Тор доирадаги таъсир тепиш тарзида намоён бўлади. Титрашдан муҳофазалаш масалаларини ҳал қилишда механик таъсир доирасининг кенглигини ҳисобга олиш биринчи даражали аҳамиятга эга. Хусусан, ҳимоя қилинувчи объектнинг динамик нусхаси (ҳисоблаш схемаси) таъсир доирасининг кенглигига қараб танланади; уни танлашда таъсир спектри соҳасида жойлашувчи объектнинг хусусий частоталари эътиборга олиниши лозим.

Гармоник ёки полигармоник уйғониш каби **тасодифий титраш** уйғонишларини ҳам кўпинча олдиндан тўла равишда башорат қилиб бўлмайди. Масалан, газ оқимининг аэродинамик шовқини, суюқликнинг трубопроводда тўхтаб-тўхтаб оқиши, устига бир қанча агрегат ўрнатилган платформаларнинг титраши, ишқаланувчи жуфтликларнинг ғадир-будирлигидан келиб чиқадиган титраш каби жараёнлар ўз табиатига кўра стохастикдир. Ушбу жараёнларни мунтазам функциялар орқали тахминий ифодалаб (аппроксимациялаб) бўлмайди. Стохастик сигнал олдиндан график тарзда берилиши мумкин эмас, чунки у тасодифийлик элементларини ўз ичига олувчи жараён билан боғлангандир. Қисқа муддатли механик таъсирлар **зарбли** таъсирлар дейилади. Уларда кучнинг энг юқори қиймати жуда катта бўлади. Зарб вақти-

даги кучнинг, куч моменти ёки тезланишнинг вақтга боғлиқлигини ифодаловчи функция зарб кўриниши дейилади. Зарбнинг давомлилиги ва амплитудаси, яъни зарб вақтидаги механик таъсирнинг энг катта қиймати зарб кўринишининг асосий характеристикаларидир.

Зарб кўринишидаги кинематик уйғонишлар манбаининг ҳаракат тезлиги кескин ўзгарганда (масалан, самолёт ерга қўндирилганда, ракета учирилганда, автомобиль ғилдираги чуқурликка тушиб қолганда ва ҳоказо) юз беради. Кўпинча бу ҳодисалар манба конструкцияларининг тебранишига ҳамда титраш таъсирининг вужудга келишига олиб келади. Баъзи ҳолларда зарбли таъсирни манба ҳаракат тезлигининг «оний» ўзгаришидан ёки куч ва моментларнинг «оний» қуйилишидан иборат бўлган классик зарба деб қараш мумкин. Бундай ҳолларда

$$x(t) = \Delta q \delta t,$$

бунда, Δq — зарб вақтида тезликнинг, куч импульсининг ёки куч моментининг ортиши. Зарбнинг давомлилиги объектнинг хусусий тебранишлари даврларининг энг кичигидан анча кам бўлгандагина шундай деб қараш мумкин. Қолган ҳолларда зарб кўринишини ҳисобга олиш зарур; у одатда табиий шароитда тўғридан-тўғри ўлчаш орқали аниқланади.

13.2. ТИТРАШНИНГ САЛБИЙ ОҚИБАТЛАРИ

Турли техник объектлар (машиналар, асбоблар, аппаратлар) ва инсонга механик таъсирларнинг оқибатини кўриб чиқамиз.

1. Линиядаги ўта юкланишлар таъсири объектнинг статик юкланишига эквивалентдир. Баъзи ҳолларда, айниқса, объектда куч орқали боғланадиган бирикмалар мавжуд бўлганда линиядаги ўта юкланиш таъсири системанинг ишини издан чиқариш (электр контактларнинг пружиналари ажралиши, релели қурилмалар ноўрин ишлаб кетиши ва ҳоказо) мумкин.

2. Титраш таъсирлари техник объектлар учун энг хавфли бўлади. Титраш таъсирларидан келиб чиқадиган ҳар хил ишора-

ли зўриқишлар материалнинг толиқиши туфайли дарз кетишига ва емирилишига сабаб бўлади. Механик системаларда толиқиб зўриқишдан ташқари, титраш туфайли вужудга келадиган бошқа ҳодисалар ҳам, масалан, қўзғалмас бирикмаларнинг аста-секин бўшашиши («лиқиллаб қолиши») кузатилади. Титраш таъсирида машина деталларининг бирикмаларидаги туташ юзаларнинг бир-бирига нисбатан силжиб қолишига (оз миқдорда) олиб келади, бунда уринувчи деталлар юза қатламларининг структураси ўзгаради, улар ейилади, натижада бирикмадаги ишқаланиш кучи камаяди, бу эса объектнинг диссипатив хусусиятлари, ўз частотаси ўзгаришига сабаб бўлади ва ҳоказо.

Агар механизмда тирқишли (зазорли) қўзғалувчан бирикмалар мавжуд бўлса (масалан, механизмлардаги кинематик жуфтликлар), титраш таъсирлари туташ юзаларнинг ўзаро урилишига олиб келиши, бу эса уларнинг емирилишига ва шовқиннинг кучайишига сабаб бўлиши мумкин. Кўп ҳолларда титраш таъсирида объектнинг емирилиши резонанс ҳодисалар вужудга келиши билан боғлиқ бўлади. Шу сабабли объектда резонансни вужудга келтирувчи гармоника полигармоник таъсирларнинг энг хавфлисидир.

3. Зарбли таъсирлар ҳам объектнинг емирилишига сабаб бўлиши мумкин. Зарб туфайли шикастланиш кўпинча мўрт емирилиш тарзида бўлади. Бироқ кўп марта такрорланувчи зарблар толиқиш натижасидаги емирилишга ҳам олиб келиши мумкинки, бу ҳол айниқса, даврий зарбли таъсир объектнинг резонанс тебранишларини вужудга келтиришга қодир бўлганда содир бўлади.

4. Титраш ва зарбли таъсирлар объектнинг емирилишини вужудга келтирмаган ҳолда уларнинг ишини издан чиқариши мумкин. Масалан, металл қирқувчи дастгоҳлар ва бошқа технологик ускуналарнинг турли манбалар таъсирида титраши ишлов бериш аниқлиги ва тозалигининг пасаювига, шунингдек, технологик жараёнларнинг бошқа бузилишларига олиб келади.

Механик таъсирлар ҳаракати бошқариш системаларига ўрнатиладиган ҳамда ҳаракат параметрларини ўлчаш учун хизмат қиладиган асбобларнинг аниқлигини анчагина ўзгартиради. Титраш ва зарб таъсирида гигроскопик асбоблар билан ўлчашда хатолар кескин ошади, маятник типидаги ўлчаш қурилмалари бўлган асбобларда ноль ҳолатга қайтишга мойиллик пайдо бўлади.

Емирилиш ёки тузатиб бўлмайдиган бошқа ўзгаришлар билан боғлиқ бўлмаган объект ишининг бузилиши — **ишламай қолиш** дейилади. Объектнинг механик таъсирлар натижасида емирилмаслик хусусияти **титрашга чидамлилик,** деб унинг меъёрида ишлаш хусусияти эса **титрашга турғунлик,** деб аталади.

5. Турли типлардаги машиналар ва қурилмалар ишлаётганда вужудга келадиган титраш манбаи яқинида турган ёки у билан бевосита алоқада бўлган одамларга зарарли таъсир кўрсатади. Титраш инсон-операторнинг физиологик ва функционал ҳолати издан чиқишига сабаб бўлади. Бунинг натижасида юз берган турғун физиологик ўзгаришлар титраш касаллиги, деб аталади. Функционал ўзгаришлар кўриш қобилиятининг пасаювида, вестибуляр аппарат реакциясининг ўзгаришида (ҳаракатлар мувофиқлиги бузилади, гавданинг ҳолатига боғлиқ бўлган галлюцинациялар вужудга келади ва ҳоказо) ҳамда тез чарчашда намоён бўлади.

Титраш, биринчи навбатда, қўлда бошқариладиган механизациялаштирилган ускуналардан фойдаланувчи ишчиларга титраш машиналарда (қозиқ, труба ва шу кабиларни титратиб қоқадиган, титратиб боғлайдиган, титратиб штамплайдиган машиналар, титрама конвейрлар, титрама ғалтаклар, титратиб зичлагичлар, титратиб ажратгичлар, суюқ металлни титраткичлар, титратиб тозалаш воситалари ва ҳоказо), шунингдек, кўпгина қурилиш, йўл ва қишлоқ хўжалиги машиналарида (бульдозерлар, грейдерлар, скреперлар, тракторлар, комбайнлар ва ҳоказо) ишлайдиган ходимларга зарарли таъсир кўрсатади. Таркибида мувозанатланмаган ҳаракатланувчи элементлари бўлган машина ва механизмларни, шунингдек, ҳамма турдаги транспорт воситаларини ишлатувчи ходимларга титраш камроқ таъсир кўрсатади. Кўрсатиб ўтилган ҳолларда титрашнинг инсонга зарарли таъсирини чеклаш зарурияти туғилади.

Кишилар учун мумкин бўлган динамик таъсирлар санитария меъёрлари ва қоидаларида белгиланган. Инсон-операторни титрашдан якка тартибда ва комплекс тарзда ҳимоялашнинг самарали усуллари ва воситаларини яратиш **замонавий техниканинг энг муҳим техник-иқтисодий ва социал вазифаларидан биридир**.

13.3. ТИТРАШДАН МУҲОФАЗАЛАШНИНГ АСОСИЙ УСУЛЛАРИ

Объектнинг тебраниш жадаллигини қуйидаги усуллар ёрдамида камайтириш мумкин:

Манбанинг титраш активлигини пасайтириш. Уйғотиш манбалари томонидан тебранишларнинг вужудга келтирилиш сабаблари турлича бўлиши мумкин. Уйғотувчи омилларни икки группага бўлиш қулай. Биринчи группага кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш билан боғлиқ бўлган ҳодисалар киради. Ушбу группа омилларининг титраш активлигини камайтириш ишқаланувчи юзалар материалларининг хусусиятларини ўзгартириш билан боғланган бўлиб, бунга ҳар бир хусусий ҳол учун хос бўлган усуллар ёрдамида, масалан, махсус мойловчи материалларни қўллаш билан эришиш мумкин.

Уйғотувчи омилларнинг иккинчи группаси жисмларнинг ҳаракати (роторларнинг айланиши, механизм бўғинларининг сурилиши) билан боғланғандир.

Бу ҳолда манбанинг титраш активлигини камайтиришга ҳаракатланувчи массаларни мувозанатлаш орқали динамик реакция кучларини камайтириш йўли билан эришилади.

Объект конструкциясини ўзгартириш. Тебранишни камайтиришнинг барча механик системалар учун умумий бўлган икки усулини кўрсатиш мумкин. Биринчи усул, резонанс ҳодисаларини бартараф этишдан иборат. Агар объект чизиқли хусусиятларга эга бўлса, у ҳолда вазифа унинг хусусий частоталарини керагича ўзгартиришдан иборат бўлади. Чизиқсиз хусусиятли объектлар учун резонанс ҳодисаларининг бўлмаслиги шарти бажарилиши лозим. Иккинчи усул, объектда механик энергиянинг ютилишини кучайтиришга асосланган. Титрашдан муҳофазалашнинг сўндириш (демпферлаш), деб аталувчи ушбу усули кейинроқ кўриб чиқилади.

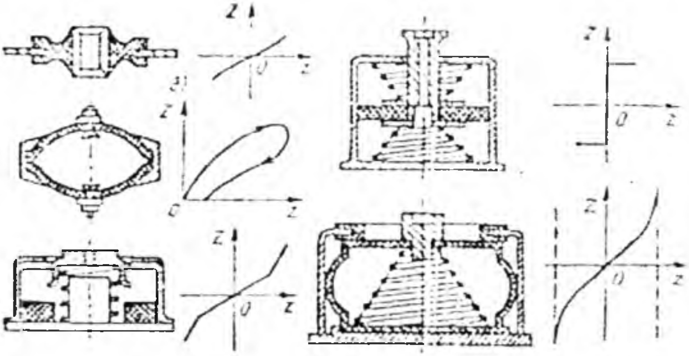
Тебранишларни динамик сўндириш. Динамик тебранишларни сўндиргич (қисқача – сўндиргич) объектнинг сўндиргич уланадиган нуқталарига қўйиладиган қўшимча динамик таъсирларни вужудга келтиради. Динамик сўндириш сўндиргичнинг шундай параметрларини танлаб амалга оширадики, бунда ушбу қўшимча таъсирлар манба вужудга келтирувчи динамик таъсирларни қисман мувозанатлайди.

Титрашдан изоляциялаш. Титрашдан изоляциялашда манба ва объект орасидаги боғламалар бўшаштирилади, натижада объектга узатилувчи динамик таъсирлар камаяди. Боғламаларнинг бўшаштирилиши, одатда, бир қанча номақбул ҳодисалар пайдо бўлишига олиб келади: объектнинг статик силжишлари кўпаяди, паст частотали таъсирларда ҳамда зарбларда нисбий тебранишлар амплитудалари ортади, системанинг ташқи ўлчамлари катталашади. Шу сабабли титрашдан изоляциялашни титрашда муҳофазалаш усули сифатида қўллаш кўп ҳолларда қўйиладиган ҳамма талабларни қаноатлантирадиган ечимни топиш билан боғлиқдир.

Титрашдан муҳофазалаш қурилмалари ва уларнинг самарадорлиги. Демпферлар, динамик сўндиргичлар ва титраш изоляторлари биргаликда титрашдан муҳофазалаш қурилмаларини ташкил қилади. Инерцион, эластик ва диссипатив элементлардан ташкил топувчи қурилмалар **пассив** қурилмалардир. **Актив** қурилмалар, кўрсатиб ўтилганларидан ташқари, механик бўлмаган элементларни ўз ичига олади ва одатда мустақил энергия манбаига эга бўлади. Титрашдан муҳофазалаш системанинг самарадорлигини титрашдан муҳофазаловчи қурилма объектнинг бирорта ўзига хос параметри қийматини бундай қурилмаси бўлмаган объектнинг айни шу параметри қийматига бўлиш билан баҳолаш қабул қилинган. Бундай нисбат титрашдан муҳофазалашнинг **самарадорлиги коэффициенти,** деб аталади.

Титрашдан муҳофазаловчи системанинг элементи бўлмиш **виброизолятор** ёки амортизаторнинг энг муҳим қисми эластик элементдир. Ички ишқаланиш натижасида эластик элементда тебранишларнинг сўниши (демпферланиши) содир бўлади. Бундан ташқари, амортизаторларнинг қатор конструкцияларида тебранишлар энергиясини сўндириш учун махсус **сўндирувчи** (демпферловчи) қуриламалр қўлланилади. Амортизаторнинг динамик хусусиятлари унинг статик хусусиятларига кўп жиҳатдан боғлиқ, лекин уларнинг ҳар иккиси ҳам чизиқсиздир. Амортизатор хусусиятларининг чизиқсизлиги қатор сабаблар: эластик элемент (масалан, резина) хусусиятларининг чизиқсизлиги, эластик элементдаги ички ишқаланиш, амортизаторда чекловчи тираклар, қуруқ-ланин ишқаланиш демпферлари, чизиқсиз пружиналар ва шу каби конструктив элементларнинг мавжудлиги билан тушунти-

рилади. 13.3-шаклда турли амортизаторлар ҳамда уларнинг куч хусусиятлари тасвирланган (абсциссалар ўқи силжишни, ординаталар ўқи реакция кучини билдиради): *а* — резина-металл амортизатор; *б* — турли амортизатор; *в* — юришни чекловчи эластик элементлари бўлган амортизатор; *г* — демпферли амортизатор; *д* — конуссимон пружинали амортизатор.



13.3-шакл.

Ҳар қандай амортизаторда шундай учта ўзаро перпендикуляр *x*, *y*, *z* йўналишларни белгилаш мумкинки, амортизаторни маҳкамлаш нуқтаси ана шу йўналишлардан бири бўйича силжиганда унга қарама-қарши йўналишда амортизаторнинг реакция кучи вужудга келади. Бундай йўналишлар бош йўналишлар дейилади. Агар амортизатор реакциясининг бош йўналишларига проекцияларини *X*, *Y*, *Z* лар орқали белгиласак ва мавжуд амортизаторнинг эластиклик ва сўндириш хусусиятларини ҳисобга олсак, у ҳолда қуйидагиларни фараз қилиш мумкин: бош йўналишлар бўйича реакция кучлари фақат мос тарздаги силжишларга ҳамда уларнинг вақт бўйича биринчи ҳосилаларига боғлиқ бўлади. У ҳолда,

$$X = X(x, \dot{x}), Y = Y(y, \dot{y}), Z = Z(z, \dot{z}) \qquad (13.7)$$

функциялар амортизаторларнинг динамик хусусиятлари дейилади.

Амортизацияланадиган объектнинг мувозанат ҳолатига яқин кичик тебранишларини таҳлил қилишда *x*, *y*, ва *z* силжишларни кам, деб ҳисоблаш ҳамда (13.7) динамик ху-

сусиятларни Маклорен қаторига ёйилган ва биринчи тартибдан юқори бўлган ҳадларни ташлаб юборган ҳолда уларни чизиқли кўринишга келтириш мумкин:

$$X(x,\dot{x}) \approx c_x x + k_x \dot{x}, \qquad Y(y,\dot{y}) \approx c_y y + k_y \dot{y},$$

бу ерда,

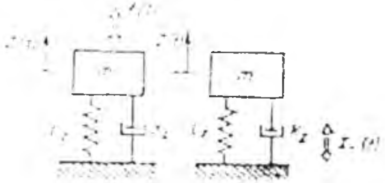
$$Z(z,\dot{z}) = c_z z + k_z \dot{z}. \qquad (13.8)$$

$$C_x = \frac{\partial X}{\partial x}(0,0); \quad c_y = \frac{\partial Y}{\partial y}(0,0); \quad c_z = \frac{\partial Z}{\partial z}(0,0)$$

лар амортизаторнинг бош йўналишларидаги бикрлик коэффициентларидир,

$$k_x = \frac{\partial X}{\partial \dot{x}}(0,0); \quad k_y = \frac{\partial Y}{\partial \dot{y}}(0,0); \quad k_z = \frac{\partial Z}{\partial \dot{z}}(0,0)$$

эса сўндириш коэффициентларидир.



13.4.-шакл.

m массали амортизацияланувчи объектнинг (13.4 а-шакл) кичик тебранишларини кўриб чиқамиз. Амортизацияланувчи системанинг ҳаракат тенгламасини келтириб чиқариш учун Даламбер принципидан фойдаланиш мумкин. t вақтнинг исталган вақтида кузатилаётган координатанинг z қийматида m массага амортизаторнинг $Z(z,\dot{z})$ реакцияси таъсир қилади. (13.8) тенгламага асосан, m массага қўйилган кучлар ва $m\ddot{z}$ инерция кучининг йиғиндисини нолга тенглаштириб m масса ҳаракатини ҳосил қиламиз:

$$m\ddot{z} + k_z \dot{z} + c_z z = 0 \qquad (13.9)$$

Мос равишдаги характеристик тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$ms^2 + k_z s + c_z = 0 \qquad (13.10)$$

Унинг илдизлари

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

(13.9) тенгламанинг умумий ечими қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\zeta = A_1 e^{S_1 t} + A_2 e^{S_2 t},$$

бунда, A_1 ва A_2 – бошлангич шартларга боғлиқ бўлган ихтиёрий ўзгармас миқдор; $S_{1,2}$ — (13.10.) ҳарактеристик тенгламасининг илдизлари; қулайлик учун уларни қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

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

бунда,

$$c_z / m = \omega_0^2; \qquad k_z / (2\sqrt{c_z m}) = \xi;$$

ω_0 — амортизацияланаган системанинг хусусий частотаси; K – ўлчамсиз сўниш коэффициенти.

13.4 б-шаклда пойдеворни $\zeta_n = Z_0 \sin\omega t$ тебранишлардан муҳофаза қилиш учун амортизация системасининг схемаси берилган.

13.4. МАШИНАЛАРДА ЭЛАСТИК БЎҒИНЛАРНИНГ ДИССИПАТИВЛИК ХУСУСИЯТЛАРИ

Диссипатив кучлар. Эластик система тебранганда энергия атроф-муҳитга, шунингдек, эластик элемент материалининг ўзида ва конструкция деталларининг бирикиш жойларида тарқалиб исроф бўлади. Бундай исрофларга эластик бўлмаган қаршилик кучлари – диссипатив кучлар сабаб бўлади; уларни енгиш учун тебранувчи системанинг ёки тебранишни вужудга келтирувчи манбанинг энергияси узлуксиз ва қайтмас тарзда сарфланади. Диссипатив кучларни тавсифлаш учун диссипатив кучларнинг тебранувчи система массаларининг ҳаракат тезлигига ёки эластик элементнинг деформациялаш тезлигига боғлиқлигини билдирувчи хусусиятларидан фойдаланилади. Кучнинг хусусияти турли қаршилик кучларининг табиатига кўра аниқланади. Диссипатив кучларнинг энг кенг тарқалган хусусиятлари 13.5-шаклда кўрсатилган.

Қовушқоқ қаршилик (13.5-шакл, а) қаршилик коэффициенти b_1 билан ифодаланади ва қуйидаги ифода орқали тавсифланади:

$$F_2(x) = b_1 \dot{x} \qquad (13.11)$$

Бундай хусусиятга диссипатив кучлар эга бўлади. Улар қовушқоқ муҳит (газ ёки суюқлик)даги, шунингдек, баъзи гидравлик демпферлардаги кичик тебранишларда юзага келади.

Титраш тезлиги катта бўлганда диссипатив куч билан тезлик орасида квадратик боғлиқлик мавжуд бўлади:

$$F_{Д}(\dot{x}) = b_2 \dot{x}^2 \, sgn\,\dot{x} \qquad (13.12)$$

Кўпинча демпферлар конструкцияларида қуруқлайин ишқаланиш элементидан фойдаланилади, унинг хусусияти (13.5-шакл) б) қуйидаги кўринишдадир:

$$F_{Д}(\dot{x}) = b_0 \, sgn\,\dot{x} \qquad (13.13)$$

бунда, $b_0 = const$ — қуруқлайин ишқаланиш кучи.

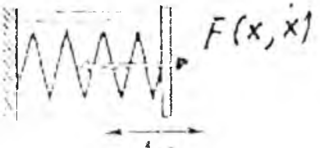
Келтирилган ҳамма боғлиқликларни чизиқсиз ягона хусусият орқали кўрсатиш мумкин:

$$F_{Д}(\dot{x}) = b_\mu |\dot{x}|^M \, sgn\,\dot{x} \qquad (13.14)$$

бунда, m, b_m - ўзгармас миқдорлар. m нинг қиймати *1,2* ва *0* га тенг бўлганида мос равишда (13.11) – (13.13) хусусиятларга эга бўламиз.

Гистерезис. Кўп ҳолларада яхлит кучни эластик ва диссипатив кучларга ажратиш шартли бўлади. Бошқа ҳолларда эса мутлақо бундай қилиб бўлмайди. Бу гап даставвал эластик элемент материалидаги ички ишқаланиш кучларига ва қўзғалмас (парчин михли, резбали, прессланган ва ҳоказо) бирикмалар деформацияланганда энергиянинг камайиши билан боғлиқ бўлган конструкцияни сўндириш кучларига таааллуқлидир.

13.5-шакл.



13.6-шакл.

Агар эластик, диссипатив элементни (13.6-шакл) даврий тарзда деформацияланишини, айтайлик,

$$x = a\cos\omega t \qquad (13.15)$$

қонуният бўйича амалга оширсак, у ҳолда куч – силжиш диаграммасида (13.7-шакл) турли юкланиш ва юксизланиш чизиқларини кўрамиз. Бу ходиса **гистерезис,** деб аталади. Гистерезис ҳалқаси билан чегараланган юза деформацияланишнинг бир даврида йўқолган энергияни ифодалайди ва диссипатив кучлар бажарган ишни аниқлайди:

$$\Psi = \oint F(x,\ \dot{x})dx = \int_0^T F_l(\dot{x})\dot{x}dt \qquad (13.16)$$

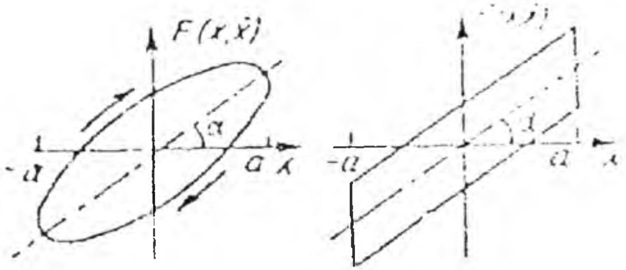
бунда, $T=2\pi/\omega$ - деформацияланиш даври.

Масалан, эластик диссипатив элементнинг динамик хусусияти қуйидаги кўринишга эга бўлсин:

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

бунда, $F_y(x)=cx$ — чизиқли эластик ташкил этувчи. Чизиқли диссипатив кучга эга бўлган (13.11) бундай элементнинг гистерезис ҳалқаси (13.15) қонуният бўйича деформацияланганда эллипс шаклини олади (13.7-шакл, а). Эллипс катта ўқининг a огиш бурчаги элементнинг бикрлигини ифодалайди: $c=tg\alpha$. Бир даврда (13.15) исроф бўлган энергия

$$\Psi = \int_0^T b_1\dot{x}^2(t)dt = b_1(a\omega^2)\int_0^T \sin^2\omega t dt = \pi a^2\omega b_1$$



13.7-шакл.

13.7б-шаклда қуруқлайин ишқаланиш (13.13) элементининг гистерезис ҳалқаси кўрсатилган. Унинг учун йўқотилган энергия қуйидагича топилади:

$$\Psi = 4ab_1 \qquad (13.17)$$

Диссипатив хусусияти (13.14) формула кўринишида бўлган элемент учун бир даврда йўқотилган энергия қуйидагига тенг:

$$\Psi = k_{\mu} a^{\mu+1} \omega^{\mu} b_{\mu} \tag{13.18}$$

бу ерда, $k_{\mu} = \int_0^{\pi} |sin\tau|^{\mu+1} d\tau$.

Эластик диссипатив система тебранганда энергиянинг исрофи **ютилиш коэффициенти** орқали баҳоланади. Хусусияти чизиқли эластик бўлган эластик элементнинг П потенциал энергияси

$$П = ca^2 / 2$$

ютилиш коэффициенти

$$\psi = 2\Psi /(ca^2)$$

(13.17) – (13.18) формулаларга асосан ва диссипатив кучлар хусусиятининг турига кўра ютилиш коэффициенти қовушқоқ сўндиришда (13.11) частота функцияси бўлади:

$$\psi = 2\pi b_{1}\omega / c$$

қуруқлайин ишқаланишда (13.13.) амплитуда функцияси бўлади:

$$\psi = 8b_0 /(ca)$$

умумий ҳолда эса амплитуда ва частота функцияси бўлади:

$$\psi = 2k_{\mu} a^{\mu-1} \omega^{\mu} b_{\mu} / c .$$

Диссипатив хусусиятлари юқорида баён этилган усуллардан бири бўйича берилган системанинг (13.15) формула кўринишидаги даврий тебранишларини аниқлашда берилган $F(x, \dot{x})$ динамик хусусият унга эквивалент бўлган эластик қовушқоқ нусха билан алмаштирилади:

$$F(x, \dot{x}) \approx cx + b\dot{x} \tag{13.19}$$

Эквивалент сўндириш коэффициенти b шундай танланадики, бунда дастлабки ҳамда алмаштирувчи схемалар бир хил ютиш қобилиятига эга бўлади. Чизиқли эквивалент демпфер йўқотган энергия (13.16)

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

Эркинлик даражаси битта бўлган системанинг мажбурий тебраниши. m массанинг ҳаракат тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$m\ddot{x} + cx + F(\dot{x}) = Q_0 cos(\omega t - \varphi) \tag{13.20}$$

(13.15) тенглама ечимини топиб ҳамда (13.19) формуладаги $F(\dot{x})$ чизиқсиз функцияни чизиқли ҳолга келтириб, (13.20) тенглама ўрнига ушбуни ҳосил қиламиз:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = a_0 \cos(\omega t - \varphi) \qquad (13.21)$$

Чизиқли кўринишга келтирилган (13.21) тенгламани ечиб амплитуда топилади:

$$a = \frac{Q_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{b\omega}{c}\right)^2}}$$

бунда $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ - системанинг хусусий частотаси.

b катталик амплитуда ва частота функциясидир, яъни *b=b(a,ω)*. Шу сабабли ушбу муносабат умумий ҳолда ечими изланаётган амплитудани аниқлайдиган тенглама бўлади. $\omega \approx \omega_0$ частотали кичик сўндиришда эришилинадиган резонанс амплитудаси учун

$$a_{рез} = Q_0 / (b\omega_0) \qquad (13.22)$$

Чизиқли система учун (13.22.) муносабатни қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$a_{рез} = \pi Q_0 / (c\delta)$$

бунда, $d=2\pi n/\omega_0$ — тебранишларнинг логарифмик декременти; $n=b/(2m)$ — сўндириш коэффициенти.

Материаллардаги ички ишқаланишини ҳисобга олиш. Кўпгина материалларнинг ютиш хусусиятлари деформацияланиш частотасига боғлиқ эмаслиги тажрибалар ўтказиб аниқланган. Шу сабабли материалнинг ютиш (диссипатив) хусусиятларини ютиш коэффициенти *г* орқали ёки у билан *γ=2d* тенглик воситасида боғланган тебранишларнинг логарифмик декременти *d* орқали ифодалаш қулай. Одатда, тажриба йўли билан аниқланадиган мазкур катталиклар нисбий деформациялар, нормал ёки уринма зўриқишлар амплитудалари кўринишида берилади.

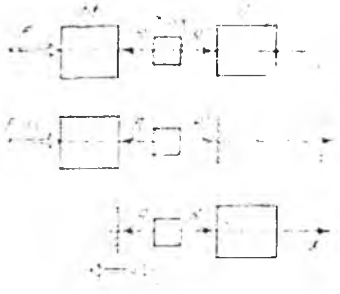
Қўзғалмас бирикмалардаги конструкцион сўндириш. Механик системанинг тебранишларига ташқи сўндирувчи омиллар билан бир қаторда конструкциянинг ўз ичида содир бўладиган энергетик исрофлар (кострукцион сўндириш) ҳам сезиларли таъсир курсатиши мумкин. Бундай исрофлар ишқа-

ланиш натижасида кинематик жуфтликларда, шунингдек, прессланган, шлицли, резбали, парчин михли ва шу каби бирикмаларда юз беради. Бундай бирикмаларни қўзғалмас, деб аташ қабул қилинган бўлса-да, амалда эса улар юкланганда уриниш юзалари бўйича кичик сирпанишлар муқаррар равишда юз беради; мос равишдаги нисбий силжишлар чоғида ишқаланиш кучлари иш бажаради.

Бирикмаларнинг фақат айрим оддий схемаларида бир давр ичида ютиладиган энергияни назарий ҳисоблашлар ёрдамида ҳисоблаб чиқиш мумкин. Қанча энергия ютилишини тажриба йўли билан ё кўп гармоникали мажбурий тебранишлар тартибида резонанс чўққиси параметрларига кўра ёки эркин сўнувчи тебранишларга ўтказилган умумий уринма эгри чизиққа кўра анча аниқ аниқлаш мумкин.

13.5. ТИТРАШДАН МУҲОФАЗАЛАШ СИСТЕМАЛАРИНИНГ ХУСУСИЯТЛАРИ

Титрашдан муҳофазалаш системасининг ҳисоблаш нусхасида учта асосий қисмни ажратиб кўрсатиш мумкин: таъсир ҳосил қилиш манбаи (*М*), ҳимояланувчи объект (*О*) ва титрашдан изоляциялаш қурилмаси (*ТИҚ*). Энг оддий ҳолда манба ва объект қандайдир *x* ўқи бўйича илгариланма ҳаракатланувчи қаттиқ жисмлар, деб ҳисобланади. 13.8-шаклда титрашдан муҳофазалаш системасининг принципиал схемаси берилган: *а* — умумий ҳолатдагиси; *б* — $F=F(t)$ куч йўқотиладиган; *в* — $x=x(t)$ кинематик йўқотиладиганни. Системага қўйилган ташқи *F* кучлар (мажбрий кучлар), шунингдек, манба ва объект оралиғида жойлашган титрашдан изоляцияловчи ажратувчи қурилманинг манба ва объектга таъсир ўтказувчи *R* ва *R'* ички кучлари *x* ўқи бўйлаб йўналган ҳисобла-



13.8 шакл.

нади; шу билан бирга x ўқи титрашдан изоляцияловчи қурилманинг ўқи бўлиб ҳам хизмат қилади.

Кўп ҳолларда система жисмларидан биттасининг — манба ёки объектнинг массаси бошқа жисмнинг — мос равишда объект ёки манбанинг массасидан анча ортиқ бўлади. Бу ҳолда «катта» массали жисмнинг ҳаракати «кичик» массали жисмнинг ҳаракатига боғлиқ бўлмайди, деб ҳисобланиши мумкин. Хусусан, агар объект «катта» массага эга бўлса, одатда, у қўзғалмас деб ҳисоблапади; бу ҳолда системани манбага ташқи томондан қўйилган $F=F(t)$ тарзидаги ғалаёнлантирувчи (мажбурий) куч ҳаракатга келтирилади (13.8-шакл, б). Агар манба катта массага эга бўлса, у ҳолда $x=x(t)$ ҳаракат қонунини берилган деб ҳисоблаш мумкин; унинг ҳаракати объектнинг кинематик ғалаёнлантирувчиси ролини ўйнайди (13.8-шакл, в). Иккала ҳолда ҳам «катта» массага эга бўлган жисмни кўтариб (тутиб) турувчи жисм ёки асос деб, «кичик» массали жисмни қўйилувчи жисм, деб аташ мумкин.

13.8б-шаклда тасвирланган схемадан, одатда, бино, иншоот, тўсиқ ёки пойдеворларни уларга ўрнатилган ҳаракатлантирувчи қисмлари мувозанатланмаган машина ва механизмлар ёки бошқа бир титраш активлигига эга бўлган қурилмалар ҳосил қилувчи динамик таъсирлардан ҳимоялаш учун фойдаланиш мумкин. 13.8в-шаклда тасвирланган схемадан асбоблар, аппаратлар, аниқ механизмлар ёки дастгоҳларни, яъни титрашга сезгир бўлган ҳамда титровчи асосларга ёки ҳаракатланувчи объектларга ўрнатилувчи жиҳозларни титрашдан муҳофазалашда фойдаланилади.

Титрашдан изоляцияловчи қурилма титрашдан муҳофазалаш системасининг муҳим қисмидир; унинг вазифаси берилган ғалаёнланиш асосида шундай ҳаракат тартибини яратишдан иборатки, оқибатда объектни ҳимоялаш мақсади амалга ошадиган бўлсин. Кўп ҳолларда титрашдан изоляцияловчи инерцияловчи инерциясиз қурилмани ишлатиш натижасида бунга эришиш мумкин; бу қурилма 13.8-шаклда тасвирланган схемалар учун у бир ўқли титраш изоляция торидан иборатдир. Бундай титрашдан изоляцияловчи қурилмада R ва R' реакциялар қиймати бўйича ўзаро тенг бўлади ($R=R'$); қуйида кўриладиган оддий ҳол учун R реакцияни титрашдан изоляцияланиш тезлиги δ га пропорционал, деб ҳисоблаш мумкин:

$$R = c\delta + b\delta \qquad (13.23)$$

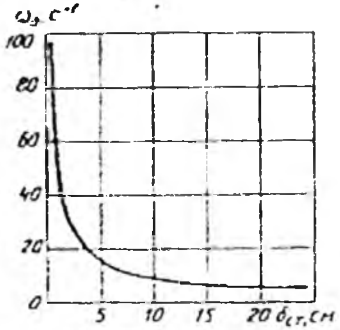
(13.23) муносабат титрашда изоляцияловчи инерциясиз оддий қурилманинг чизиқли хусусиятини ифодалайди; *c* ва *b* коэффициентлар мос равишда сўндириш бикрлиги ҳамда сўндириш коэффициенти, деб аталади. $b=0$ бўлганда (13.23) тенглама идеал эластик элементнинг (пружинанинг) хусусиятини, $c=0$ бўлганда эса чизиқли қовушқоқ демпфер хусусиятини ифодалайди. Шундай қилиб, (13.23) хусусиятли титрашдан изоляцияловчи қурилманинг нусхаси системанинг хусусий частотасини белгилайди:

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}$$

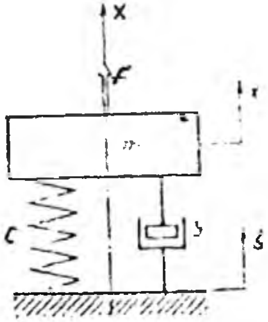
c нинг қиймати ω_0 билан қуйидаги формула орқали боғланган титрашдан изоляцияловчи қурилманинг статик деформацияланиши $d_{ст}$ ни (чиқишини) аниқлайди:

$$\omega_0 = \sqrt{g\,sin\alpha/\delta_{ст}}$$

бунда, $d_{ст}$ — ўқ бўйича йўналган статик *mgsina* юкланиш натижасида деформацияланиш; *m* — қўйилувчи жисмнинг массаси; *a* - титраш изолятори ўқининг уфққа нисбатан оғиш бурчаги. $\omega_0=\omega_0(d_{ст})$ муносабат 13.9-шаклда келтирилган.



13.9-шакл.



12.10-шакл.

Эркинлик даражаси битта бўлган энг оддий титрашдан муҳофазаловчи системанинг ҳисоблаш нусхаси 13.10-шаклда келтирилган; бу ерда, *m*, *x* — мос равишда қўйилувчи жисмнинг массаси ва координатаси; *F* — қўйилувчи жисмга таъсир этувчи куч; *c*, *b* — мос равишда титрашдан изоляцияловчи қурилманинг сўндириш бикрлиги ва сўндириш коэффициенти. Бундай системанинг сўндириш хоссалари сўндириш коэффициенти

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

ҳамда нисбий сўндириш

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

билан ифодаланади. $\nu = 1$ бўлганда системада критик сўндириш амалга ошади.

Титрашдан муҳофазалаш самарадорлиги. Гармоник уйғотишдаги самарадорлик коэффициентлари. Титрашдан муҳофазалаш самарадорлиги деганда титрашдан муҳофазалаш мақсадининг титрашдан муҳофазаловчи қурилма томонидан қай даражада амалга оширилганлиги тушунилади. Куч билан гармоник уйғонишда

$$F(t) = F_0 \sin\omega t; \quad \xi(t) = 0$$

бўлади. Бу ерда, F_0 ва ω - мос равишда мажбурловчи кучнинг амплитудаси ва частотаси; муҳофазалаш мақсади қўзғалмас объектга узатилувчи кучнинг R_0 амплитудасини:

$$R_0 = \frac{F_0\sqrt{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}$$

ёки манбанинг барқарорлашган мажбурий тебранишлар амплитудаси X_0 ни камайтиришдан иборат бўлиши мумкин:

$$X_0 = \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}$$

Кинематик

$$F(t) = 0; \quad \xi(t) = \xi_0 \sin\omega t$$

гармоник уйғотишда муҳофазалаш мақсади объектнинг абсолют тезланиш (ўта юкланиш) амплитудасини:

$$W = \frac{\xi_0\omega^2\sqrt{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}$$

ҳамда объектнинг асосга нисбатан тебранишлар амплитудасини камайтиришдан иборат бўлиши мумкин.

Титрашдан муҳофазалаш мақсадини амалга ошириш даражасини миқдорий жиҳатдан самарадорликнинг ўлчамсиз коэффициентлари қийматлари орқали ифодалаш мумкин. 13.10-шаклда тасвирланган ҳисоблаш нусхаси учун куч билан уйғотишда қуйидаги коэффициентлар киритилади:

$$k_k = R_0 / F_0; \quad k_x = cX_0 / F_0$$

Кинематик уйғотишда эса коэффициентлардан фойдаланилади:

$$k_k = W /(\omega^2 \xi_0); \qquad k_{x'} = X'_0 / \xi_0$$

k_R ва k_X катталиклар мос равишда титрашдан изоляциялаш коэффициенти ҳамда динамиклик коэффициенти, деб аталади.

k_R, k_X ва $k_{X'}$ ларнинг ўлчамсиз v ва $z=w/w_0$ параметрларга боғлиқлиги қуйидаги кўринишда бўлади:

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

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

Бикрликнинг ва сўндиришнинг эквивалент коэффициентлари. Титрашдан изоляцияловчи қурилма, одатда, мураккаб титраш изоляторини ҳосил қилувчи бир қанча титраш изоляторларининг бирикмаси тарзида ясалади. Маълум шароитларда бундай бирикманинг R реакцияси (13.23) муносабат орқали тахминий ифодаланиши мумкин, бу ерда, δ - бирикманинг умумий деформацияланиши. У ҳолда қурилаётган мураккаб титраш изолятори манба ва объектга таъсир қилиш маъносида оддий изоляторга эквивалент бўлади; $c_э$ ва $b_э$ коэффициентлар бикрликнинг ҳамда сўндиришнинг эквивалент коэффициентлари дейилади.

Полигармоник таъсирларда титрашдан муҳофазалаш системаларининг самарадорлиги. Тугал тригонометрик йиғинди кўринишида келтириладиган жараён полигармоник жараён дейилади. Масалан, кинематик тарздаги полигармоник уйғониш қуйидаги йиғинди орқали берилади:

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

бу ерда, x_{j0}, w_j, a_j — мос равишда j-гармониканинг амплитудаси, частотаси ва бошланғич фазаси. $x_{j0}(j=1,2...., n)$ рақамлар биргаликда таъсир амплитудаси спектрини ташкил қилади. Бунда титрашдан муҳофазалашнинг самарадорлиги шарти таъсирнинг ҳар бир гармоникаси самарадорлиги шартларини

ҳаммаси билан бир хил деб қаралади. Масалан, агар титрашдан муҳофазалаш мақсади объектнинг $max|x(t)|$ ўта юкланишини камайтириш бўлса, самарадорликнинг шарти n та тенгсизликнинг бажарилишига эквивалент бўлади: $k_{Rj}(v, z_j)\leq 1$, $(j=1,2, ..., n)$, бу эса системанинг берилган $z=z_j(j=1,2, ..., n)$ нуқталаридаги амплитуда-частота хусусиятларининг ординаталари чекланган бўлиши шарт, демакдир.

13.6. ТЕБРАНИШЛАРНИ ДИНАМИК СЎНДИРИШ

Тебранишларни динамик сўндириш усули титрашдан муҳофазаланувчи объектнинг титрашдаги ҳолатини ўзгартиш мақсадида унга қўшимча қурилмалар ўрнатишдан иборат. Динамик сўндиргичларнинг ишлаши объектга узатилувчи куч таъсирларини ҳосил қилишга асосланган. Динамик сўндириш титрашни камайтиришнинг бошқа усулидан, масалан, объектнинг бирор нуқтасини маҳкамлаш йўли билан унга қўшимча кинематик боғламалар киритиш усулидан шуниси билан фарқ қилади.

Динамик сўндиргич ўрнатиб объектнинг титрашдаги ҳолатини ўзгартириш тебраниш энергиясини объектдан сўндиргичга қайта тақсимлаш йўли билан ҳам, тебраниш энергиясининг ютилишини кучайтириш йўли билан ҳам амалга оширилиши мумкин. Биринчи усул системанинг эластик-инерцион хусусиятига тузатиш киритиш йўли билан объект – сўндиргич системасининг таъсир этаётган титрашдан ғалаёнланишлар частотасига нисбатан созланиши ўзгартириш орқали амалга оширилади. Бу ҳолда объектга ўрнатиладиган қурилмалар **инерцион динамик сўндиргичлар,** дейилади. Инерцион сўндиргичлар моногармоник ёки тор доирадаги тасодифий тебранишларни сўндириш учун қўлланилади.

Кенг доирадаги частотали титраш юкланишлари таъсир этганда эса иккинчи усулдан фойдаланган маъқул. У объектга сўндирувчи қўшимча махсус элементлар ўрнатиб, системанинг диссипатив хусусиятларини оширишга асосланган. Диссипатив динамик сўндиргичлар **тебранишли юритгичлар,** дейилади. Агар улар бир вақтнинг ўзида системанинг элас-

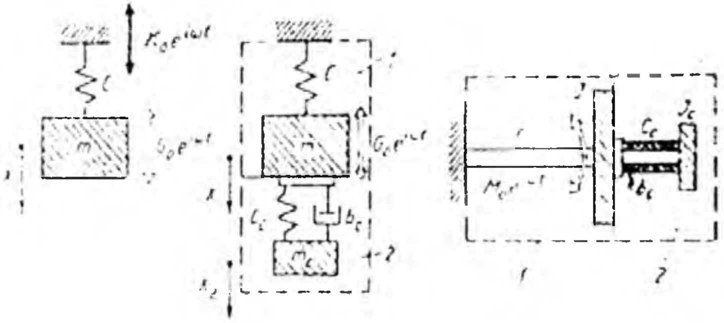
тик-инерцион ва диссипатив хусусиятларини ўзгартирадиган бўлса, у ҳолда улар **ишқаланувчи динамик сўндиргичлар,** дейилади.

Динамик сўндиргичлар конструктив жиҳатдан пассив элементлар (масалан, пружиналар, демпферлар) ҳамда ўз энергия манбаига эга бўлган актив элементлар асосида тайёрланиши мумкин. Кейинги ҳолда сўз электр, гидравлик ва пневматик усулда бошқарилувчи элементлар қўлланилган автоматик ростлаш системаларини татбиқ этиш устида боради.

Динамик сўндириш усулини ҳамма турдаги: бўйлама, эгилма, буралма ва бошқа тебранишлар учун қўллаш мумкин, бунда ўрнатилган қурилма ҳосил қиладиган тебраниш тури, одатда, сўндирилиши лозим бўлган тебранишлар турига ўхшаш бўлади.

Пружинали, бир массали инерцион динамик сўндиргич (13.11-шакл). Энг оддий динамик сўндиргич *2* (13.11-шакл, б) тебранишлари сўндириладиган объект *1* га тебранишларни сўндириш талаб қилинувчи нуқтада эластик тарзда бириктириладиган қаттиқ жисм кўринишида ясалади. Объектнинг сўндиргич билан бирга ҳаракатланишининг натижаловчи хусусиятларига сўндиргичдаги диссипатив йўқотишлар анчагина таъсир кўрсатади. 13.11а-шаклда тебранишлари сўндириладиган объект асосига *c* бикрликка эга бўлган чизиқли пружина ёрдамида маҳкамланган *m* масса билан моделлаштириладиган энг содда ҳол кўрсатилган.

Сўндиргичли система бўйлама тебранишларининг дифференциал тенгламаси қуйидаги кўринишга эга:



13.11-шакл.

$$m\ddot{x} + b_c(\dot{x} + \dot{x}_c) + cx + c_c(x - x_c) = G_0 e^{i\omega t};$$

$$m_c\ddot{x}_c + b_c(\dot{x}_c - \dot{x}) + c_c(x_c - x) = 0 \qquad (13.24)$$

бу ерда, x, x_c — массалар сурилишининг абсолют координаталари.

Буралма тебранишларни 13.11в-шаклда кўрсатилган схема бўйича динамик сўндиришда сўндирилувчи объект ва сўндиргич дискларининг абсолют бурилиш бурчаклари φ, φ_c га кўра ёзилган тенгламалар ҳам юқоридагига ўхшаш кўринишга эга бўлади:

$$\begin{aligned} J\ddot{\varphi} + b_c(\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_c) + c\varphi + c_c(\varphi - \varphi_c) &= M_0 e^{i\omega t}; \\ J_c\ddot{\varphi}_c + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}) + c_c(\varphi_c - \varphi) &= 0, \end{aligned} \qquad (13.25)$$

бу ерда, J, J_c — сўндирилувчи объект ва сўндирувчининг инерция моментлари; c, c_c — валларнинг буралишдаги бикрликлари; b_c — сўндиргичнинг парциал тебранишларидаги қовушқоқликка исрофлар коэффициенти; M_0 — сўндирилувчи система дискига тушувчи буровчи момент амплитудаси.

13.12-шаклда кўрилаётган сўндиргичли системанинг (13.11-шакл, б га қаранг) амплитуда-частота хусусиятлари келтирилган (*а* — сўндирилувчи объект учун, *б* — сўндиргич учун). Солиштириб кўриш мақсадида 13.12а-шаклда штрихли чизиқ билан объектнинг амплитуда-частота хусусияти (13.11-шакл, а га қаранг) чизилган. Танлаб олинган созланишда сўндиргичнинг ўрнатилиши натижасида эркинлик даражаси иккита бўлган шундай натижаловчи система ҳосил бўладики, унинг уйғониш частотаси антирезонансга тўғри келади. Бунда антирезонанс частотаси дастлабки системанинг резонанс частотасига ҳам мос келади. Агарда (13.24) да $b_c=0$ деб ва $F=F_0 coswt$ бўлса,

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + cX + C_c(X - X_c) &= F_0\cos\omega t \\ m_c\ddot{X}_c - C_c(X_c - X) &= 0 \end{aligned} \qquad (13.26)$$

Ушбу (13.26) системани фақат мажбурий тебранишлар бўйича ечимини кўрсак. Системанинг диссипатвилиги йўқлиги сабабали масса m ва m_c ни тебраниш частоталари ташқи F кучи ўзгариш частотаси билан мос тушиши ёки қарама-қарши фазаларда бўлади. Ечимни

$$X = A\cos\omega t,$$

$$X_c = kA\cos\omega t \qquad (13.27)$$

куринишида оламиз. Бу ерда, k — амплитудани тақсимланиш коэффициенти.

$$k = \frac{C_c}{C_c - m_c\omega^2} \quad \text{ёки} \quad X_c = kX \qquad (13.28)$$

Олинган (13.28) ни (13.25) нинг биринчи тенгламасига қуямиз

$$m\ddot{X} + \left[C + C_c(1-k)\right]X = F_0\cos\omega t \qquad (13.29)$$

Ҳосил қилинган (13.29) дан қуйидагини олиш қийинлик туғдирмайди:

$$A = \frac{F_0}{C + C_c(1-k) - m\omega^2} =$$

$$= \frac{F_0(C_c - m_c\omega^2)}{(C + C_c - m\omega^2)(C_c - m_c\omega^2) - C_c^2}$$

Олинган амплитуда ифодасини таҳлил қилайлик. Тенглама унг қисмининг махражи ифодаси система параметрларини узгартириб нолга келтириш мумкин, яъни:

$$(C + C_c - m\omega^2)(C_c - m_c\omega^2) - C_c^2 = 0 \qquad (13.30)$$

Олинган (13.30) тенглама частоталар тенгламаси булиб, ω нинг 4 та қийматы мавжуд. Улардан w_1 ва w_2 система массаларини хусусий тебранишлар частоталари. A ифодасидаги касрнинг сурати ҳам нолга тенг булиши мумкин:

$$C_c - m_c\omega^2 = 0 \qquad (13.31)$$

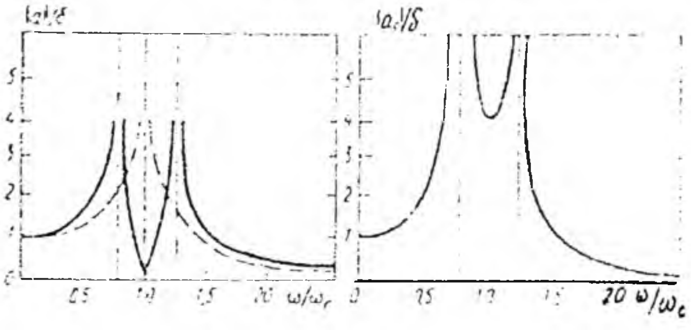
ёки

$$\omega_A^2 = \frac{C_c}{m_c}$$

(13.31) шарти бажарилса m массанинг A амплитудаси нолга тенг булади ёки m массаси қузғалмайди. Бу ҳодисани антирезонанс ҳолати дейилади, ω_A ни эса антирезонанс частотаси дейилади. Бунда $\omega<\omega_A<\omega_c$.

Ғалтакли инерцион сўндиргичлар. Сўндиргичда мувозанатловчи реакция кучлари вужудга келишини таъминлаш орқали инерцион динамик сўндиргичлардан фойдаланиш кенгайтирилиши

мумкин. Хусусан, сўндиргич сифатида ўз частотасини уйғотиш частотасига мослаштириш имкониятига эга бўлган ноизохрон элементларни қўллаш орқали бунга эришиш мумкин.



13.12-шакл.

Масалан, цилиндрсимон бўшлиқдаги цилиндр, цилиндрсимон ёки сферик бўшлиқдаги шар, стерженга кийгазилган ҳалқа каби ёпиқ ички юзада ғилдираб ҳаракатлана оладиган элементлар ноизохронлик хусусиятига эга. Бундай элементлар титровчи объектга маҳкамланса, улар амалга ошириладиган ғилдиратма ҳаракат ташқи уйғотиш билан уйғунлашади. Бунда айланувчи элемент юзага келтираётган даврий реакция титрашдаги юкланишга қаршилик кўрсатади.

Мисол тариқасида эркинлик даражаси битта бўлган, гармоник $G(t)=G_0 cos(\omega t+j)$ куч воситасида уйғотиладиган ҳамда r радиусли цилиндрсимон бўшлиқда жойлашувчи шарли ёки роликли, m_c массали ва r_c радиусли сўндиргич билан жиҳозланган сўндирилувчи объектни кўриб чиқамиз (13.12-шакл). Кўрилаётган система қуйидаги дифференциал тенгламалар орқали тавсифланади:

$$(m+m_c)\ddot{x}+cx=G_0\cos(\omega t+\psi)+(\rho+\rho_c)m_c(\dot{\varphi}^2\cos\varphi+\ddot{\varphi}\sin\varphi);$$

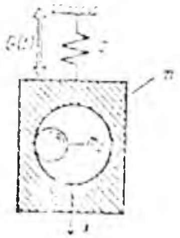
$$m_c(\rho-\rho_c)^2\ddot{\varphi}=m_c(\rho-\rho_c)\ddot{x}\sin\varphi \qquad (13.32)$$

Бу ерда, x — объектнинг бўйлама координатаси; j - вертикал ўқдан бошлаб ўлчанадиган сўндиргич ҳолатининг нисбий бурчак координатаси. $x=x=x=0$ деб фараз қилган

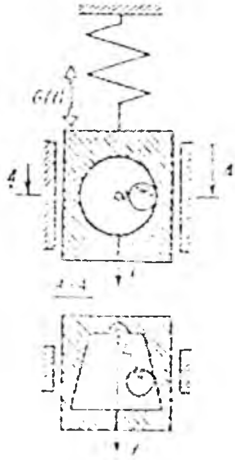
ҳолда объектнинг барқарорлашиши шартини аниқлаймиз. (13.32) га кура,

$$\varphi=\omega_c t+\varphi_0$$

яъни сўндиргич равон айланади. Равон айланувчи жисм сўндирилувчи объектга узатилаётган марказдан қочма реакция уйғотишни тўла мувозанатлайди ва объектнинг барқарорлашувини таъминлайди. Кўрилаётган турдаги ғалтакли сўндиргичлар уйғотиш частотасини кузатар экан, созлаш частотасида уйғотиш амплитудасининг ўзгаришига сезгир бўлади. Баъзан частота ошиши билан дебаланс эксцентритети ҳам ортади.



13.13-шакл.



13.14-шакл.

Бу ҳолда барқарорликни тиклаш учун бўшлиқнинг $r(w)$ радиусини катталаштиришни сўндиргич конструкциясини 13.14-шаклда кўрсатилгандек бажариш билан амалга ошириш мумкин. Юмалаш содир бўладиган сиртнинг шакли шундай тарзда ясалганки, частота, бинобарин, марказдан қочма реакция кучи ошиб бориши билан шарча ясовчининг айланиш ўқи y йўналишида силжийди. Пружинанинг хусусияти шарчани талаб қилинувчи радиусда ушланиб туриши таъминланадиган қилиб танланади.

Битта ғалтакли сўндиргичдан фойдаланиш учун сўндирилувчи объектда йўналтирувчилар бўлиши керак. У сўндиргичнинг ён томондан бўладиган реакцияси таъсирини бартараф этади. Уйғотувчи кучнинг таъсир чизиғига нисбатан симметрик жойлашган ярим массали иккита бир хил сўндиргичлардан фойдаланилса, йўналтирувчиларга зарурат қолмайди. Резонанс частотасидан бўлганидан сўнг сўндиргичлар системаси ён томондан бўладиган юкланишларни мувозанатла-

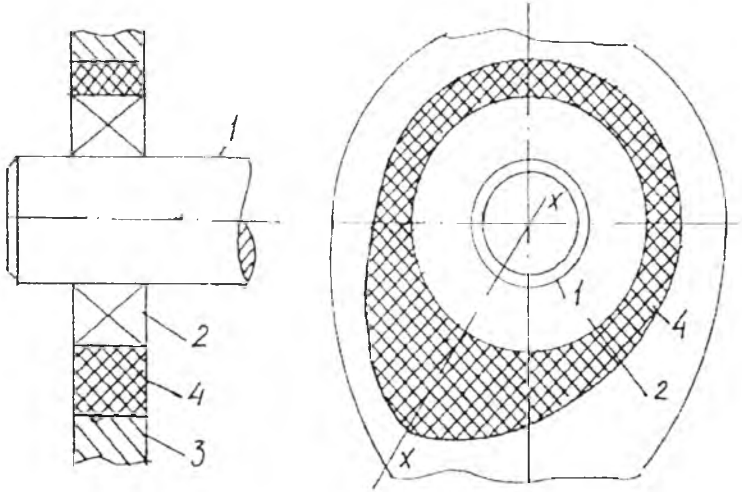
ган ҳолда ўзининг қарама-қарши йўналишларида айланишларини мувофиқлаштиради. Шундай қилиб, бундай сўндиргичларнинг самарадорлиги доираси резонансдан ташқаридаги частоталар соҳаси бўлади.

Динамик сўндиргич вужудга келтирадиган парциал частотанинг уйғотиш частотаси билан кенг доирада тенг бўлиб туриши таъминланиши учун маятникли тебранишли сўндиргичлар қўлланилиши зарур. Улар тебранишнинг сабабчиси бўлмиш айланиш натижасида вужудга келувчи марказдан қочирма кучлар майдонида жойлаштирилади. Тебранишларнинг динамик сўндириш системаларида хусусий энергия манбаига эга бўлган элементларнинг ишлатилиши уларнинг функционал хусусиятларини кенгайтиради. Таъсир этувчи кучларнинг ўзгариб туриши сабабли сўндиргич параметрларини оддий тарзда ва кенг доирада созлашга, тақлид тартибида уларни узлуксиз бўладиган қилиб созлашга, компенсацияловчи реакциялар учун энг тўғри қонуниятларни танлаб амалга оширишга имконият туғилади.

Кўпгина замонавий кемаларда чайқалишни сўндириш учун бошқарилувчи ёки қўзғалмас қанотлардан фойдаланишга асосланган қурилмалар қўлланилади. Кемалар оғган пайтда қанотларнинг таъсир бурчаги шундай ўзгарадики, уларнинг атрофидан оқиб ўтаётган сув кўтариш кучини вужудга келтириб, кеманинг чайқалишига тўсқинлик қилади. Гироскопик тинчлантиргичлардан фарқли ўлароқ, бундай қурилмалар фақат сузиш вақтида кемаларнинг чайқалишини сўндиради.

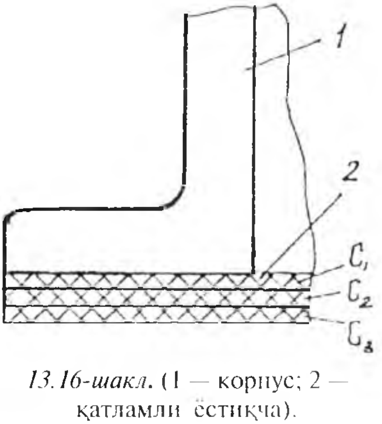
13.7. ТИТРАШДАН АКТИВ МУҲОФАЗАЛАШ СИСТЕМАЛАРИНИНГ АСОСИЙ СХЕМАЛАРИ

Тебранишларни камайтиришда кенг маънода эластик, қайишқоқ элементлардан фойдаланиш катта самара бериши юқоридагилардан маълумдир. 13.15-шаклда машина ва механизмларнинг асоси бўлган айланувчи вални йўналтирувчи услубдаги қайишқоқ элемент билан тебранишларни камайтирувчи конструктив схема келтирилган.



13.15-шакл. Йўналтирувчи қайишқоқ элементли валларнинг янги схемаси: (1—вал; 2 — подшипник; 3 — корпус; 4 —ўзгарувчан кесим юзали йўналтиргичли қайишқоқ элемент).

Шаклдан кўриниб турибдики, *X-X* ўқи бўйлаб ташқи технологик кучнинг йўналишига мос равишда қайишқоқ элемент мослаштирилган. Ушбу йўналишда тебранишлар амплитудасини камайтириш, сўндириш имконияти кўпаяди. Шунингдек, катта корпус деталларининг пойдеворга таъсирини (титрашини) камайтириш учун эластик материалдан тайёрланган текис ёстиқчалар қўйилади.

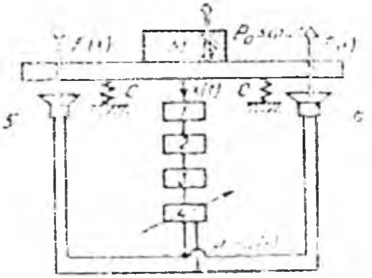


13.16-шакл. (1 — корпус; 2 — қатламли ёстиқча).

Катта диапазондаги частота билан пойдеворга таъсир қилувчи системаларда қатламли ёстиқчалар ишлатиш мақсадга мувофиқдир (13.16-шакл).

Ҳозирга қадар титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг кўплаб схемалари ишлаб

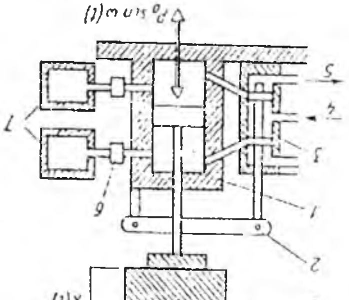
чиқилган. 13.17-шаклда бошқарилувчи электродинамик титрашни сўндиргич схемаси кўрсатилган бўлиб, ундаги тебранувчи система параметрларининг ўзгариши электрон элементларни бошқариш натижасида амалга ошади. Бу эса мазкур схемани **ўтиш тартибларида ишлайдиган системанинг тебранишини сўндириш учун қўллашга имкон туғдиради.**



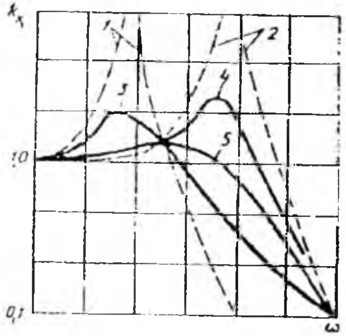
13.17-шакл.

Бунда *М* массали тебранувчи агрегат эластик бикрлик богламаларига ҳамда магнитоэлектр ўзгартгичларга (динамиклар *5* ва *6* га) таянади. Тебранувчи масса билан боғланган силжишлар датчиги *1* кучайтиргич *2* га, кейин дифференциалловчи қурилма *3* га ва магнитоэлектр ўзгарткичларни таъминловчи кучайтиргич *4* га *x(t)* сигнал узатади.

Схемадан кўриниб турибдики, ушбу элементлар электромеханик тескари боғланиш ҳалқасини ҳосил қилади. Ҳалқа параметрини ўзгартириш орқали схема параметрини ўзгартириш, бинобарин, унинг резонанс хоссаларини кенг доирада ўзгартириш мумкин.



13.18-шакл.



13.19-шакл.

13.18-шаклда пневматик уйготкичи (куч цилиндри) бўлган икки томонлама ишловчи пневмомеханик титращдан муҳофазалаш системасининг схемаси тасвирланган (1—пневмомеханик уйғоткич; 2 — силжиш бўйича механик тескари

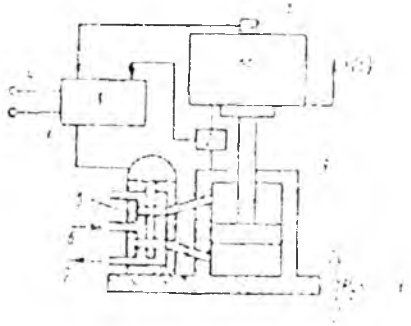
боғланиш; 3 — сервоклапан; 4 — кириш канали; 5— чиқиш канали; 6 — дроссел; 7 — идиш; 8 — изоляцияланувчи объект).

Силжиш бўйича механик тескари богланиш золотникли қурилма орқали ташқи энергия манбаидан бериладиган газнинг сарфланишини бошқариб туради. Золотникни сурадиган силжиш бўйича тескари боғланиш мавжудлиги туфайли уйғоткичнинг чиқиш кучи нисбий силжиш интегралининг функцияси бўлади. Силжиш интегралига кўра бошқариш фақат паст частоталардагина самарали бўлиши мумкин. Шу сабабли силжиш бўйича тескари боғланишдан фақат ҳимояланувчи объектни маълум ҳолатга келтиришдагина фойдаланилади. Титрашдан ва зарбалардан ҳимояланишнинг сифати эса пассив пневматик системанинг бикрлиги ва сўндиришига боғлиқдир. Системанинг изоляцияланувчи масса катталигининг ўзгаришига нисбатан сезгирлиги паст.

Қўшимча идишларга эга бўлган пневмомеханик тарздаги титрашдан муҳофазалаш системаси учун силжиш бўйича k_x коэффициентнинг *w* частотага боғлиқлиги 13.19-шаклда логарифмик масштабда кўрсатилди. Бунда *1*-ноль, *2*-чексиз, *3*-паст, *4*-юқори, *5*-энг мақбул сўндиришдаги эгри чизиқлар.

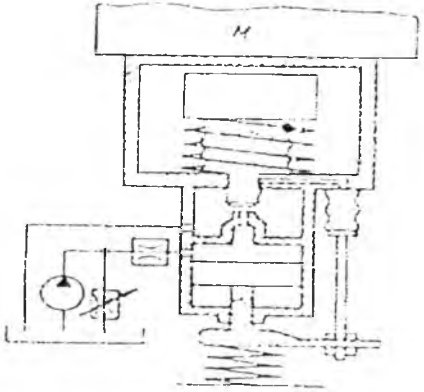
3 ва *4* эгри чизиқлар дросселлаш бўлмаган ҳамда уйготкич билан қўшимча идишлар орасида газ оқими тўхтатилган ҳолларда ҳосил бўлади. Энг мақбул сўндириш динамик резонанс коэффициентини энг кичик қийматга келтириш орқали аниқланади. Сўндириш қийматининг энг мақбул қийматдан анчагина фарқ қилиши k_x га кам таъсир кўрсатади.

13.20-шаклда икки томонлама таъсир қилувчи куч цилиндри бўлган электрогидравлик титрашдан муҳофазалаш системасининг схемаси келтирилган (1-тезланиш датчиги; 2-нисбий силжиш датчиги; 3-сервокучайтиргич; 4-электр токи билан таъминлагич; 5-сервозолотник; 6-кириш канали; 8-гидравлик уйготкич). Ушбу схемада тезланиш ва нисбий силжиш датчикларининг сигналлари электр токи билан таъминланувчи кучайтиргичга берилади.



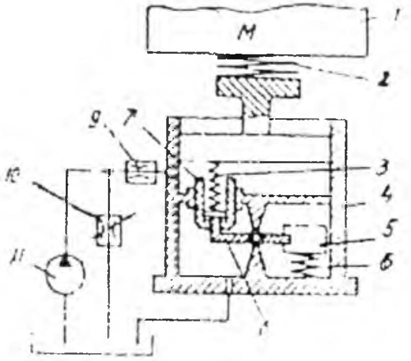
13.20-шакл.

Кучайтиргич куч ҳосил қилувчи цилиндрдан (ташқи гидравлик энергия манбаидан) кам даражада сиқилган иш суюқлигининг берилишини ва унинг цилиндридан тўкилишини ростловчи золотникнинг ҳаракатини бошқарувчи сигнал ҳосил қилади. Золотник орқали иш суюқлиги оқимининг тезланиши, нисбий тезлиги, нисбий силжиши ва нисбий силжиш интеграли ростланади. Ҳар бир тескари алоқа (боғланиш) каналига кўра кучайиш коэффициентлари мустақил тарзда созланади.



13.21.-шакл.

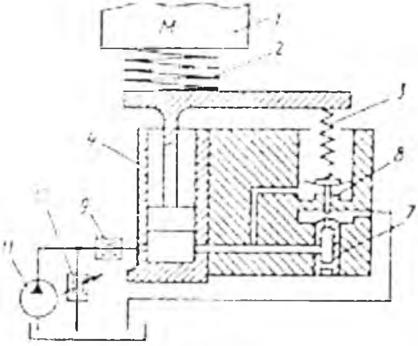
Қопқоқ (заслонка) пишангининг шарнирли бирикмаларидаги тирқишлардан ҳамда юқори частоталарда унинг деформацияланишидан келиб чиқадиган амплитуда ва фаза бузилишларини йуқотиш учун гидравлик титрашдан муҳофазалаш системаси схемасида (13.21-шакл) «гидравлик пишанг» қўлланилади.



13.22.-шакл.

У ҳар хил диаметрли иккита **силфондан** тайёрланиб, сиқилмайдиган суюқлик билан тўлдирилади. Изоляцияланувчи объектнинг куч системаси поршенига нисбатан ҳолатини барқарорлаштириш учун, шунингдек, суюқликнинг иссиқликдан кенгайишини компенсациялаш мақсадида силфонларда нисбий силжиш бўйича тескари боғланиш сигналини ҳосил қилувчи ҳолатнинг автоматик ростлаш системаси қўлланилган.

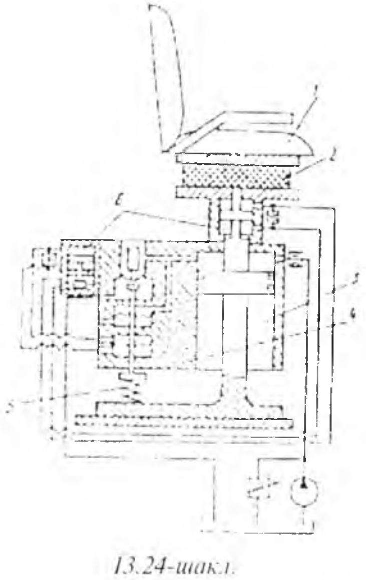
Ана шундай титрашдан муҳофазалаш системасининг динамик нусхаси 13.22-шаклида кўрсатилган (1— изоляцияланувчи масса; 2—эластик элемент; 3— ҳолат бўйича тескари боғланиш; 4—куч гидроцилиндри; 5—масса; 6 —пружина; 7—сопло; 8 — қопқоқ (заслонка); 9 —доимий дроссел; 10 — ростланувчи дроссел; 11— таъминловчи насос).



13.23-шакл.

Кўрсатилган схемаларда самарадорликнинг қуйи чегараси титрашдаги силжиш датчигининг хусусий частотаси қиймати билан чегараланган. Динамик нусхаси 13.23-шаклда келтирилган (позицияларнинг тавсифи 13.22-шаклда берилган) гидравлик титрашдан муҳофазалаш системасида ушбу чекланиш йўқ.

Бу ерда гидроцилиндр кўринишидаги куч системаси бошқариш системаси билан битта корпусда жойлашган. Бошқариш системасида иш суюқлиги босимини ростловчи механизм бўлиб, у куч цилиндри бўшлиғидаги босимнинг ўзгаришларини қайд қилувчи сезгир мембрана кўринишидаги датчикдан ва мембранага бикр қилиб маҳкамланган қопқоқдан тузилган; бу қопқоқ сопло билан биргаликда бошқарувчи сигнал ҳосил қилувчи элементни ташкил қилади.



13.24-шакл.

13.24-шаклда инсон-операторнинг курсиси (кресло)

1 ни титрашдан муҳофазаловчи гидравлик системанинг схемаси келтирилган (2 — эластик элемент; 3 — гидроцилиндр; 4 — иш суюқлиги оқими датчиги ва сопло-қопқоқ кўринишидаги элементлардан ташкил топган куч стабилизатори; 5, 6 — ҳолат ва тезланиш бўйича тескари боғланишлар). Ҳолат бўйича тескари боғланиш курсининг пойдеворга нисбатан турғун ҳолатда бўлишини таъминлайди. Тезланиш бўйича тескари боғланиш уйғотишни компенсациялаш ва инсон-оператор танасининг резонанс соҳаларида системанинг самарадорлигини оширишн учун зарур бўладиган илгариланма уйғотувчи таъсирнинг олдини олиш мақсадида киритилган. Система операторнинг курси билан бирга вертикал тебранишини мумкин қадар камайтиришга имкон беради.

13.8. МАШИНАЛАРНИ ТИТРАШДАН МУҲОФАЗАЛАШНИНГ ДОЛЗАРБ МУАММОЛАРИ

Махсус титраш билан технологик жараёнларнинг фойдали ишни бажарадиган машиналардан ташқари барча машина ва механизмлардаги ортиқча тебранишлар зарарли ҳисобланиб, уларни йўқотиш бўйича қатор назарий, амалий услублар ишлаб чиқилгани юқорида кўрилган эди. Лекин бу услублар етарлими? Уларни такомиллаштиришнинг, янгиларини яратишнинг қандай йўллари мавжуд? Шулар ҳақида бир оз мулоҳаза қиламиз. Тебранишларнинг асосий манбалари учта:

– технологик қаршиликлар орқали тебранишлар;

– айланиш ўқидан силжиган мувозанатланмаган (дисбаланс) массалар инерция кучлари орқали тебраниш;

– ўзгарувчи массали, инерция моментли бўғинларни даврий ҳаракатидан ҳосил бўладиган тебранишлар.

Ушбу тебранишларни етарлича кўриб чиқиб, уларни камайтириш йўллари аниқланган. Лекин қатор ечилмаган масалалар мавжуд. Жумладан, динамик сўндиргичларда тегишли массани (бўғинни) тебранишларини сўндириш амалга оширилади. 13.25-шаклда тебранишлари сўндирилиши керак бўлган, мувозанатланмаган (дисбалансли) шкивнинг схе-

маси келтирилган. Таъсир қилувчи ташқи кучнинг (дисбалансдан) ифодаси қуйидагидан иборат:

$$P = m\ddot{\varphi}r\sin\omega t + m\dot{\varphi}^2 r\cos\omega t$$

бу ерда, m, r — мувозанатланмаган масса ва унинг айланиш ўқидан жойланиш радиуси; $\dot{\varphi}$ — шкив бурчак тезлиги.

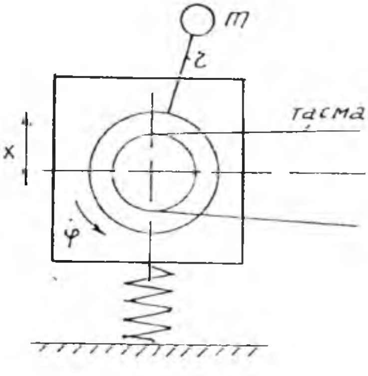
Ечилмаган масала бу ерда шундаки, таъсир кучи орқали шкивнинг айланиш ўқида жойлаштирилган подшипникларда ишқаланиш кучи ҳосил бўлади. Бу куч моменти кўп ҳолларда инобатга олинмайди:

$$M_{иш} = mfr_n(r - |x|)(\ddot{\varphi}\sin\omega t + \dot{\varphi}^2\cos\omega t)$$

бу ерда, f — подшипникдаги ишқаланиш коэффициенти; $|x|$ — шкивнинг вертикал силжишининг абсолют қиймати; r_n — подшипник радиуси.

Натижада антирезонанс ҳолатини ёки динамик сўндиргич эффектини ҳосил қилиш мумкин бўлмай қолади. Чунки, $\dot{\varphi}$ ва $\ddot{\varphi}$ ларни ўзгармас бўлишини таъминлаш амалий жиҳатдан мумкин эмас. Шунинг учун бундай ҳолларда тебранишни минимал чегарасини тавсия қилиш билан кифояланади. Шу билан бирга титрашларни камайтириш системанинг янги конструктив ечимлари орқали амалга ошириш мақсадга мувофиқдир.

Статик ҳолда ишловчи ишлаб чиқаришда қўлланиладиган аксарият машиналарни корпуслари пойдеворга қозиқли (анкерли) болтлар орқали бириктирилади. Шунинг билан бирга машинадаги титрашларни пойдеворга ўтмаслиги учун эластик (қайишқоқ) ёстиқчалар қўйилади. Бунда болтлар орқали бикр бириктириш конструкциялари қилиб бажарилади. Натижада машинада титрашлар орқали бириктириш болтлари ишдан чиқади ёки титрашлар болтлар орқали тўғридан-тўғри пойдеворга узатилади. Шунинг учун иш



13.25-шакл.

жараёнида, кичик титрашларни ўзида мужассам қилувчи таркибли, узунлиги ўзгарувчан бириктириш болтларини ишлаб чиқиш лозим.

Машиналарни ишлаб чиқишда уларни тайёрлаш аниқлиги қанча юқори бўлса, улар шунча шовқинсиз, титрашсиз ишлайди, маҳсулот таннархи юқори бўлади. Конструктор ва технологлар бу борада тарози паллаларини тўғри қўя олишлари керак.

Шунингдек, қатор машина ва механизмларда тегишли параметрларни ўзгартириш натижасида автоматик тарзда пайдо бўладиган тебранишлар (автотебранишлар) мавжуд. Бу тебранишлар моҳиятини ўрганган ҳолда машина ва механизмларни лойиҳалашда инобатга олиш муҳим ҳисобланади.

13.9. «МАШИНАЛАРДА ТИТРАШ ВА УНДАН МУҲОФАЗАЛАНИШ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН САВОЛЛАР

1. Титраш ўзи нима? Унинг келиб чиқиш сабаблари нималардан иборат?
2. Титрашнинг оқибатларини изоҳлаб беринг.
3. Титрашдан муҳофазалашнинг қандай усулларини биласиз?
4. Механизм қайишқоқ бўғинларининг диссипатив (сўндириш) хусусиятлари нималардан иборат?
5. Қандай ҳодиса гистерезис деб аталади ва у нимани англатади?
6. Титраш объектлари хусусиятлари нималардан иборат?
7. Титрашларни динамик сўндириш моҳиятини тушунтириб беринг, мисол келтиринг.
8. Титрашларни сўндириш конструкцияларини чизиб кўрсатинг.
9. Титрашдан муҳофазалаш системаларининг схемаларига мисоллар келтиринг.
10. Машина ва механизмларни титрашдан муҳофазалашнинг қандай муаммоларини биласиз?

14-БОБ. МАШИНА ВА МЕХАНИЗМЛАРНИ ТАЖРИБА УСУЛИДА ТЕКШИРИШ

Механизмлар синтези ва таҳлилида масалаларни назарий ечишда қатор йўл қўйишлар қабул қилинган: бўғинларни абсолют бикр деб тахминлаш, шарнирларни бўшлиқсиз, деб қабул қилиш, вал ўзгармас бурчак тезлигида ҳаракат қилади ва ҳ.к.

Механизмларга идеал ҳолда қараш, лойиҳаланадиган ёки тадқиқ қилинадиган системаларни ҳолат функцияларини ва бошқа параметрларини назарий аниқлашга имкон беради. Аммо идеал схемаларнинг ҳисоби натижалари ҳар доим яқин бўлавермайди ва конструкторлар қўйилган тахминларга тузатиш киритишларига тўғри келади.

Машиналарнинг назарий параметрлари, баъзида, ҳақиқатдан тубдан фарқ қилади. Масалан, тезюрар машиналарда титрашлар ва айланма тебранишлар назарий боғланишларни ўзгартириб юборади.

Замонавий машиналарда қайишқоқ, гидравлик, пневматик ва бошқа турдаги боғланишли механизмлар кенг қўлланилиши туфайли назария натижаларини тажрибада текшириш зарур бўлади. Шунинг учун синтез ва таҳлилнинг назарий усулларини ривожлантириш билан машина ва механизмларнинг тажриба усулларини ривожлантириш керак.

Замонавий тезюрар автоматлар ва комплекс системаларни тажрибавий тадқиқоти масалани тўлиқ ечилишини ёки ҳисоблаш учун зарур бўлган параметрларни аниқлашнинг ягона имконияти эканлигидан далолат беради. Машинани ҳаракат тенгламалари таҳлили механизмларнинг тажриба тадқиқотини етарли ва ҳар томонлама бажариш учун зарур бўлган бешта асосий параметрларни: силжиш (кўчиш), тезликлар, тезланишлар, кучлар ва буровчи моментларни ўлчаш зарурлигини кўрсатади. Деформациялар, кучланишлар, нотекис ҳаракатлар, фойдали иш коэффициенти ва титрашлар кўрсатилган бешта асо-

сий параметрларни ўлчаш билан аниқланади. Машиналарни механик параметрларини электрик ва электрон мосламаларда электрик катталикларга айлантириб аниқлаш қулайдир.

Ўлчашнинг электрик усули қисқа даврда кетадиган жараёнларда инерциясиз датчикларни қўллашга имконият беради ва ишқаланиш кучларини асбоблар кўрсатишига таъсирини йўқотади. Бу усулда лаборатория ва ишлаб чиқариш шароитида машинанинг турли қисмида табиати турли бўлган жараёнларни бир вақтда ўлчаш мумкин.

Баъзи ҳолларда машиналарни тажрибавий тадқиқотда ишлатиш содда ва натижаларини қайта ишлаш осон бўлган механик ўлчаш мосламаларидан фойдаланиш мақсадга мувофиқдир. Аммо тез ўзгарувчи катталикларни ўлчашда механик мосламалар инерцияси сабабли хатоларга олиб келиши мумкин. Бундан ташқари, механик мосламаларни конструкцияси катта бўлиб, сезгирлиги электрик ўлчов асбобларига нисбатан пастдир.

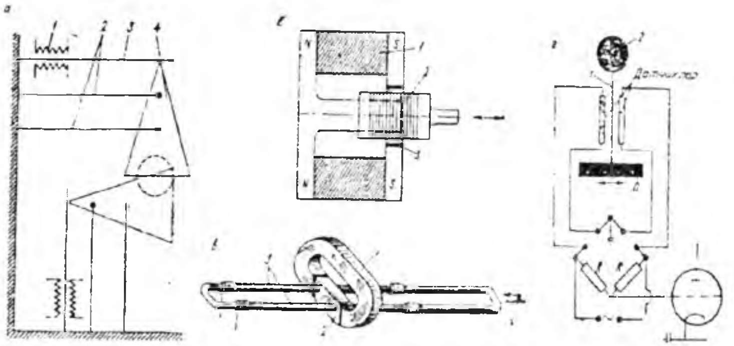
Шу билан бирга ўлчамлари катта ва таннархи юқори бўлган машина ва механизмларнинг кинематик параметрларини баҳолашда уларнинг кичик нусхасини, моделини текшириш мумкин. Шунингдек, ЭҲМ нинг имконияти юқорилигини эътиборга олиб, тажрибаларни назарий асосда, машина (ЭҲМда) тажрибалари орқали амалга ошириш ҳам йўлга қўйилган. Бунда механизмларнинг минглаб вариантларини тайёрлашдан ЭҲМ ёрдамида тажрибалар ўтказиб, оптимал вариантини аниқлаш мумкин.

14.1. МЕХАНИЗМ БЎҒИНЛАРИНИНГ КИНЕМАТИК ПАРАМЕТРЛАРИНИ ЎЛЧАШ

14.1.1. Бўғин илгарилама ҳаракатланганда параметрларни ҳамда силжишларни ўлчаш

Чизиқли силжишлар қийматига қараб улар турли усулларда ўлчанади. 1 *мм* дан кам силжишлар учун сезгирлиги катта ва мураккаб усуллар қўлланади. Бунда қаршиликли сим датчикларидан фойдаланилади. Кичик силжишларни ўлчаш

учун консол бир учи таянчсиз балканинг эгилиши ва унинг деформацияси орасидаги пропорционал боғланиш усули қўлланади. Балканинг деформацияси қаршиликли сим датчикларни (тензодатчиклар) балкага ёпиштириш йўли билан ўлчанади. Ускуна корпусига (14.1 а-шакл) пружина *2* маҳкамланади. Пружинанинг учига металлдан ясалган учбурчак шаклли детал *4* ўрнатилади. Учбурчакнинг асоси ўзига параллел силжийди. Бу силжиш учбурчак учи орқали ўлчаш балкаси *3* га ундан датчик *1* га таъсир этади. Катта чизиқли силжишлар реахорд датчик билан ўлчанади.



14.1-шакл.

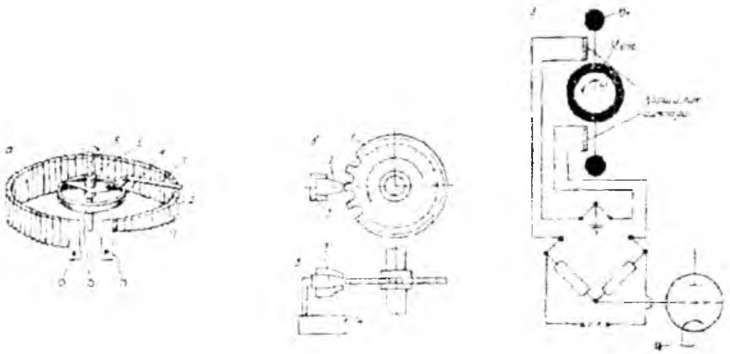
Чизиқли тезликларни ўлчаш. Катта ва кичик ўлчаш датчиклари икки группага бўлинади: 1) кичик (*10 мм* гача) силжишларни чизиқли тезлигини ўлчашда магнит-электр индукция принципидан фойдаланилади. Маълумки, ўтказгич доимий магнит майдонининг магнит куч чизиқларига тик йўналишда бирор тезлик билан ҳаракатлантирилса, унда тезликка пропорционал равишда электр юритувчи куч (ЭЮК) индукцияланади ва ток пайдо бўлади. Кичик силжишнинг чизиқли тезлигини ўлчаш датчиги 14.1б - шаклда кўрсатилган. Датчик доимий магнит *1*, изоляцияланган мис сим ўралган ғалтак *2* ва текстолит йўналтиргич *8*дан иборат. Магнит ҳаракатлантирувчи бўғин билан бирга маҳкамланади. Ғалтакларнинг узунлиги тезлиги ўлчанадиган бўғинининг силжиш қийматига қараб танланади. Текстолитдан ясалган номагнит йўналтиргич тешигига галтак қўйилади. Улар датчик корпусига қўзғалмас қилиб

36-84

ўрнатилади. Магнит силжиганда ғалтак симларида ток индукцияланади ва осциллографга узатилади;

2) катта силжишларнинг чизиқли тезликларини ўлчаш учун ғалтак узунлиги оширилади. Шундай датчиклардан бири текшириладиган бўғинга, магнит эса қўзғалмас станинага ўрнатилган. Кўпинча ғалтак силжиш қийматига нисбатан *20-30 мм* узунроқ қилинади.

Чизиқли тезланишларни ўлчаш. Тезланишларни ўлчаш учун турли типдаги механик **акселерометрлар ишлатилади**. Бу асбоблар пластинага маҳкамланган юкнинг инерция кучидан фойдаланади. Юкнинг силжиши тезланишга пропорционал ўзгаради. У электрик усул билан ёзиб олинади. 14.2г-шаклда чизиқли тезланишни ўлчаш датчиги кўрсатилган. У балка *1* ёрдамида асос *0* га маҳкамланган юк *2* дан иборат.



14.2-шакл.

Асос тезланиши аниқланувчи бўғинга ўрнатилади. Балканинг икки томонига қаршилик симлари (датчиклар) ёпиштирилади. Тезланиш осциллографда ёзиб олинади.

14.1.2. Бўғин айланма ҳаракатланганда кинематик параметрларни ўлчаш

Бурчак силжишини ўлчаш. Бўғиннинг бурчак силжишини ўлчаш учун айланиш ҳисоблагичи, реостат ўзгартиргичлар ишлатилади. Текшириладиган бўғиннинг ҳар бир айланиши-

да ҳисоблагичнинг импульс сонини белгилаб, унинг айланиши ҳисобланади. Реостат ўзгартиргичлар симли ва реахордли бўлади. Бурчак силжишпни ўлчаш симли ўзгартиргич датчиги 14.2а-шаклда кўрсатилган. Изоляцион материалдан ясалган каркас *1* га ўралган сим *2* бўйлаб ҳаракат берувчи валик *6* га маҳкамланган чўтка *3* сирпанади. Ток олиш ҳалқаси *4* да сирпанувчи асосий чўтка *3* га қўшимча чўтка *5* маҳкамланади. Иккала чўтка ҳаракат берувчи валик *6* дан изоляцияланган бўлиб, *4* ўлчаш объектига уланади.

Бурчак тезликларини ўлчаш. Айланиш частоталарини ўлчаш учун тахометрлар ишлатилади. Уларнинг марказдан қочма, соат типидаги, магнит индукцион, тахогенераторли, стробоскопик, электрон ва бошқа турлари бўлади. Марказдан қочма тахометрнинг ишлаши айланувчи массанинг бурчак тезлигига пропорционал равишда марказдан қочма кучнинг таъсирида ўзгаришига асосланган. Тахометрнинг вали айланганда унинг ҳалқаси марказдан қочма кучнинг таъсирида бурилади.

Ҳалқанинг бурилиши тортқич ва тишли узатмалар орқали асбоб стрелкасини буради. Стрелка ўлчанадиган бўғиннинг айланиш частотасини кўрсатади. Бурчак тезлик импульс типидаги магнит электрик датчиклар ёрдамида ўлчанади. Бу датчиклар текшириладиган валнинг ҳар $1/n$ айланишини осциллограф плёнкасида қайд қилади. Агар плёнкада вақт масштаби белгиланса, шу вақт ичида валнинг $1/n$ айланишини ўртача бурчак тезлигини аниқлаш мумкин. Датчик сим ғалтак *3*, доимий магнит *2* ва тишли пўлат диск *1* дан иборат. Магнит галтагининг сими осциллограф *4* га уланади. Тишли диск текшириладиган бўғин вали билан бирга айланганда тишлар бирин-кетин магнит қутблари орасидан ўтади. Тиш қисми икки қутб оралигига тўгри келганда ғалтакда индукцион ток ҳосил бўлади. Икки тиш оралиғига тўгри келганда ток йўқолади. Бу токнинг пайдо бўлиши ва йўқолиши осциллографда аррасимон излар кўринишида ёзилади. Осциллограммада вақтнинг масштабини белгилаб, икки тиш оралиғидаги бурчак $\Delta\varphi$ нинг ўзгаришига кетган вақт Δt аниқланиб, валнинг бурчак тезлиги қуйидаги формула билан ҳисоблаб топилади:

$$\omega_1 = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \qquad (14.1)$$

Бурчак тезланишни аниқлаш. Механизмни инерцион ва зарб кучларини аниқлашда тезланишни билиш керак бўлади. Ҳозирги машиналарда тезланиш (*100...150*) *g* ва ундан ортиқ қийматга тенг бўлади. Машинанинг ҳаракатини текширишда тезланишнинг максимал қийматини аниқлаш ва тезланишнинг ошиш вақтини билиш талаб қилинади. Шунга биноан тезланишнинг максимал қийматини ҳамда вақт давомида жараённинг ўзгаришини ёзиш асбоблари акселерометрлар бўлади. Тезланишни ўлчаш усуллари жуда кўп. Бурчак тезланишни дифференциаллайдиган электрик тузилма ва инерцион датчиклар ишлатилади. Биринчи датчик кичик тезланишларни ўлчашда ишлатилади. Унда трансформаторли генератор типидаги бурчак тезлиги датчиги ўрнатилган. Бурчак тезланишни ўлчаш датчиги худди чизиқли тезланиш датчигига ўхшаш бўлиб, у айрим қисмларининг тузилиши билан ундан фарқ қилади. Бундай датчиклардан бирининг схемаси 14.2в-шаклда кўрсатилган.

14.2. МЕХАНИК БЎҒИНЛАРДАГИ КУЧ ВА КУЧ МОМЕНТЛАРИНИ ЎЛЧАШ

Машина ва механизмларни тажриба усулида текшириш масалаларига, асосан, қуйидагилар киради:

1) машина юритгичларини ҳаракатлантирувчи кучларни аниқлаш;

2) технологик жараённи бажаришда механизмнинг ишчи органларига таъсир этувчи фойдали қаршилик кучларини аниқлаш;

3) механизмнинг зарарли қаршилик кучларини (ишқаланиш кучлари, муҳит қаршиликлари ва бошқаларни) аниқлаш;

4) механизмга таъсир этувчи ички кучларни (бўғинларнинг зўриқиши, кинематик жуфтларда ҳосил бўладиган реакция кучлари ва бошқаларни) аниқлаш.

Механизм ва машиналар назариясида, асосан, юқорида келтирилган динамик параметрлардан механизм бўғинларига таъсир этувчи зарарли қаршилик кучлари ва ички кучлар

(ёки буровчи моментлар) тажриба усулларида аниқланади. Зарарли қаршилик кучлари машинанинг салт юриш вақтидаги қаршилик кучлари, машина ишлаган вақтидаги қаршилик кучларига нисбатан кичик бўлгани учун, кўпинча ҳисобга олинмайди. Механизм ёки машинанинг механик фойдали иш коэффициентини аниқлашда етакчи ва етакланувчи звеноларнинг буровчи моментлари қийматларини билиш зарур бўлади. Машина ва механизмларнинг конструкцияси такомиллаштирилади, бўғинга таъсир этувчи ҳақиқий кучлар аниқланиб, аналитик ҳисоб натижаларининг қийматлари билан таққосланади.

Сўнгра механизмларнинг динамик параметрларини аниқ ҳисоблаш учун механизмга таъсир этувчи барча ички кучлар тажриба усулда аниқланади.

Тажриба усулида механизм бўғинларига таъсир этувчи ҳақиқий кучлар аниқлангандан сўнг, конструктор бўгинларнинг ўлчамлари, мустаҳкамлиги, материали ва айрим деталларнинг оптимал конструкцияларни танлайди.

Кўпинча куч бўғиннинг силжиши ёки тезлиги параметрларига боғлиқ ҳолда ўзгаради.

$$P = P(S), \qquad P = P(V) \tag{14.2}$$

Куч моменти бурчак бурилиши ва тезлигига боғлиқ бўлади.

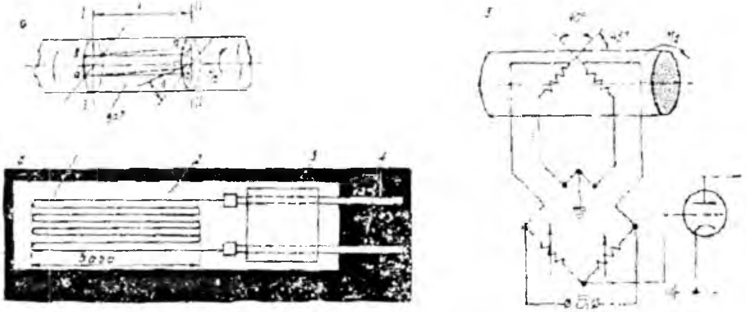
$$M = M(\varphi); \qquad M = M(\omega) \tag{14.3}$$

Буровчи момент тормоз тузилмаси юритиш стартерига реактив момент узатиш, бўгинларнинг деформацияланиши ва бошқа тажриба усулларда ўлчанади. Булардан механизмнинг механик параметрларини, бўгинларнинг деформацияланиши таъсирида куч ёки буровчи моментнинг узатилишини электрик усулда ўлчаш билан танишиб чиқамиз. Механизм бўғинларининг деформацияси орқали куч моментининг узатилиш принципи ёрдамида буровчи моментни ўлчаш усули кенг тарқалган бўлиб, универсал усулдир.

Бу принцип асосида турли-туман механик ва электр датчиклар тайёрланади. Агар валга (14.3 а-шакл) буровчи момент $M_б$ таъсир қилса, валнинг l оралиқдаги кесими II шу валнинг I кесимига нисбатан φ бурчакка бурилади. Шунда валнинг $abcd$ қисми деформацияланиб, $abd'c'$ га айланади. Валнинг l узунликдаги участкасининг деформацияланишидаги буралиш бурчаги қуйидаги формула билан аниқланади:

$$\varphi = \frac{M_б l}{J_p G_7} \qquad (14.4)$$

бу ерда, J_p — вал кесимининг қутб инерция моменти, доира учун $J_p = 0{,}1d^4, м^4$; G_7 — вал материалининг *II* тур эластиклик модули, *Н/м²*.



14.3-шакл.

Тажриба ўтказишда *l*, G_z, J_p параметрларнинг қийматлари ўзгармас бўлгани учун буралиш бурчаги φ буровчи момент $M_б$ га пропорционал бўлади:

$$\varphi = K \cdot M_б \qquad (14.5)$$

ёки

$$M_б = C\varphi \qquad (14.6)$$

Бу механик параметрларнинг пропорционал боғланишини электрик усулларда аниқлаймиз. Куч ва буровчи моментларни ўлчашда Омик (сим қаршилиги), индуктив сиғим ва бошқа датчиклар ишлатилади.

Сим қаршилиги усули симнинг чўзилиши ва сиқилиши натижасида Омик қаршиликнинг ўзгариш хусусиятига асосланади.

Физика курсидан маълумки, симнинг Омик қаршилиги *R* қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$R = \rho \frac{l}{S} \qquad (14.7)$$

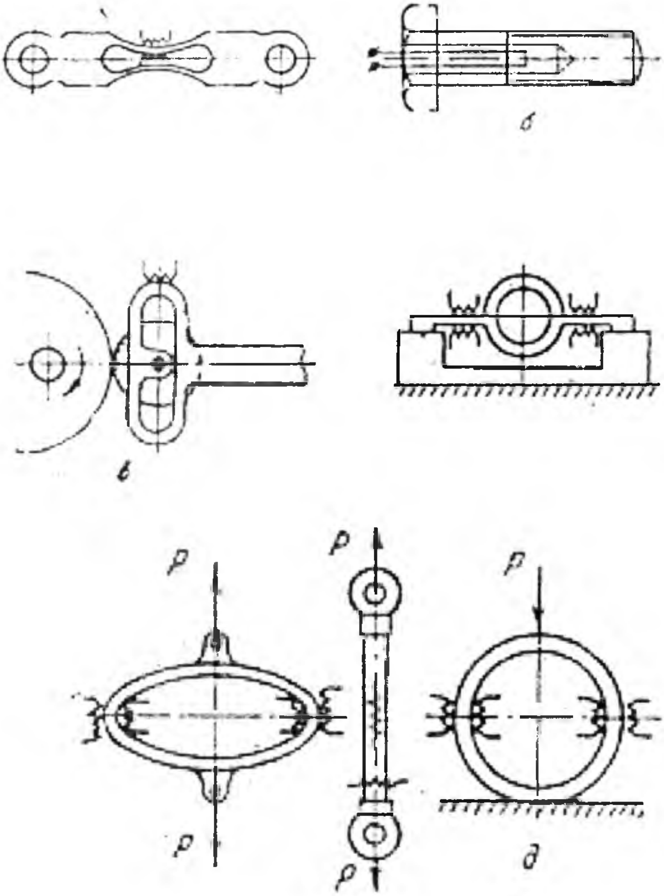
бу ерда, ρ — симнинг солиштирма қаршилиги, Ом, *м*;

l — симнинг узунлиги, *м*;

S — симнинг кўндаланг кесим юзаси, $м^2$.

Сим чўзилганда унинг кўндаланг кесим юзаси кичраяди ва симнинг электрик қаршилиги ортади. Сим датчик (14.3б-шакл) ингичка (диаметри 25...30 микрон), солиштирма қаршилиги катта (константан, манганин ва бошқалардан) иборат. У қоғоз *2* қаватига сиртмоқ шаклида махсус елим *3* билан ёпиштирилади. Датчиклар бир-биридан базасининг узунлиги жиҳатидан фарқ қилади. Симнинг учларига йўғонроқ сим ёпиштирилади. Бу симлар датчикнинг ўлчаш схемасига уланади. Текшириладиган деталга датчик елим ёрдамида бутун юзаси бўйича ёпиштирилади. Деталь деформацияланганда у билан бирга датчик ҳам деформацияланади. Буровчи моментни аниқлаганда датчиклар валнинг ўқига нисбатан 45^0 бурчак остида ёпиштирилади (14.3 в-шакл). Валнинг буралиши натижасида унинг юзасининг бир қисмида чўзилувчи кучланиш, унга тик жойлашган иккинчи қисмида (қийматлари тенг бўлган) сиқиш кучланиши пайдо бўлади.

Тензодатчиклар фақат чўзилиш ва сиқилиш деформацияларини сезгани учун улар текшириладиган валнинг ўқига нисбатан 45^0 бурчак остида ёпиштирилади. Вал буралганда битта датчикнинг қаршилиги ортиб, иккинчи датчикнинг қаршилиги камаяди. Натижада қўлланилган кўприк схемасининг сезгирлиги *2* марта ошади. Ёпиштирилган датчикларнинг қаршилик баланси қўшимча иккита датчик ёрдамида тўғриланади. Кучларни ўлчаш учун турли бўғинларга иккита қаршилик сим датчиклари ёпиштирилади. Бўгинга куч таъсир қилганда датчик симнинг биттаси чўзилади, иккинчиси эса сиқилади. Шунда датчик симларнинг кўндаланг кесимлари ўзгариб, уларнинг қаршилиги ўзгаради. Бунинг натижасида датчикларни уланиш кўприк схемасининг мувозанати ўзгаради. Бу жараён магнит-электрик осциллографга ёзиб олинади. 14.4-шаклда кучни ўлчаш датчикларининг айримлари кўрсатилган.



14.4-шакл.

14.3. ТЕХНОЛОГИК ҚАРШИЛИКЛАРНИ ҚАЙТА ИШЛАШ УСУЛЛАРИ

Технологик машиналарнинг ишчи механизмларини ҳар бир бўғинини юкланишини баҳолашда бу юкларнинг характери ва шакли муҳим ахамиятга эга. Технологик қаршиликларнинг

характеристикаси ва миқдорининг тажриба натижалари қайта ишлаш билан аниқланади.

Даврий функциялар эгри чизиғи шаклидаги қаршилик кучлари моментини қайта ишлашда гармоник таҳлил усули қўлланади. Маълумки, Дирихле шартини қониқтирувчи даврли даврий функция Фурьени тригонометрик қатори шаклида келтирилиши мумкин:

$$y = \frac{A_{yp}}{2} + A_1 \cos x + A_2 \cos 2x + ... + A \cos nx +$$

$$+ B_1 \sin x + B_2 \sin 2x + ... + B_n \sin nx = \frac{A_{yp}}{2} +$$

$$+ \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos nx + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin nx \qquad (14.8)$$

бу ерда, $\frac{A_{yp}}{2}$ — қуриладиган даврдаги функцияни ўртача қиймати;

$A_1, A_2 ... B_1, B_2$ — доимий гармоник коэффициентлар.

Бу даврий функциялар одатда осциллограммалар шаклида берилади, гармоник коэффициентлар тахминан қуйидаги кўринишда аниқланади:

$$A_n = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \cos\left(\frac{2\pi n}{m} i\right), \quad B_n = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \sin\left(\frac{2\pi n}{m} i\right) \qquad (14.9)$$

бу ерда, m — эгри чизиқни тенг бўлакларга бўлиш сони;

y — бўлаклар ординаталари;

n — гармоник тартиби.

Мисол тариқасида тола ажратишда пахта хом ашёсини қайтарувчи органга технологик қаршилигини (бир марта олингандаги) эгри чизиғини кўрайлик.

Қаршиликнинг эгри чизиғини қайта ишлашда 2π даврини *48* тенг қисмига бўламиз ва ҳар биридаги ординаталарни ўлчаймиз.

φ , град	$M_к$, нм	φ , град	$M_к$, нм	φ , град	$M_к$, нм
7,5	18,7	127,5	22,5	247,5	22,9
15,0	18,9	135,0	22,6	255,0	22,6
22,5	18,65	142,5	23,1	262,5	21,3
30,0	18,9	150,0	23,9	270,0	21,3
37,5	20,5	157,5	23,2	277,5	21,0
45,0	19,9	165,0	22,6	285,0	20,7
52,5	20,1	172,5	22,1	292,5	20,6
60,0	20,8	180,0	22,2	300,0	21,5
67,5	20,9	187,5	22,6	307,5	19,9
75,0	20,7	195,0	21,9	315,0	20,4
82,5	20,3	202,5	22,1	322,6	21,4
90,0	20,6	210,0	22,8	330,0	21,9
97,5	20,9	217,5	22,5	337,5	21,4
106,6	21,8	225,0	21,9	345,0	20,8
112,5	22,4	232,5	22,4	352,5	20,6
120,0	22,3	240,0	23,2	360,0	21,4

Валикли жинни қайтарувчи органига таъсир қилувчи технологик қаршилик функциясининг ўртача миқдорини ҳисоблаймиз.

$$\frac{A_{ур}}{2} = \frac{1}{48}\left(y_1 + y_2 + y_3 + ...y_{47} + y_{48}\right) \qquad (14.10)$$

Ҳар бир $m = 48$ учун тенгламадан гармоник коэффициентни ҳисоблаймиз.

$$A_n = \frac{1}{24}\left[Y_1 \cos\left(\frac{\pi n}{24}\right) + Y_2 \cos\left(2\frac{\pi n}{24}\right) + Y_3 \cos\left(3\frac{\pi n}{24}\right) + ... + Y_{48} \cos\left(48\frac{\pi n}{24}\right) = \right.$$

$$\left. = \frac{1}{24}\left(Y_1 \cos\left(n \cdot 7{,}5^0\right) + Y_2 \cos\left(n \cdot 15^0\right) + Y_3 \cos\left(n \cdot 22{,}5^0\right) + ... + Y_{48}\right)\right]$$

$$B_n = \frac{1}{24}\left[Y_1 \sin\left(n 7{,}5^0\right) + Y_2 \sin\left(n \cdot 15^0\right) + ...Y_{48} \sin\left(n\, 360^0\right)\right]$$

Биринчи гармоника учун ($n = 1$ бўлганда) қуйидагини оламиз:

$$A_1 = \frac{1}{24}\left(\varphi_1 \cos 7{,}5^0 + Y_2 \cos 15^0 + \ldots + Y_{48}\right)$$

$$B_1 = \frac{1}{24}\left(Y_1 \sin 7.5^0 + Y_2 \sin 15^0 + \ldots. + Y_{48} \cdot 6\right)$$

Пахтани тозалаш саноати технологик машиналари бўғинларининг юкланишини таҳлил қилганда тахминий усуллар билан чекланади, чунки юқори гармоникларни ҳисобга олмаса бўлади. Бунда пахтани технологик қаршилиги Фурье қатори соддалашган кўринишида ифодаланади.

Шундай қилиб машина элементларига пахтани технологик қаршилиги 2π даврли гармоник қонун билан ўзгарса уларни баён қилинган усулда таҳлил қилиш мумкин.

Пахтанинг технологик қаршилигини тасодифий функцияси таҳлили анча мураккабдир. Бундай ҳолда натижалар математик статистика усулида қайта ишланади. Усул моҳиятини тушунтириш учун валикли тола ажратувчининг ишчи қисмлари элементларига таъсир қилувчи технологик юкларни корреляцион таҳлилини кўрайлик.

Пахтадан толани ажратишда ишчи орган элементларига таъсир қилувчи ишчи юкламаларнинг частотаси ва амплитудаси ўзгарувчан.

Бунда қаршиликнинг тасодифийлиги ишчи валик узунлигига ва вақтга нисбатан пахтанинг нотекис тақсимланиши; қўзғалмас пичоқ қиррасига нисбатан бир чигитнинг ҳар хил жойлашиши; пахта хом ашёси геометрик параметрлари кабиларга боғлиқдир.

Технологик қаршиликлар валикли жин қурилмасида тензометрия усулида олинган ишчи валик ва қайтарувчи органга таъсир этувчи технологик қаршиликларнинг тасодифий функциялари характеристикаларини олиш учун тажриба натижалари ЭЦВМ М-222 да корреляцион таҳлил қилинди. Ишчи валикнинг бир марта айланиши (цикли) айланиш бурчаги бўйлаб, *24* кесимга, икки марта айланиши (цикли) *48* кесимга ажратилди.

Функция тасодифийлигининг асосий характеристикаси технологик қаршиликлар шаклини характерловчи функциянинг ўртача қиймати тарзидаги қуйидаги формуладан ҳисобланадиган математик кутиш ҳисобланади:

$$\overline{m}(\varphi_K) = \frac{\sum_{i=1}^{n} X_i(\varphi_K)}{n} \qquad (14.11)$$

бу ерда, $X_i(\varphi_K)$ — технологик қаршилик моменти;

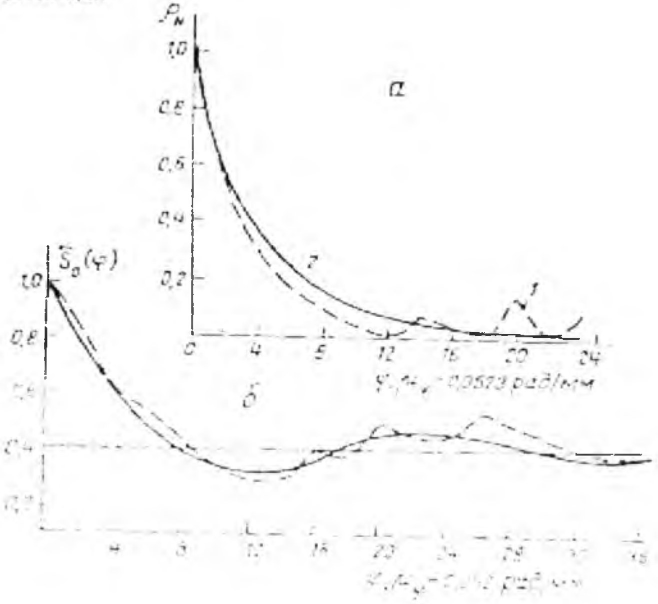
n – содир бўлиш сони $(n_p = 64,\ n_0 = 20)$.

(14.11) формуладан ҳисобланган ва айланиш бурчагини чизиқсиз функцияси бўлган ишчи ва қайтарувчи валикларга таъсир қилувчи технологик қаршиликни математик кутиш қийматлари қуйида келтирилган:

φ_p	$\overline{m}_p(\varphi_p)$	φ_p	$\overline{m}_p(\varphi_p)$	φ_0	$\overline{m}_p(\varphi_p)$
1.	4,62	1	18,79	25	22,43
2.	5,04	2	18,94	26	21,76
3.	5,58	3	18,65	27	22,01
4.	5,51	4	19,74	28	22,63
5.	5,43	5	20,18	29	22,56
6.	5,23	6	19,96	30	21,81
7.	5,56	7	20,46	31	22,30
8.	5,25	8	20,98	32	23,60
9.	5,01	9	20,78	33	22,95
10	5,60	10	20,27	34	22,64
11	5,98	11	20,38	35	21,25
12	5,44	12	20,87	36	21,25
13	5,70	13	21,30	37	20,70
14	5,58	14	21,35	38	20,74
15	5,77	15	21,26	39	28,99
16	5,74	16	22,03	40	21,42
17	5,38	17	22,30	41	19,92
18	4,93	18	22,41	42	20,38
19	4,97	19	23,28	43	21,36
20	4,97	20	23,73	44	21,84
21	5,11	21	22,91	45	21,39
22	5,00	22	21,82	46	20,50
23	5,06	23	21,80	47	20,63
24	4,97	24	22,20	48	21,25

$\overline{M}_{max} = (4,6.....6,0)$ $H.м.$

Математик кутиш графигида қайтарувчи органга таъсир қилувчи қаршиликни қайтарувчи пластиналарни *0,25π* цик-лига тўгри келувчи $\overline{m_0}(\varphi_0)$ қийматларини ўзгариб туриши кузатилади.



14.5-шакл.

Шундай қилиб, технологик қаршиликнинг тасодифий функциялари стационар бўлади, чунки математик кутишни, дисперсияни, нормаллашган параллел бўйлаб (корреляцион функция жадвалидан) бир оз ўзгариши чекланган сондаги ҳисоблар сабаблидир.

Ишчи валикка таъсир қилувчи пахтани технологик қар-шилигини ўртача нормаллашган корреляцион функцияси графиги 14.5-шаклда (1-эгри чизиқ) келтирилган.

Ишчи валикни айланиш бурчаги катта бўлганда $\bar{S}_p(\varphi_p)$ функцияни тасодифий тебраниши кўзга ташланади, чунки $S_p(\varphi_p)$ графиги нуқталари чекланган сондаги тажриба на-тижаларини нормаллашган корреляцион функциясини ўрта-

ча ҳолга келтириш орқали олинган. Бунда функциядаги φ ошиши билан нолга интилувчи, яъни эргодик хусусиятга эга бўлган корреляцион функцияни силлиқлаш мақсадга мувофиқдир. Берилган графикни силлиқлаш учун уни тахминий функция билан алмаштирамиз.

$$\bar{S}_p(\varphi_p) = e^{-\alpha\varphi} \tag{14.12}$$

Қайтарувчи валикка технологик қаршиликнинг ўртача нормаллашган корреляцион функцияси 14.5б-шаклида (2-эгри чизиқ) кўрсатилган; j_0 ошиши билан $\bar{S}_0(\varphi_0)$ функция D_0 доимий сонга интилади. Демак, тасодифий функция таркибида тасодифий ташкил этувчилар бор, яъни функция эргодик хусусиятга эга эмас.

Келтирилган графикларни силлиқлаш учун уларни тахминан қуйидаги функция билан алмаштирамиз:

$$\bar{S}_p(\varphi_p) = e^{-0.624\varphi_p}, \quad \bar{S}_0(\varphi_0) = 0.4 \div 0{,}6e^{-0{,}462\varphi_0}\cos\varphi_0 \tag{14.13}$$

тасодифий функциянинг спектрал зичлигини олиш учун Фурьени қайта ташкил қилишнинг комплекс шаклидан фойдаланамиз

$$\cos\omega t = \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \tag{14.14}$$

Натижада спектрал зичлик қуйидагича бўлади:

$$S(\varphi) = \frac{2}{\pi}\int_0^{\varphi} \bar{\rho}(\varphi)\left[\frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2}\right]d\varphi \tag{14.15}$$

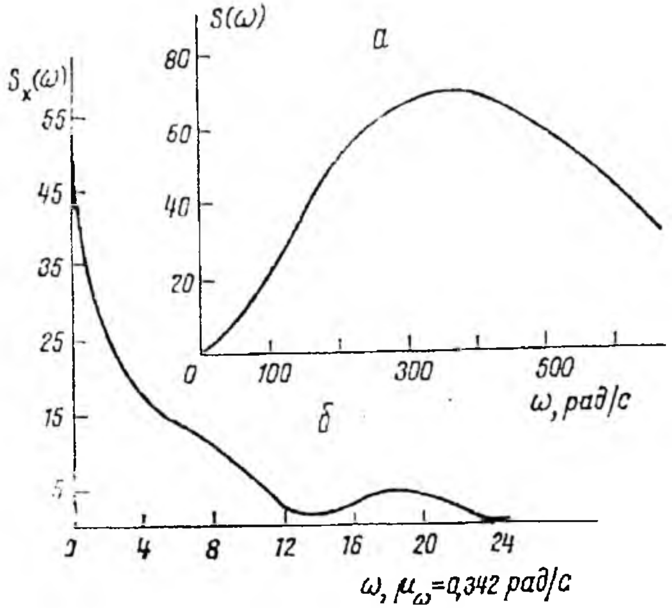
(14.13) ни (14.14) га қўйиб тасодифий технологик қаршиликлар зичлигининг боғланишини оламиз:

$$S_p(\varphi_p) = \frac{4e^{-\alpha_1\varphi_p}}{\pi(\alpha_1^2+1)}(\alpha_1\cos\varphi_p + \sin\varphi_p) + \frac{4\alpha_1}{\pi(\alpha_1^2+1)},$$

$$S_0(\varphi_0) = \frac{D_0\sin\varphi_0}{4\pi} + \frac{A\alpha_2}{2\pi(\beta^2+\varphi_0^2)} \tag{14.16}$$

бу ерда, d_1=0,624, D_0=0,04, A=0,6, a_2=0,462, b=0,27 (14.13) ифода $P_p(\varphi_p)$ функциясининг графиги 14.5а-шаклда (2-эгри чизиқ), - 14.5б-шаклда келтирилган.

$\bar{S}_p(\varphi_p)$ ва $\bar{S}_0(\varphi_0)$ функцияларини τ га бўлиб (ишчи ва қайтарувчи валикларни 5^0 га бурилиш вақтида) спектрал зичликни богланиш графигини оламиз (14.6-шакл, а,б). 14.16-шаклдан ишчи валик қаршилиги дисперсиясининг ажралиш спектрининг асосий қисми (*60-70%*) *250...470* c^{-1} частоталари оралиғига тўғри келади ва қайтарувчи органга технологик қаршилик *0...41,1* c^{-1} ташкил этади.



4.6-шакл.

Олинган характеристикалар пахтани амалдаги технологик қаршиликларини инобатга олиб, валикли жинни, ишчи механизмлари ҳаракат динамикасини назарий тадқиқотини амалга оширишга, ҳаракат режимлари ва уларнинг параметрларини танлаш тавсиясига имкон беради, шунингдек, валикли тола ажратувчиларни элементларини муҳандислик ҳисобларида фойдаланилиши мумкин.

Шундай қилиб, баён қилинган усулда пахта тозаловчи машина ва механизмларни ишчи органларига пахтани турли технологик қаршиликларини қайта ишлаш мумкин.

14.4. МАШИНА ВА МЕХАНИЗМЛАРНИ ТАЖРИБА УСУЛИДА ТЕКШИРИШ ИСТИҚБОЛЛАРИ

Бизга маълумки, ҳар қандай назарий натижанинг тўғрилиги тажриба усулида тасдиқланади. Шунинг учун, машина ва механизмлар параметрларини тажриба усулида аниқлаб назарий юкланишлари билан таққослаш мақсадга мувофиқдир. Лекин тажрибалар ўтказиш учун катта сарф-харажатлар керак бўлади. Юқорида таъкидлаганимиздек, бу борада замонавий компьютерларнинг имкониятларидан фойдаланиш кенгаймоқда. Худди шунингдек, ўлчаш асбоб ва ускуналарнинг янги турлари яратилмоқда. Уларнинг имкониятлари юқори бўлиб, илмий тараққиётнинг сўнгги ютуқларидан фойдаланиб тайёрланган.

Ҳозирда электроника асбоблари, датчиклари кенг ишлаб чиқилмоқда. Бу ўлчагич ускуна ва асбоблар юқори аниқлиги ва тезкорлиги билан диққатга сазовордир. Уларнинг имкониятларидан кенг фойдаланиш муҳимдир.

Яна бир янги йўналиш мавжуд бўлиб, машина ва механизмларнинг тажрибалари электрон қурилмаларда, компьютерларни тўғридан-тўғри ишлатиш, кези келганда, ўзгарувчи кинематик параметрларни тегишли чегарада ушлаб туришни таъминлаш, бошқариш каби мураккаб вазифалар бажарилмоқда. Ушбу услубнинг келажаги порлоқдир. Шу билан бирга, электрон асбоблар ва ЭҲМни қўллаш асосида машина ва механизмларнинг кинематик параметрларини, юкланганлигини, энергия сарфини, титраш параметрини ўлчашдан ташқари, уларни қайта ишлаш, интеграллаш, дифференциаллаш каби ҳисобларни ҳам юқори аниқликда амалга ошириш мумкин.

14.5. «МАШИНА ВА МЕХАНИЗМЛАРНИ ТАЖРИБА УСУЛИДА ТЕКШИРИШ» БОБИ БЎЙИЧА ЎЗ-ЎЗИНИ ТЕКШИРИШ УЧУН САВОЛЛАР

1. Машина ва механизмларни тажрибада текшириш деганда нимани тушунасиз?

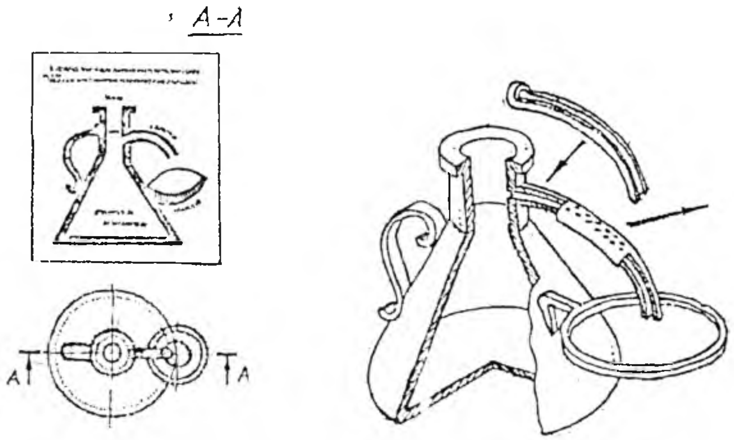
2. Машиналарнинг қандай параметрларини тажриба усулида ўлчаш мумкин?

3. Илгариланма ҳаракат қилувчи бўғинларнинг силжиши, тезлик ва тезланишлари тажрибада қандай усулларда ўлчанади?

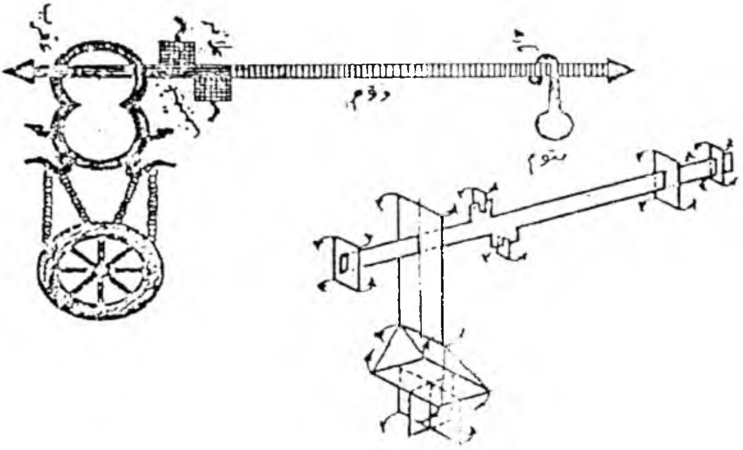
4. Айланма ҳаракат қилувчи бўғинларни бурилиш бурчаги, бурчак тезлик ва тезланишлари тажрибада қандай ўлчанади?

5. Машина ва механизм элементларида куч ва куч моменти тажрибада қандай ўлчанади?

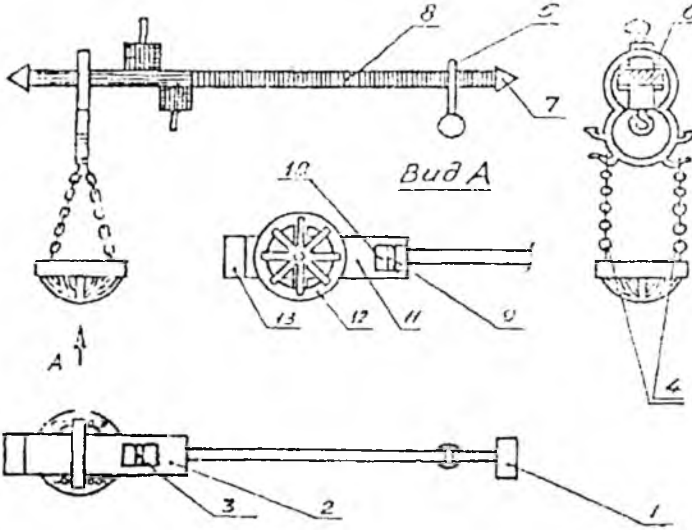
ИЛОВАЛАР



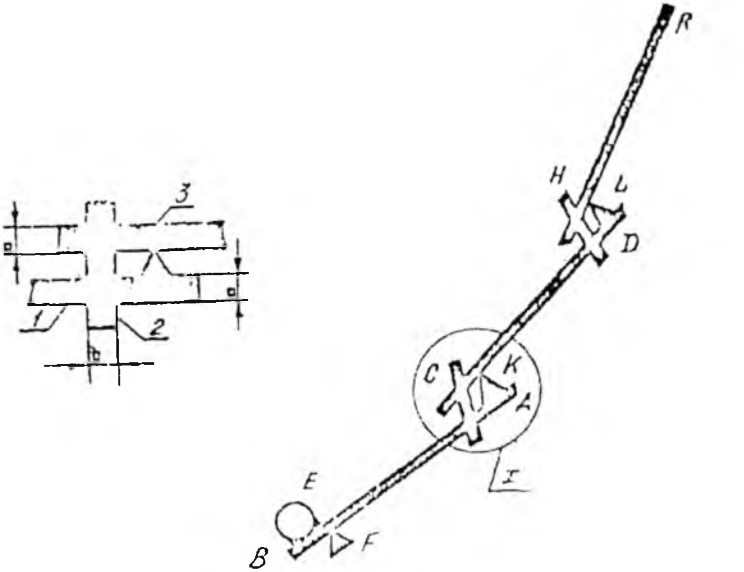
1.и.-шакл. Ал-Беруний яратган модданинг солиштирма оғирлигини ўлчаш ускунаси.



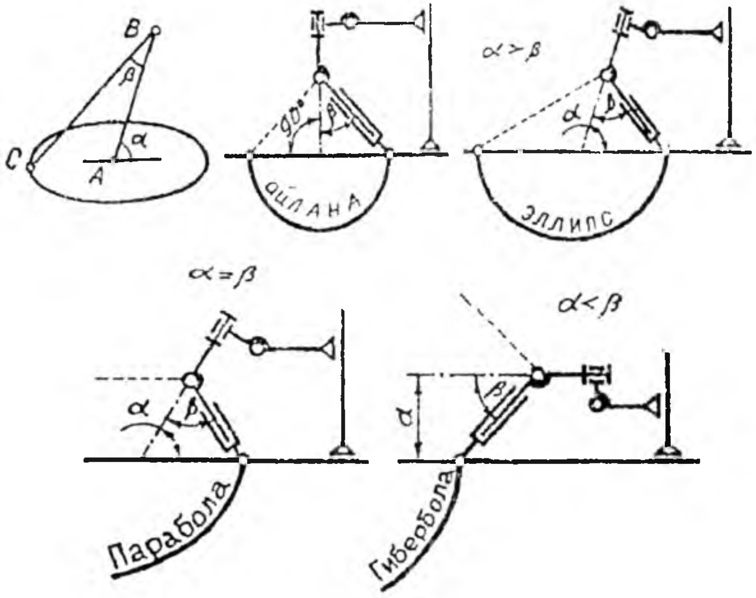
2.и.-шакл. Ибн Синонинг "Ақл мезони" китобидаги тарози механизми.



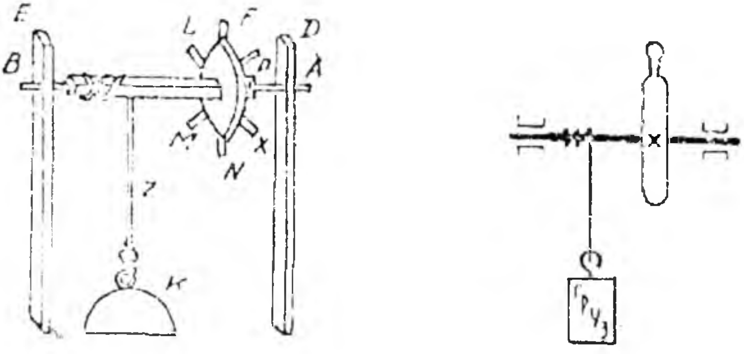
3.и.-шакл. IX аср, осма тарози механизми.



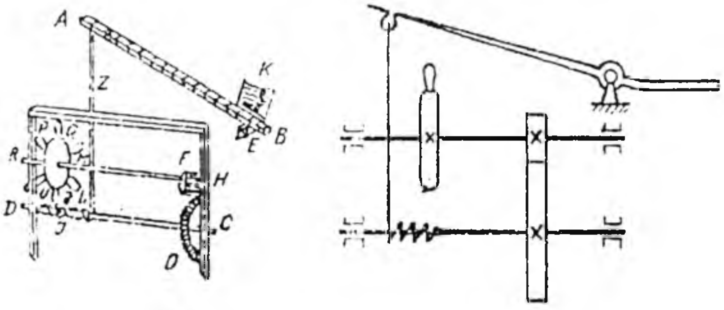
4.и.-шакл. Ибн Синонинг "Ақл мезони" асаридаги ричагли механизмнинг боғланиш элементлари конструкцияси.



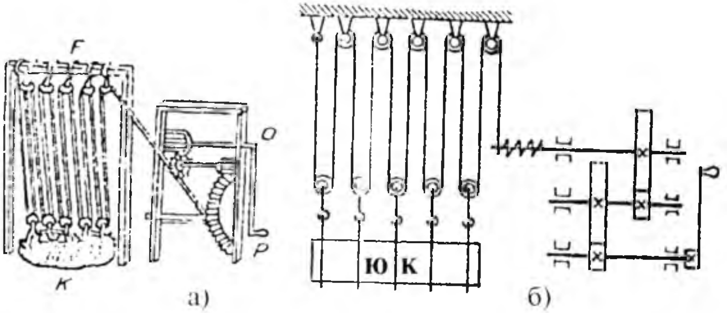
5.и.-шакл. Ас-Сиджизининг (X аср) “Пергари мукаммал” асаридан коникограф (конуслар кесимини чизиш механизми).



6.и.-шакл. Дарбозани очиш-ёпиш механизми (XI аср).



7.и.-шакл. Ибн Синонинг “Ақл мезони” асаридаги оғир эшик ва дарбозаларни очиш-ёпиш механизми.



8.и.-шакл. Дарбозаларни очиш-ёпиш механизми (X аср), а — аксонометрик кўриниши; б — ҳозирги замон усулидаги схемаси.

ФОЙДАЛАНИЛГАН АДАБИЁТЛАР РЎЙХАТИ

1. Ассур Л.В. "Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации". М., 1952 г.

2. Артоболевский И.И. «Теория механизмов и машин». М., 1987 г.

3. Бейер Р. «Синтез механизмов». М., 1959 г.

4. Артоболевский И.И. «Механизмы в современной технике». М., 1974 г. I-V т.

5. Кожевников С.Н. «Механизмы оптимальной структуры». В книге "Кинематика, динамика и точность механизмов"., М. 1984 г., стр. 11-19.

6. Шашкин Ю.А Эйлерова характеристика. М., 1984 г.

7. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М., 1987 г.

8. Куровский Ф.М. Теория плоских механизмов с гибкими звеньями. М., 1963 г.

9. Колчин Н.И. Механика машин. Т.1., Т.2., М., 1965 г.

10. Безвесельный Е.С. Вопросы и задачи по теории механизмов и машин. М., 1977 г.

11. Левитский Н.И. Кулачковые механизмы. М., 1964 г.

12. Левитский Н.И. «Синтез механизмов по Чебышеву». М., 1946 г.

13. Румянцев А.В. Изготовление кулачков. Л., 1969 г.

14. Лившиц Б.Н. Технология изготовления и сборки кулачковых механизмов. М., 1969 г.

15. Кульбачный О.И. Теория механизмов и машин—проектирование. М., 1970 г.

16. Лебедов П.А. Кинематика пространственных механизмов. М.-Л., 1966 г.

17. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. М. 1988 г.

18. Дружинин Ю.А., Зубов В.А., Лавров В.Ю. Проектирование механизмов приборов и вычислительных систем с применением ЭВМ. М., 1988 г.

19. Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.Н., Теория механизмов и машин. Киев, 1989 г.

20. Диментберг Ф.М., Саркисян Ю.Л., Усков М.К. Пространственные механизмы. Обзор современных исследований. М., 1983 г.

21. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. М., 1960 г.

22. Полухин В.П. Проектирование швейно-обметочных машин. М., 1972 г.

23. Мартиросов А. и др. Проектирование машин текстильной промышленности. М.. 1993 г.

24. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М., 1979 г.

25. Бурдаков С.Ф., Дьяченко В.А., Тимофеев А.Н. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизорованных комплексов. М., 1986 г.

26. Воробьев Е.И., Козырев Ю.Г., Царенко В.И. Промышленные работы агрегатно-модульного типа. М., 1988 г.

27. Пронин В.А., Ревков Г.А., Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М., 1967 г.

28. Сергевнин И.В. Теория механизмов и машин. М., 1965 г.

29. Эфрос Л.С. Механика и конструктивные расчеты ровничных машин. М., 1967 г.

30. Зубчатые передачи. Справочник. Под общей редакцией Гинзбурга Е.Н., М., 1980 г.

31. Прошков А.Ф. Исследование и проектирование мотальных механизмов. М., 1963 г.

32. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. М-Л., 1966 г.

33. Мавлявиев М.Р., Вилданова Ф.С. Проектирование механизмов вязания трикотажных машин. Т., 1993 г.

34. Мавлявиев М.Р., Аблукаримов Т.А. Применение функций комплексной переменной при кинематическом анализе механизмов. Доклады АН Республики Узбекистан, 1986 г.

35. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. М., 1959 г.

36. Шашкин А.С. Зубчато-рычажные механизмы.

37. Цыплаков Ю.С. Бипланетарные механизмы. М., 1963 г.

38. Кожевников С.А. Теория механизмов и машин. М., 1969 г.

39. Сборник “Механика машин”. Академии наук, выпуски №8, 10, 11, 12, 21, 22, 25, 26, 56.
40. Тищенко О.Д. и др. Элементы приборных устройств. Т. 1,2. М., 1978 г.
41. Артоболевский И.И. и др. Синтез механизмов. М., 1944 г.
42. Колчин Н.И. и др. Зубчатые и червячные передачи. Л., 1968 г.
43. Левитский Н.И. и др. Теория и применения зубчато-рычажных механизмов. М., 1974 г.
44. Лихтенхельд В. Синтез механизмов. М., 1964 г.
45. Литвин Ф.Л. и др. Расчет и конструирование механизмов и деталей приборов. Л., 1975 г.
46. Усмонхўжаев Ҳ.Ҳ. «Машина ва механизмлар назарияси». «Ўқтиувчи», Т., 1981 й.
47. Фролов К.В. и др. «Теория механизмов и машин», М., 1988 г.
48. Иззатов З.Х. «Механизм ва машиналар назариясидан лаборатория ишлари». «Ўқитувчи», Т., 1982 й.
49. Юдин В.А., Пертрокас Л.В. «Теория механизмов и машин», М., 1967 г.
50. Баранов Г.Г. «Курс теории механизмов и машин», М., 1967 г.
51. Зиновьев В.А. Бессонов А.Л. «Основы динамики машинных агрегатов». М., 1964 г.
52. Йулдошбеков С.А. «Механизм ва машиналар назарияси». «Ўқитувчи», Т., 1978 й.
53. Қодиров Р.Х. «Механизм ва машиналар назариясидан курсавий лойиҳалаш». «Ўқитувчи», Т., 1990 й.
54. Кореняно А.Г. «Теория механизмов и машин». Киев , 1976 г.
55. Джураев А., Мухамедов Д. «Основы моделирования задач по теории машин и механизмов по АВМ». «Ўқитувчи», Т., 1989 г.
56. Тожибоев Р., Жўраев А. «Машина деталлари». «Ўқитувчи». Т., 2000 й.
57. Джураев А. «Моделирование динамики машинных агрегатов хлопкоперерабатывающих машин». «Фан», Т., 1984 г.
58. Ғаниев А. «Ўзгарувчан параметрли, эгилувчан бўғинли кулисали механизмларни кинематик ва динамик таҳлили», канд. дис., Т., 2000 й.

59. Жўраев А., Мавлявиев М.Р., Мирахмедов Ж.Ю., Мақсудов Р.Л., Абдукаримов Т. «Механизм ва машиналар назариясидан лаборатория ишлари». Т., 1997 й.

60. Айлангич-кулисали механизм. Ўзбекистон Республикаси патенти. №2591. Бюл. №1, 1997 й.

61. Кулисали механизм. Ўзбекистон Республикаси патенти. №3642. Бюл. №2, 1996 й.

62. Тасмали узатмани таранглаш ролиги. Ўзбекистон Республикаси патенти. №4228. Бюл. №1, 1997 й.

63. Тасмали узатма. Авт.свид. №1404710. Бюл. №23, 1988 й.

64. Тишли-цевакли узатма. Авт.свид. №1703899. Бюл. №1, 1992 й.

65. Kurt Luk. Theory of machine and mechanisms. New York, 1999 y, 298 p.

66. Компьютерное моделирование машин и механизмов на базе "Компас 5.11". М. 2003 г.

67. Уалиев Г. Динамика механизмов и машин. Алмата, 2001 г, с. 282.

68. Смелягин А.И. Структура, структурный анализ и синтез механизмов. Новосибирск, 1999 г, с. 109.

69. Дворников А.Т., Живаго Э.Я. Основы теорий кинематических пар. Новокузнецк 1999 г. с. 101.

70. Машина ва механизмлар назариясидан ўқув-услубий комплекс. ТТЕСИ, МН ва МД кафедра.

www.Internet/My%20webs/kaf_teor_%20mech_det_mash.htm

e-mail: tit@buston.com

71. Семененко М.Г. Введение в математическое моделирование. Москва, 2002 г. e-mail: solon-r@coba.ru

72. Чен К., Джиблин П. Matlab в математических исследованиях. Москва, Мир 2001 г. www.matlab.ru, e-mail: info@matlab.ru

73. Учебно-методический комплекс по ТММ и ДМ. МГТУ. e-mail: office@msta.as.ru.

74. Учебно-методический комплекс по ТММ и ДМ. Ивановская Государственная Текстильная Академия (ИГТА)

e-mail: grakrasnodar@mail.ru, http://office@msta.ac.ru.

75. Учебно-методический комплекс по общеинженерным дисциплинам. Санкт-Петербург. Институт точной механики и оптики (тех-й у-т) www.ifmo.ru/, mir@mail.ifmo.ru

76. Санкт-Петербургский Государственный Технологический Университет, www.spbstu.ru.

МУНДАРИЖА

Сўз боши 3
Кириш 4

МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ ПРЕДМЕТИ, УНИНГ ТУЗИЛИШИ ВА АСОСИЙ ВАЗИФАЛАРИ

1.1. Механизм ва машиналар назарияси ривожланишининг асосий босқичлари 6
1.2. Механизм ва машиналар назарияси предмети 8
1.3. Машиналар ва уларнинг классификацияси 12
1.4. Кириш қисми бўйича ўз-ўзини текшириш тестлари ва саволлар 15

I ҚИСМ. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШИ ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

1-БОБ. КИНЕМАТИК ЖУФТЛАР НАЗАРИЯСИ

1.1. Асосий тушунчалар. Бўғин, кинематик жуфт ва кинематик занжир тушунчалари 18
1.2. Ҳаракатланувчанлик ва боғланишлар 20
1.3. Бўғиннинг текисликда ва фазода ҳаракатланувчанликлари 21
1.4. Кинематик жуфтлар классификацияси 22
1.5. Кинематик бирикмалар 30
1.6. Кинематик жуфтларда локал ортиқча боғланишлар 35
1.7. Кинематик жуфтларнинг ортиқча боғланишсиз синтези 36
1.8. Қайишқоқ боғланишли кинематик бирикмалар 38
1.9. «Кинематик жуфтлар назарияси» боби бўйича ўз-ўзини текшириш тестлари ва саволлар 41

2-БОБ. КИНЕМАТИК ЗАНЖИРЛАР НАЗАРИЯСИ

2.1. Кинематик занжирлар ва уларнинг классификацияси 45
2.2. Очиқ кинематик занжирларнинг эркинлик даражаси 47
2.3. Ёпиқ кинематик занжирнинг баъзи бир хусусиятлари 48

2.4. Кинематик занжирнинг эркинлик даражасини аниқлаш........49
2.5. Гохман-Озол текис ва фазовий кинематик занжирларнинг тузилиш формулалари........49
2.6. Сомов-Малишевнинг фазовий кинематик занжирлар учун тузилиш формуласи........52
2.7.Текис кинематик занжирлар учун П.Л. Чебишевнинг тузилиш формуласи........53
2.8. Механизмни янгича аниқлаш........55
2.9. Кинематик занжирларнинг тузилишида ортиқча богланишлар........56
2.10. Механизмларда ортиқча боғланишларни аниқлаш........57
2.11. Ортиқча боғланишларни йўқотиш........64
2.12. IV синф олий кинематик жуфтларни V синф қуйи жуфтларга алмаштириш........66
2.13. Механизмнинг тузилиши ва кинематик схемаси........68
2.14. "Кинематик занжирлар назарияси" боби бўйича ўз-ўзини текшириш тестлари ва саволлар........69

3-БОБ. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШ СХЕМАЛАРИ СИНТЕЗИ ВА КЛАССИФИКАЦИЯСИ

3.1. Механизмларнинг тузилиш схемалари синтези масалалари........73
3.2. Механизмларни ҳосил бўлиш тартиби........73
3.3. Фазовий тузилма гуруҳларининг синтези........75
3.4. Текис тузилма бирликлари........81
3.5. Л.В. Ассур гуруҳлари асосида текис механизмлар классификацияси........89
3.6. Манипулятор механизми тузилмасининг синтези........92
3.7. Механизмлар тузилиши таҳлили........94
3.8. Механизмнинг структуравий формуласи........97
3.9. Механизмларнинг тузилиши бўйича долзарб муаммо ва масалалар........98
3.10. «Механизмларнинг тузилиш схемалари синтези ва классификацияси» боби бўйича ўз-ўзини текшириш тестлари........102

II ҚИСМ. МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

4-БОБ. РИЧАГЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

4.1. Ричагли механизмлар........107
4.2. Ричагли механизмларнинг кинематик таҳлили........122
4.3. Ричагли механизмларнинг кинематик синтези........179
4.4. Юқори синф ва тартибли ричагли механизмларнинг таҳлили ва синтези........203
4.5. Қайишқоқ бўғинли ричагли механизмлар........209
4.6. Ричагли механизмларнинг кинематик таҳлили ва

синтези бўйича долзарб муаммолар ва масалалар....................216
4.7. "Ричагли механизмлар таҳлили ва синтези"
боби бўйича ўз-ўзини текшириш тестлари ва саволлар.........219

5-БОБ. МУШТУМЧАЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

5.1. Муштумчали механизмлар ҳақида умумий маълумотлар..222
5.2. Муштумчали механизмлар классификацияси.....................223
5.3. Муштумчали механизмларнинг таҳлили ва синтези............229
5.4. Муштумчанинг асосий элементлари ва параметрлари........232
5.5. Муштумчали механизмларда узатиш ва босим бурчаклари...234
5.6. Муштумчали механизмларнинг кинематик таҳлили.............242
5.7. Муштумчали механизмлар синтези.......................................250
5.8. Муштумчали механизмларнинг таҳлили ва синтези бўйича долзарб муаммо ва масалалар......................278
5.9. "Муштумчали механизмлар таҳлили ва синтези" боби бўйича ўз-ўзини текшириш тестлари ва саволлар..................281

6-БОБ. АЙЛАНМА ҲАРАКАТНИ УЗАТУВЧИ МЕХАНИЗМЛАР. ФРИКЦИОН ВА ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР

6.1. Фрикцион механизмлар..286
6.2. Қайишқоқ боғланишли узатувчи механизмлар—тасмали узатмалар..294
6.3. Фрикцион ва тасмали узатмалар бўйича долзарб муаммо ва масалалар...302
6.4. "Айланма ҳаракатни узатувчи механизмлар. Фрикцион ва тасмали узатмалар" боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун саволлар 303

7-БОБ. ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР ТАҲЛИЛИ ВА СИНТЕЗИ

7.1. Тишли илашманинг асосий қонуни. Виллис теоремаси....304
7.2. Тишли механизмларнинг классификацияси.......................307
7.3. Текис тишли механизмлар. Цилиндрсимон тишли узатмалар...308
7.4. Узатиш нисбати ўзгарувчан бўлган тишли механизмлар...343
7.5. Фазовий тишли механизмлар...346
7.6. Тишли механизмларнинг таҳлили ва синтези бўйича долзарб муаммо ва масалалар...356
7.7. «Тишли механизмлар таҳлили ва синтези» боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун тестлар ва саволлар 357

8-БОБ. ЭПИЦИКЛИК ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР

8.1. Эпициклик механизмларнинг турлари................................363
8.2. Эпициклик механизмларнинг кинематик таҳлили............370

8.3. Планетар механизмларнинг синтези....................................377
8.4. Бипланетар механизмлар...382
8.5. Тишли-ричагли механизмлар...385
8.6. Тўлқинсимон узатмалар..389
8.7. Ўзгарувчан узатиш нисбатли мураккаб таркибли дифференциал механизмлар..391
8.8. Эпициклик тишли механизмлар бўйича долзарб муаммо ва масалалар..399
8.9. «Эпициклик тишли механизмлар» боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун тестлар ва саволлар 402

III ҚИСМ. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР ДИНАМИКАСИ

9-БОБ. МЕХАНИЗМЛАРНИ КУЧГА ҲИСОБЛАШ ВА МУВОЗАНАТЛАШ

9.1. Механизм ва машиналар динамикасининг асосий масалалари..405
9.2. Машина агрегатига таъсир қилувчи кучлар классификацияси..406
9.3. Механизмларнинг кинетостатик ҳисоби...............................411
9.4. Н.Е. Жуковский теоремаси...418
9.5. Муштумчали механизмларни кинематик жуфтлардаги реакция кучларини аниқлаш...............................420
9.6. Тишли гилдиракли механизмлар кинематик жуфтларидаги реакция кучларини аниқлаш............................422
9.7. Айланувчи массаларни мувозанатлаш.................................425
9.8. Механизмларнинг кинетостатик ҳисоби ва мувозанатлаш бўйича муаммоли масалалар...431
9.9. "Механизмларни кучга ҳисоблаш ва мувозанатлаш" боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун саволлар.......................433

10-БОБ. МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАРДА ИШҚАЛАНИШ ВА ЕЙИЛИШ

10.1. Ишқаланиш турлари ва хусусиятлари...............................435
10.2. Илгариланма ҳаракат қилувчи кинематик жуфт элементларидаги ишқаланиш. Ишқаланиш бурчаги ва конуси...439
10.3. Қия текисликдаги ишқаланиш..442
10.4. Сирғаниш подшипникларидаги ишқаланиш..................445
10.5. Ишқаланиш доираси...450
10.6. Товон ва товонтаги кинематик жуфт элементларидаги ишқаланиш..451
10.7. Олий кинематик жуфтлардаги ишқаланиш.....................454
10.8. Думаловчи ғилдиракларда юкни силжитиш....................456
10.9. Эгилувчан бўғинлардаги ишқаланиш................................458
10.10. Механизмларнинг кинематик жуфтларини элементларидаги ейилиш..460

10.11. Механизм ва машиналарнинг фойдали иш коэффициенти....471
10.12. Механизм ва машиналарда ишқаланиш ва ейилиш бўйича долзарб муаммо ва масалалар....479
10.13. "Механизм ва машиналарда ишқаланиш ва ейилиш" боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун саволлар....480

11-БОБ. МАШИНА АГРЕГАТИ ҲАРАКАТИНИНГ ТАДҚИҚИ

11.1. Машина агрегатининг ҳаракат тенгламаси....481
11.2. Келтирилган куч ва момент....484
11.3. Келтирилган масса ва инерция моменти....487
11.4. Машина ҳаракат тенгламаларини интеграллаш....489
11.5. Бир массага келтирилган машина агрегатининг ҳаракати таҳлили....491
11.6. Икки массали машина агрегатининг ҳаракати таҳлили....495
11.7. Машина агрегатининг ҳаракат тенгламалари бўйича долзарб муаммо ва масалалар....498
11.8. "Машина агрегати ҳаракатининг тадқиқи" боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун саволлар....499

12-БОБ. МАШИНА ҲАРАКАТИНИНГ НОТЕКИСЛИГИ

12.1. Машинанинг нотекис айланиш коэффициенти....502
12.2. Маховик инерция моментини аниқлаш....504
12.3. Уринма кучлар усули билан ортиқча ишни топиш....506
12.4. Маховик инерция моментини энергомасса усули билан топиш....508
12.5. Маховик инерция моментини топиш усуллари....511
12.6. Машина агрегати бўғинларининг инерция моментларини танлаш....514
12.7. Машина ҳаракати нотекислиги бўйича долзарб муаммо ва масалалар....517
12.8. "Машина ҳаракатининг нотекислиги" боби бўйича ўз-ўзини текшириш саволлари....520

13-БОБ. МАШИНАЛАРДА ТИТРАШ ВА УНДАН МУҲОФАЗАЛАНИШ

13.1. Титрашни юзага келтирувчи манбалар....523
13.2. Титрашнинг салбий оқибатлари....527
13.3. Титрашдан муҳофазалашнинг асосий усуллари....530
13.4. Машиналарда эластик бўғинларнинг диссипативлик хусусиятлари....534
13.5. Титрашдан муҳофазалаш системаларининг хусусиятлари....539

13.6. Тебранишларни динамик сўндириш....................................544
13.7. Титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг асосий схемалари....................................550
13.8. Машиналарни титрашдан муҳофазалашнинг долзарб муаммолари....................................556
13.9. "Машиналарда титраш ва ундан муҳофазаланиш" боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун саволлар 558

14-БОБ. МАШИНА ВА МЕХАНИЗМЛАРНИ ТАЖРИБА УСУЛИДА ТЕКШИРИШ

14.1. Механизм бўғинларининг кинематик параметрларини ўлчаш....................................560
14.2. Механик бўғинлардаги куч ва куч моментларини ўлчаш....................................564
14.3. Технологик қаршиликларни қайта ишлаш усуллари....................................568
14.4. Машина ва механизмларни тажриба усулида текшириш истиқболлари....................................576
14.5. "Машина ва механизмларни тажриба усулида текшириш" боби бўйича ўз-ўзини текшириш учун саволлар....................................576
Иловалар....................................578
Фойдаланилган адабиётлар рўйхати....................................582

А.Жўраев, М.Мавлявиев, Т.Абдукаримов,
Ж.Мираҳмедов

МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ

(Дарслик)

Нашр учун масъул *Н.Халилов*
Таҳририят мудири *М.Миркомилов*
Муҳаррирлар *Ҳ.Маҳмудова, С.Нарзиев*
Мусаввир *А.Бобров*
Техник муҳаррир *Ф.Холматова*
Мусаҳҳиҳа *М.Тожибоева*

ИБ №4179

Босишга 04.03.2004 й.да рухсат этилди. Бичими 84х108$^1/_{32}$.Офсет босма. 31,08 шартли босма тобоғи. 37,0 нашр тобоғи. Адади 1000. 5-2004 рақамли шартнома. 84 рақамли буюртма.

"ЎАЖБНТ" Маркази,
700078. Тошкент. Мустақиллик майдони, 5.

Андоза нусхаси Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги "ЎАЖБНТ" Марказининг компьютер бўлимида тайёрланди.

Ўзбекистон матбуот ва ахборот агентлигининг
Ғафур Ғулом номидаги нашриёт-матбаа ижодий уйи. 700129.
Тошкент. Навоий кўчаси, 30 // 700128. Тошкент. Усмон Юсупов кўчаси, 86.