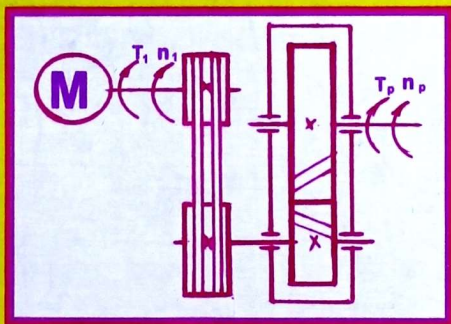


ЗЧ. 4 (кар)  
Т 13

Базарбай Тагаев

# КОЛДОНМО МЕХАНИКА БОЮНЧА КУРСТУК ДОЛБООРЛОО



УДК. 621.01/03

ББК 34.42.

Т 13

**Рецензенттер:** Кыргыз мамлекеттик техникалык университетинин “Колдонмо механика” кафедрасы, каф.баш. проф. Ж.Ж. Тургумбаев, проф. Ж. Усубалиев, проф. А.Э.Садиева жана Ош мамлекеттик университетинин проф. И. Г. Кенжаев.

## **Кыргыз Республикасынын мамлекеттик тилинин кабыл алгандыгынын 22 жылдыгына арналат**

Тагаев Базарбай Тагаевич

**Т13 Колдонмо механика боюнча курстук долбоорлоо:** Жогорку окуу жайларынын техникалык, технологиялык адистиктери үчүн окуу куралы, аспиранттар, машина куруу адистигиндеги инженер-конструкторлор үчүн усулдук колдонмо-Ош:2012-470 б.,ил.

**ISBN 978-9967-03-795-3**

Бул окуу курал эки бөлүктөн турат. Биринчи бөлүктө механизмдерди түзүлүштүк, кинематикалык, күч кыймылдык жактан талдоо жана түзмөлөө ыкмаларына кенен орун берилген. Ошондой эле инженердик практикада кенен колдонуучу: Ийримуунак-жылгыч, шарнирлүү-бакандуу жана кулсалуу жумушчу механизмдерине структуралык, кинематикалык жана динамикалык толук анализдөө жүргүзүлүп аларды долбоорлоого мисалдар берилген.

Курстун экинчи бөлүгүндө жалпы машина курууда кеңири колдонулуучу кыймыл өткөргүчтөрүнө, тиштүү, тишбуруочу, курлуу жана чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөө ыкмалары жана долбоорлоого мисалдар жана эсептөөгө керектүү формулалар ошондой эле курстук долбоорлоого керектүү маалыматтар берилген:

Окуу усулдук материал жогорку окуу жайларынын техникалык, технологиялык студенттери үчүн курстук долбоорлоону эсептеп долбоорлоого мүмкүнчүлүк берет:

Т 2702000000-12

УДК 62/01/03

ББК 34.42

**ISBN 978-9967-03-795-3**

© Тагаев Б.Т. 2012



## Киришүү

«Колдонмо механика» боюнча курстук долбоорлоонун максаты техникалык кылымды - космостук же автоматиканын атомдун кылымы же электрониканын кылымы деп айтпайлы-негизги техникалык прогресс машина болгон жана болуп кала бермек. Машина куруу - эл чарбасындагы негизги өндүрүш машиналарды механизмдерди жана ар түрдүү шаймандарды өндүрөт бул - алардын техникалык базасы. Машина куруунун деңгээлинин өсүүсүнөн машиналардын сапатынын жакшыруусунан жалпы коомдук өндүрүш көз каранды. Ошондуктан машина куруучулардын алдында жооптуу иштер турат, жаңы машиналардын жана механизмдердин конструкцияларын өздөштүрүү жана автоматизациялоо жогорку өндүрүш энергиясын колдонууга мүмкүнчүлүк болуп, машина жана механизмдердин чыдамдуулугуна жана көпкө иштөөсүн камсыздоо, ар түрдүү чарбалык өндүрүш үчүн алардын үнөмдүүлүгүн жана өндүрүмдүүлүгүн жогорулатуу, машина куруучулардын алдында абдан жооптуу иш турат. Ал курган машина бекем иштөөгө ишенимдүү, өндүрүмдүүлүгү жогору ошону менен бирге эле-ал жеңил чакан, материал сыйымдуулугу аз, айлана-чөйрөнү булгабаган жана техникалык талапка эстетикалык жооп берген ушул эсепти ийгиликтүү чечиш үчүн жакшы машинаны жаратыш үчүн, «азыркы талапка жооп берген машина куруучу областагы специалисттер бир топ илимдердин негиздерин билүүсү зарыл, ошонун ичинен «Машиналардын жана механизмдердин теориясы» «Материалдардын каршылыгын» жана «Машиналардын тетиктерин» (Колдонмо механика). Колдонмо механика курсу үч бөлүктөн турат: биринчи бөлүк – «Механизмдердин теориясы», экинчи бөлүк – «Материалдардын каршылыгы», үчүнчү бөлүк – «Машиналардын тетиктери».

Курстун биринчи бөлүгүндө механизмдердин түзүлүшүн, кинетика жана динамикасын, аларды изилдөөчү долбоорлоо ыкмаларын үйрөтөт. Бул суроолор механизмдердин схемаларын талдап алууда жана анализдөөдө чоң мааниге ээ. Курстун экинчи бөлүгүндө жалпы машина курууда кеңири колдонуучу механизмдердин тетик-түйүндөрүн жана тетиктердин бекемдикке, ийкемсиздикке эсептөөнү үйрөтөт. Курстун үчүнчү бөлүгүндө инженердик практикада көбүрөөк кездешиүүчү машиналардын жана приборлордун тетиктерин жана түйүндөрүн

эсептеп долбоорлоо ыкмаларын үйрөтөт. Бул суроолордун механизмдердин схемасын талдап алууда жана аларды анализдөөдө чоң мааниси бар.

Бул ыкмалар тандалып алынган схемаларды белгилүү конструктивдик формага ашырууда ролу чоң.

Машинанын кинетикалык схемасы реалдуу - анык машинанын «скелети» болуп эсептелет. Механизмдердин схемасын тандап алуу жана долбоорлоо, машиналарды долбоорлоонун биринчи жана негизги этабын түзөт. Келечектеги машинанын тетиктеринин чоңдуктарын жана материалдарын тандоо конструкциянын долбоорлоонун кийинки этабын аныктайт, келечектеги инженер басып жүрүүчү жана монотондук өндүрүмдүү машиналарда эсептеп долбоорлоонун жаңы ыкмаларын билүүсү зарыл. Рационалдуу долбоорлонгон машина коопсуз тейлөөгө, жумушчуга ыңгайлуу шарт түзүлөт жана үнөмдүү технологиялык, жасоого жеңил болгон талаптарга жооп берүү зарыл.

Ушул талаптарды чечүүдө, долбоорлоонун биринчи этабында: долбоорлонуучу машинага анализ жана синтездөө жүргүзүү, ошондой эле анын кинетикалык схемасын иштеп чыгуу талап кылынат. Кыймылдын мыйзамын канааттандыруучу бул иштерди аткаруу үчүн студент, келечектеги инженер, «Колдонмо механиканын» негизги абалын үйрөнүүсү зарыл жана кинетикалык, динамикалык анализдөөнүн жалпы ыкмаларын, механизмдерди синтездөөнү жана ал ыкмаларды ар түрдүү механизмдерде колдонууну, жана машиналардын кинетикалык схемасын анализдөөнү жана долбоорлоону тажрыйбага ашырып колдоно билүүсү зарыл.

Ошондуктан «Колдонмо механика» курсун окуу менен бирге окуу планында сөзсүз студенттер колдонмо механика боюнча курстук долбоорлоону жасоо каралган. Курстук долбоорлоо студенттердин теориялык алган билимин тереңдетип бекемдөөгө шарт түзөт, ошондой эле алган билимин, белгилүү инженердик эсепте комплекстүү анализдөө жана механизмдерди жана машиналарды эсептөөдө колдоно билүүгө үйрөтөт; алар студенттердин чыгармачыл жөндөмдүүлүгүн жана өз алдынчалыгын өрчүтүп, анын дисциплинанын окуп үйрөнүүсүн жана илимий-изилдөө ишке болгон жөндөмдүүлүгүн арттырат.

Курстук долбоорлоо эки бөлүктөн турат:

Биринчи бөлүк – «Машиналардын жана механизмдердин теориясы», анда ар түрдүү рычагдуу жумушчу механизмди анализдөөдөн жана төмөнкү этаптардан турат.

1. Механизмди структуралык анализдөө;

2. Механизмдерди кинетикалык анализдөө;

3. Механизмдерди күчтүк анализдөөнүн кийинки тартибин жана ыкмаларын аныктоого мүмкүнчүлүк берет. Кинетикалык анализ механизмди милдеттүү түрдө кинестатикалык анализ менен байланышкан. Структуралык жүргүзүлгөн анализ, кинестатикалык эсептин анализдөөнүн тартибин аныктоого мүмкүнчүлүк берет, б.а. эсептөө Ассурдук тобунун аягынан башталат жана жетелөөчү тогоону эсептөө менен аяктайт.

Кинестатикалык эсептөө, кинетикалык жуптардагы реакция күчүн, жетелөөчү тогоодогу тең салмактоочу күчтү жана тең салмактоочу моментти табууга мүмкүнчүлүк берет. Бул күчтөр тогоолорду бекемдикке эсептеп жана аларды рационалдык конструктивдүү формасын аныктайт.

Графикалык эсепти чыгаруунун тууралыгы күчтүн планы боюнча текшерилет. Тең салмактоочу күчтүн чоңдугу, ошондой эле механизмдин бир-эки абалы үчүн Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы боюнча тең салмактоочу күчтү табуу жана эки ыкманын жыйынтыгынын чоңдуктарын салыштырып, каталарын табуу зарыл. Механизмдерди кинетикалык жана динамикалык анализдөөгө көп көңүл бурулган.

Биринчи бөлүк электр мотордун кубаттуулугун табуу менен аяктайт. Долбоорлоонун биринчи бөлүгүндө эсептөөдөн алынган кубаттуулуктун чоңдугу, долбоорлоонун экинчи бөлүгүн эсептеп, долбоорлоого негизги параметр болуп эсептелет.

Курстук долбоорлоонун экинчи бөлүгүндө – бир баскычтуу тиштүү дөңгөлөктүү редукторлорду жана кыймылга келтиргичти эсептеп долбоорлоого мисалдар каралган. Ошондой эле тиштүү дөңгөлөктөрдүн долбоордук жана текшерүүчү эсептөөлөр жүргүзүлөт; Октолгоочторду эсептөө ; муунак жаздыктарды тандоо жана шпонка бириктирүүчүлөрдүн бекемдигин текшерүү. Андан кийин жабык тиштүү кыймыл өткөргүчтүн эскиздик жайгаштыруусун жүргүзүү; кээ бир тетиктерди, түйүндөрдө жана бүтүндөй редукторду долбоорлоо ; A1(594×841) форматтын барагында чийүү.

## БИРИНЧИ БӨЛҮК

### I ТАРАМ. МАШИНАЛАРДЫН ТҮЗҮЛҮШҮН АНАЛИЗДӨӨГӨ ЖАЛПЫ МААЛЫМАТТАР

Долбоорлонуп куралып жаткан машина же механизм бекем болуп, үзгүлтүксүз иштөөсү, жогорку өндүрүмдүүлүктү, ошондой эле жеңил, чакан, айлана чөйрөнү булгабаган техникалык, эстетикалык жана эргономика талабына жооп берүүсү зарыл.

Ошондой маселени ийгиликтүү чечип жана учурдун талабына жооп бере турган жакшы машиналарды жаратуу үчүн, машина куруу тармагында иштеген адистер бир топ илимдердин негиздерин билүүсү зарыл, ошолордун катарына колдонмо механика кирет.

#### 1.1 Машина агрегаттарынын түзүлүшү

**Машина** – бул техникалык курама-түзүлүш, механикалык кыймыл жасап энергияны, материалдардын абалын, касиетин, формасын жана информацияларды өзгөртөт. Ал адам баласынын оор физикалык жана акыл-эс эмгегин толук алмаштыруу же аны жеңилдетүү максатында жасалат. Демек, машинанын аныктамасы, анын кыймылы механикалык энергиянын агымына байланыштуу болот.

Ал, механикалык энергиянын булагынан башталат б.а. кыймылдатуучу мотордон (КМ) башталып андан кийин кыймыл өткөрүүчү механизм ӨМ аркылуу, механикалык энергияны талап кылуучу-жумушчу (технологиялык) машинага ЖМ өткөрүп берет.

Мындан ары үч бөлүктөн турган КМ–ӨМ–ЖМ, бардык системасын, машина агрегаты деп атайбыз.

Машина агрегатынын энергетикалык өзгөчөлүгү боюнча түзүлгөн структуралык схема 1.1-сүрөттө көрсөтүлгөн.

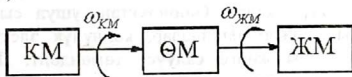
Машина агрегатындагы күчтүн жүктөлүшүн мүнөздөп кете турган болсок, кыймылдатуучу машинанын механизминде,  $F_{кый}$  кыймылдатуучу күчү же  $T_{кый}$  кыймылдатуучу күчтүн моменти таасир этет; жумушчу машинанын механизминде болсо,  $F_{кар}$  – каршылык күчү же  $T_{кар}$  каршылык күчтүн моменти таасир этет. Ошентип, машина агрегатынын кыймылы, көрсөтүлгөн күчтүн факторлорунун таасиринин негизинде пайда болот.

1.1-сүрөткө көңүл бурсак, анда энергетикалык чынжыр көрсөтүлгөн, б.а. ал чынжыр, негизги механикалык энергиянын агымы аккан чынжыры болуп эсептелет.

а)



б)



1.1-сүрөт. Кыймылдатуучу машина, кыймыл өткөрүүчү механизм жана жумушчу машиналардын структуралык схемасы

Жыйынтыктап айтканда, машиналык агрегат үч негизги бөлүктөн: - кыймылдатуучу машинадан;

- жумушчу машинадан;

- аларды байланыштырып турган кыймылды өткөрүүчү механизмден турат.

Машина агрегатына, үч негизги бөлүктөн турган системасына кыскача баяндама берип кетели:

1. Механикалык энергиянын булагы же кыймылдаткыч-машиналар ар түрдүү энергияларды механикалык жумушка айландырып берет.

Кыймылдаткыч машиналарга төмөнкүлөр кирет: ичтен күйүүчү машиналар, буу машиналары, электр кыймылдаткыч машиналары, гидротурбиналары ж.б. кирет. Кыймылдаткыч машиналар  $T_1$  [Нм] толгоо моменти жана  $\omega_1$  бурчтук ылдамдыгы



боюнча мүнөздөлөт жана кыймылдаткыч машиналардын негизги параметрлери болуп эсептелет.

2. Кыймыл өткөрүүчү механизмдердин негизги аткарган кызматы болуп, кыймылды, кыймылдаткыч машинадан, технологиялык машинага (жумушчу машинага) өткөрүп берүү кызматы эсептелет. Кыймылдаткыч машинанын бурчтук ылдамдыгы, жумушчу машинанын бурчтук ылдамдыгына барабар болбойт, көпчүлүк убакта  $\omega_{км} > \omega_{жм}$  болот. Кыймыл өткөрүүчү механизмдин негизги функциясы, жумушчу машинага бурчтук ылдамдыкты азайтып, толгоо моментин көбөйтүп берүү. Мисалы, автомобилдерде жана башка унаа машиналарында, ылдамдыктын чоңдугун жана багытын өзгөртүү талап кылынат, ал эми өйдөлүштө жана ордуна жылууда айлануу моменти жетелөөчү дөңгөлөккө бир топ эсе көбөйтүүнү талап кылат. Автомобилди кыймылдатуучу мотору, мындай талапты аткара албайт, себеби ал турактуу кыска чекте гана  $T_i$  айлантуучу моменти жана  $\omega_1$  бурчтук ылдамдыкты өзгөртүп бергендиктен, ушул чектен чыккан учурда автомобилдин кыймылдаткыч мотору өчүп калат. Ошондуктан, ушул сыяктуу башка бир топ кыймылдаткыч машиналар, көпчүлүк электрдик кыймылдаткыч машиналарды жөнгө салуусу төмөндөйт. Демек, кыймыл өткөрүүчү механизм, кыймылдаткыч машинанын параметрин, жумушчу машина талап кылган параметрге өзгөртүп берет. Ошол себептен, кыймыл өткөрүүчү механизмдин өнүк-өсүшүнө көп көңүл бурулууда. Өткөрүлүүчү кубаттуулуктун жана ылдамдыктын чеги кенейип, чоңдугу жана анын массасы азайып, иштөө мөөнөтү өсүүдө ж.б..

Машина жана приборлорду курууда, механикалык, электрдик, гидравликалык жана пневматикалык кыймыл өткөргүчтөр кеңири колдонулат. Алардын ичинен көпчүлүк учурда механикалык кыймыл өткөргүчтөр кенен пайдаланылат.

Бардык механикалык кыймыл өткөргүчтөр негизинен эки топко бөлүнөт:

1—кыймыл өткөргүчтөр—сүрүлүү күчүн пайдалануунун негизинде, кыймыл өткөрүшөт (курлуу жана фрикциондук механизмдер);  
2—кыймыл өткөргүчтөр—кыймылды илинүүнүн негизинде өткөрүшөт (тиштүү дөңгөлөктүү, чынжырлуу, оролмо тиштүү жана бурамалуу).

Кыймыл өткөргүчтөрдү мүнөздөөчү параметрлер:

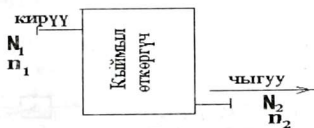
$N_1$  кирүүдөгү жана  $N_2$  чыгуудагы кубаттуулук, ( $\kappa Bm$ ) менен өлчөнөт;

$n_1$  кирүүдөгү жана  $n_2$  чыгуудагы айлануу жыштыгы, (айл/мин) же болбосо  $n_1$  жетектөөчү жана  $n_2$  жетеленүүчү ок толгогучунун айлануу жыштыгы (айл/мин) менен өлчөнөт (1.2-сүрөт).

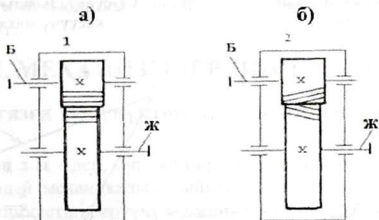
Бул минималдык параметрлер ар түрдүү кыймыл өткөргүчтү эсептеп долбоорлоонун керектүү параметрлери болуп эсептелет.

Технологиялык аткаруучу машинанын айлануу жыштыгы, кыймылга келтирүүчү машинанын айлануу жыштыгынан төмөн болгондуктан, көпчүлүк учурда айлануу кыймылды басандатуучу механизмдер – редукторлор колдонулат.

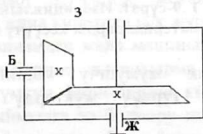
Аларга мисал болуп төмөнкү (1.3...1.5) сүрөттөгү келтирилген редукторлор кирет:



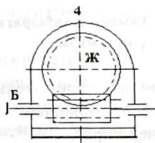
1.2-сүрөт



1.3,а,б-сүрөт. Цилиндрик редукторлор а-түз тиштүү, б-жантык тиштүү



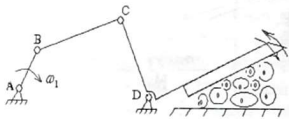
1.4-сүрөт. Коңустук редуктор



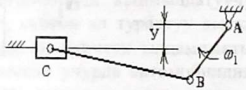
1.5-сүрөт. Оролмо тиштүү редуктор

3. Технологиялык жумушчу машиналар, ар түрдүү материалдарды иштетүү жана түрдүү буюмдарды жасоо үчүн колдонулат. Аларга, металлдарды жана жыгачтарды иштетүүчү тестер, пресстер, барскандар, металл кесүүчү быгачтар, электр зымын чоюп кесүүчү тестер, жер казуучу машиналар, айыл чарба машиналары, тамак аш жасоочу машиналар жана өндүрүштүк роботтор ж.б. кирет. Аларга мисал болуп төмөнкү 1.6.....,1.9 сүрөттөрдө келтирилген механизмдер кирет, мисалы:

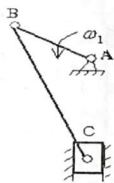
- *Б – бат кыймылдоочу октолгогуч.*
- *Ж – жай кыймылдоочу октолгогуч.*



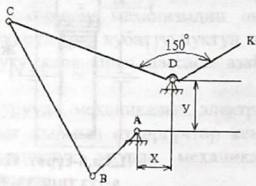
1.6-сүрөт .Механикалык быгач- механизми



1.7-сүрөт. Зымды түздөп кесүүчү механизм



1.8-сүрөт. Тамеки жалбырагын пресстөөчү механизм



1.9-сүрөт. Изоляциялык материалдарды кесүүчү механизм

Ошондой эле технологиялык жумушчу машиналарына, эскалаторлор, лифттер жана ар түрдүү жүктөрдү ташуучу конвейерлер кирет.

Азыркы учурда жогоруда келтирилген техникалык комплекстер: кыймылдаткыч машина, кыймыл өткөргүч механизм,

технологиялык жумушчу машиналар, буларга кошумча практикада кенен колдонулуучу автоматташтырылган системалар: робототехникалык комплекстер, автоматташтырылган манипуляторлор, өндүрүштүк цехтерден орун алуудан мурда, инженердик терең ойлоноуну талап кылат. Эң башкысы алардын принципалдык, кинетикалык схемалары терең негизделүүсү зарыл. Мында тагыраак эсептөөдө, кесиптик долбоорлоо процессинде, ыкмаларды талдап алуу талап кылынат.

Жаңы машина, механизмдерди эсептөө жана долбоорлоо процессиндеги бардык болгон варианттарын салыштырып, эң жакшысын тандап алуу талапка ылайык.

Жогорку окуу жайларында билим алган студенттер, механизмдерди структуралык, кинетикалык, динамикалык жактан изилдөө ыкмаларын жана аны практикада колдоно билүүнү үйрөнүүгө жетишүүсү зарыл.

Биз, бул окуу китебинде машина агрегат системасындагы үч негизги бөлүктү түзгөн: жумушчу технологиялык машиналарга, кыймыл өткөргүч механизмдерди комплекстик изилдөө, долбоорлоо ыкмалары жана кыймылдаткыч машиналарды тандап алуу жөнүндө кенен сөз кылабыз.

## II ТАРАМ. МЕХАНИЗМДЕРДИН ТҮЗҮЛҮШҮ

### 2.1. Негизги түшүнүктөр жана аныктамалар

**Механизм** - деп, бир же бир нече тетиктерден куралып, талап кылынгандай механикалык кыймылды өзгөртүп, физикалык оор жумушту жеңилдетип берүүчү механикалык системаны айтабыз.

Куралган механизмдин негизги максатын, ар түрдүү техникалык операцияларды аткаруу, анын элементтеринин кыймылынын негизинде механизмдин негизги элементтеринин тогоолору жана кинетикалык жуптар түзөт.

Механизмдер жана машиналар көптөгөн тетиктерден турушат. Алар бири-бирине салыштырма кыймылдары, ар башка же бирдей болуусу мүмкүн. Бири-бирине кыймылсыз бекитилген гана тетиктер бирдей кыймылга ээ болоору шексиз. Ошентип, ар бир кыймылда болгон тетик же бири-бири менен кыймылсыз бекитилген тетиктердин системасы механизмдин кыймылдуу *тогоосу* (тетиги) деп аталат.

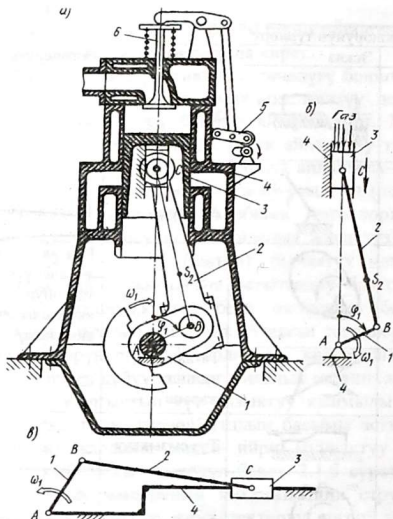
**Тогоо**, бир же бир топ бекем бириктирилген катуу нерселерден куралып, механизмдин составына кирет.

Тогоолор конструктивдик өзгөчөлүгү боюнча (ийри муунактуу октолгоочу, тээк (шатун) жылгыч, тиштүү дөңгөлөк ж.б.) жана алардын кыймыл түрү боюнча айырмаланат. Мисалы, кыймылга келбеген октун айланасында толук айлануучу тогоосу ийримуунак (кривошип), деп аталат, ал эми толук айланбаса—бакан (коромысло), түз сызыктуу кыймылдоочу тогоосу—жылгыч (поршень) деп аталат. Механизмдеги кыймылга келбеген тогоолор тирөөч (стойка); механизмдин тогоосу татаал айланма жана түз сызыктуу кыймыл жасаган болсо — тээк (шатун); рычактуу механизмдин тогоосу кыймылда болуп, жылгычты багыттоочу болгон тогоо — кутуча; урчуктуу тогоонун, каптал бети өзгөрүлмө болуп, жетеленүүчү тогоонун кыймылын аныктайт. Аталган тогоолордун жана алардын шарттуу көрүнүшү 2.1—таблицада көрсөтүлгөн. Мисалы 2.1,а сүрөттөн ичтен күйүүчү энергетикалык машина көрсөтүлгөн, (ДВС), анда 3-чү жылгычтын түз сызыктуу кыймылы 4-чү цилиндрдеги (кыймылсыз тогоо—тирөөч) газдын басымы астында 2-чи тээктин (шатундун) жардамы менен ийри муунактуу 1-чи октолгоочко айланма кыймылды өзгөртүп берет. 2.1,б сүрөттөн ичтен күйүүчү энергетикалык машинанын механизмдин структуралык схемасы көрсөтүлгөн. Кириүүчү же жетектөөчү тогоо, деп кыймылдатуучу мотордон берилип, жетеленүүчү тогоолор талап кылгандай өзгөртүп берүүчү механизм. Чыгуу же жетеленүүчү тогоо, деп машина талап кылуучу кыймылды, өзгөртүп берүүчү тогоону айтабыз. Жетектөөчү жана жетеленүүчү тогоолордун ортосунда кошумча тогоолор жайгашуусу мүмкүн. Азыркы мезгилде машина курууда механизмдердин катарына кирүүчү иймекей, суюктук жана газ түрүндөгү тогоолор кенен колдонулат. Серпилгич тогоолорго пружиналар, мембраналар ж.б. серпилгич тетиктер механизмдин иштөөсүнө белгилүү таасирин тийгизет. Иймекей тогоолорго курлар, чынжырлар ж.б. кирет.



2.1. таблица

Механизмдин тогоолорунун түрлөрү				
№	Аталышы	Эскиз	Кыймылы	Өзгөчөлүгү
1.	Таяныч		Жок	—
2.	Ийримуунак		Айланма	Толук айланат
3.	Урчук		—	Каптал бети-жетеленүүчү тогоонун кыймылынан аныкталат
4.	Урчук		Татаал-жалпак жарыш	—
5.	Урчук		Түз сызыктуу	—
6.	Тиштүү дөңгөлөк		Айланма	Тиштүү контур
7.	Бакан		Термелме	Толук айланбайт, кайтарылма кыймыл
8.	Тээк		Татаал жалпак жарыш	Жуптук жок, тирегич менен байланган
9.	Жылгыч		Түз сызыктуу	Кайтарылма кыймыл
10.	Кулиса		Термелме, айланма	Жылгычты багыттоо үчүн



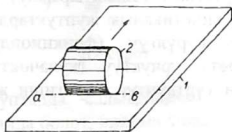
2.1-сүрөт

## 2.2. Кинематикалык жуптар (түйүндөр) жана аларды классификациялоо

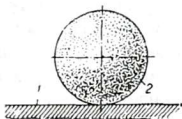
**Кинематикалык жуп (түйүн)** – деп эки же андан көп тогоолордун бири-бирине тийишип, кыймылдуу байланышын айтабыз. Бир тогоонун экинчи бир тогоо менен тийишип турган бөлүгү анын геометриялык бөлүкчөсү деп аталат. Тогоолордун геометриялык бөлүкчөлөрүнүн бири-бирине тийишүү мүнөздөрү боюнча жогорку жана төмөнкү болуп экиге бөлүнөт. Тогоолордун геометриялык бөлүкчөлөрү сызык же чекит боюнча тийишкен кинематикалык жуптар (түйүндөр) **жогорку жуптар** деп аталышат.

Мисалы, бир тогоо цилиндрден, ал эми экинчиси тегиздиктен турат дейли (2.2 – сүрөт).

Экөөнү тийиштирип кинетикалык жуптукту түзсөк, алардын геометриялык бөлүкчөсү түз сызык болоору талашсыз. Топту (шарды) тегиздикке койсок, геометриялык бөлүкчөсү (элементи) чекит болот (2.3 – сүрөт) ж.б.у.с.



2.2-сүрөт

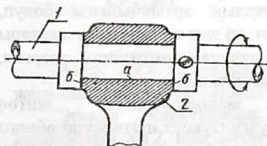


2.3-сүрөт

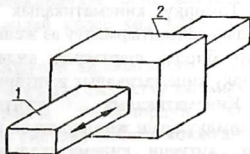
Тогоолордун геометриялык бөлүкчөлөрү бүткүл беттери боюнча тийишкен кинетикалык жуптар төмөнкү жуптар деп аталышат. Мисалы, октолгооч (вал) менен тээктин кыймылдуу биригүүсүн алалы (2.4-сүрөт). Мында биринчи, экинчи тогоолор тышкы жана ички беттери менен тийишип турушат, жана төмөнкү жупту түзөт. Төмөнкү жуптар кайталануу касиетке ээ. 2.4-сүрөттө мейли октолгооч, мейли тээк алынбасын, салыштырма кыймылдын мүнөзү өзгөрбөйт.

Ал эми 2.2-сүрөттө, эгер цилиндр кыймылдабаса, анын чекиттери циклойданы сызат, эгерде тегиздик айланса, анын чекиттери эвольвентаны сызат.

Тогоолордун салыштырмалуу кыймылдарынын мүнөздөрү боюнча кинетикалык жуптар, тегиздиктеги жана мейкиндиктеги болуп бөлүнүшөт.

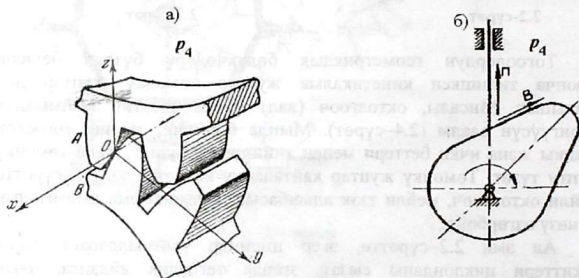


2.4-сүрөт



2.5-сүрөт

Тегиздиктеги кинетикалык жуптар тогоолордун бир тегиздикте же жарыш тегиздиктерде гана кыймылдашына мүмкүнчүлүк берсе, мейкиндиктегилер—тогоолорго мейкиндикте кыймылдоого мүмкүнчүлүк берет. Тегиздиктеги төмөнкү кинетикалык жуптукка (2.4-сүрөт) айланма жана түз сызыктуу кинетикалык жуптуктар кирет (2.5-сүрөт). Түз сызыктуу кыймыл, б.а. бир кыймылдуу кинетикалык жуп 2.5-сүрөттө көрсөтүлгөн. Мында, 1-тогоо, 2-тогоого салыштырмалуу (же 2-тогоо 1-тогоого салыштырмалуу түз сызыктуу кыймылды түзөт.) Жогорку кинетикалык жуптуктардын тегиздиктегисине, эки тиштүү же сүрүлгүч (фрикциондук) дөңгөлөктөрдүн биригиши (2.6,а-сүрөт), урчуктуу (кулачоктуу) механизмде (2.6 б-сүрөт) урчук менен түрткүчтүн биригиши ж.б. мисал болот.

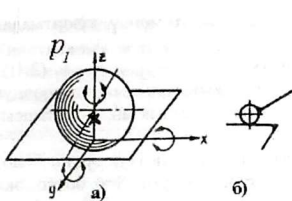


2.6-сүрөт

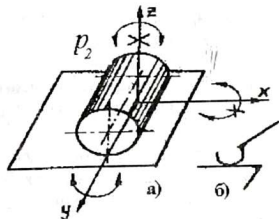
Ал эми мейкиндик-тегиздиктин үстүндөгү топ (2.7-сүрөт), цилиндр (2.8-сүрөт) мисал боло алышат.

Төмөнкү кинематикалык жуптардын артыкчылыгы болуп, алардын салыштырмалуу аз жешилиши, ал эми жетишпеген жактары болуп, бирдей шарттарда, андагы сүрүлүүгө жоготулган энергия, жогорку кинематикалык жуптарга караганда абдан жогору.

Кинематикалык жуптар, машиналардын иштөө жөндөмдүүлүгүн жогорулатып, анын үзгүлтүксүз иштөөсүнө өбөлгө түзөт, анткени кинематикалык жуптар аркылуу бир тогоодон (тетиктен) башка тогоого күчтөр өткөрүлүп берилет, кинематикалык



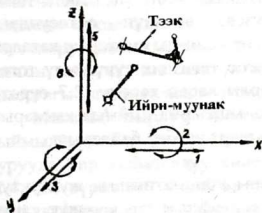
2.7-сүрөт



2.8-сүрөт

жуптарда, салыштырмалуу кыймылдын негизинде, сүрүлүү күчү пайда болот, кинематикалык жуптардын бөлүкчөлөрү чоң чыңалууда жана иштөө процессинде жышылууга дуушар болушат. Ошондуктан машиналарды долбоорлоодо кинематикалык жуптардын түрүн, алардын геометриялык формасын, чоңдуктарын конструктивдик жана майлоочу материалдарды тандап алуу чоң мааниге ээ болот.

Тогоолордун салыштырмалуу кыймылдарын кыскартуучу шарттардын же байланыштардын саны б.а. жуптук тогоолордун салыштырмалуу кыймылына тоскоолдук кылган саны же эркиндик даражалуу саны боюнча кинематикалык жуптар 5,4,3,2 жана 1 кыймылдууларга же болбосо класстарга бөлүнүшөт. Төмөндө аларды карап көрөлү. Теориялык механиканын курсунан белгилүү, мейкиндикте бош жайгашкан ар кандай нерсе көз каранды эмес



2.9-сүрөт

Алар, XYZ (2.9-сүрөттө) окторунун айланасында үч айланма жана ошол октордун багыты боюнча үч түз сызыктуу кыймылдар.

Эгерде кинетикалык жуптагы тогоолордун бирөөсүн кыймылсыз XYZ координаттарына система байлап коюлган болсо, анда экинчи тогоо үчүн, геометриялык бөлүкчөлөрдүн



жуптуктарына ылайык, кыймыл санды  $W$ , төмөнкү туюнтмадан аныктоого болот.

$$W=6-S \quad (2.1)$$

мында,  $S$ —тогоолордун салыштырмалуу кыймылынын тоскоолдук санына байланыш саны. Анда, барабарсыздыктан талашсыз  $0 \leq S \leq 6$ .

Эгерде  $S=0$  болгон болсо, анда тогоо абсолюттук эркин болот жана кинематикалык жуптук болбой калат, ал эми  $S=6$  болсо, эки нерсе бекем байланып, бир тогоону түзгөн болот. Анда, кинематикалык жуптагы тогоолордун салыштырма кыймылында эркин даражадагы санынын бири 1ден 5ке чейин өзгөрүлүшү (2.1) туюнтмадан келип чыгат. Ал эми шарттуу байлануу саны, кинематикалык жуптун классын аныктайт. Байланыш саны 1 ден 5 ке чейин өзгөрүлгөндүктөн, кинематикалык жуптун классы дагы 5 ке барабар. Ошондуктан, биз 1, 2, 3, 4 жана 5- класстагы жуптарды ала турган болобуз. Эгерде (2.1) туюнтманы эске алсак, анда кинематикалык жуптардын класстарын аныктоого болот. Бул тендемеден табабыз;

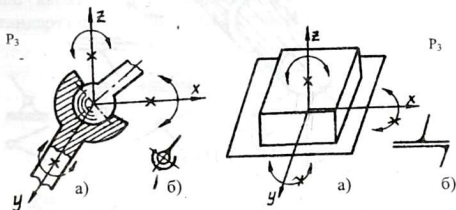
$$S=6-W \quad (2.2)$$

Ошол нерсени бир тогоо (тетик) десек жана ал экинчи тогоо менен кинематикалык жупту түзсө, экөөнүн ортосундагы салыштырмалуу кыймылдан бири же бир канчасы кыскарып калаары талашсыз. Мисалы, топ түрүндөгү тогоо тегиздик түрүндөгү тогоо менен түзгөн кинематикалык жуптарды карап көрөлү (2.7—сүрөт). Мында  $Z$  огу боюнча түз сызыктуу салыштырма кыймыл кыскарып калды же кыймылды кыскартуучу бир шарт же бир байланыш  $S=6-5=1$  саны пайда болду.

Салыштырма кыймылдардын саны кинематикалык жуптуктун кыймылдуулугун, ал эми байланыш саны анын (тоскоолдук саны) классын аныктайт десек, бул кинематикалык жуптук беш кыймылдуу же биринчи класстагы кинематикалык жуптук деп атайбыз. Ал эми топтун ордуна цилиндр түрүндөгү тогоону алсак (2.8—сүрөт) тегиздик менен болгон кинематикалык жуптугуна,  $Z$  огу боюнча түз сызыктуу кыймылдан башка  $Y$  огунун айланасындагы кыймыл ( $d\varphi, / dt = 0$ ) кыскарып калды. Эки байланыш сан пайда болду да, төрт кыймыл саны калды ( $w=4$ ). Мында,  $S=6-4=2$  ошондуктан, кинематикалык жуптук, төрт кыймылдуу же экинчи класстагы жуптук деп аталат. Эгерде цилиндрдин ордуна жарым кырдуулукту



алсак (2.7-сүрөт), андан дагы бир кыймыл ( $d\varphi/dt=0$ ) кыскарат. Кинетикалык жуптук-кыймылдуу же үчүнчү класстагы деп аталат. 2.10а-сүрөттө көрсөтүлгөн топ чөйрөлүк (сфералык) жуптугу жана тегиздиктеги параллелелепид, үчүнчү класстагы кинетикалык жуптук болуп эсептелет, анткени  $dz/dt=0$ ;  $dy/dt=0$ ;  $dx/dt=0$ .

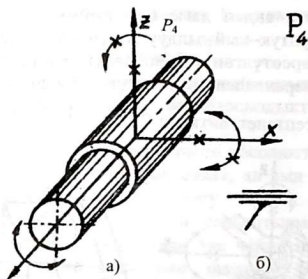


2.10-сүрөт

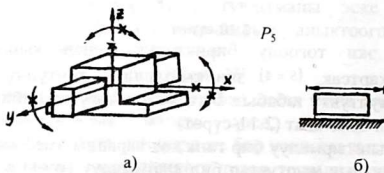
Эгерде эки тогоону бириктирүү менен кыймылдардын төртөөнү кыскартсак, ( $s=4$ ) эки кыймылдуу, төртүнчү класстагы кинетикалык жуптукту табабыз. Буга октолгоогучка кийиштирилген дөңгөлөк мисал боло алат (2.11-сүрөт).

Тогоолору салыштырмалуу бир гана көз каранды эмес кыймылга ээ болгон кинетикалык жуптуктар бир кыймылдуу ( $w=1$ ) же бешинчи класстагы кинетикалык жуптуктар деп аталышат.

Мисалы, кырлуу жылгычтын багыттоочуна карата болгон кыймылы ( $w=1$ ,  $s=5$ ) (2.12-сүрөт). Машина жана приборлорду курууда бир кыймылдуу кинетикалык жуптуктар эң көп кездешет (2.4, 2.5-сүрөттөр) жана ар түрдүү болот. Төмөнкү кинетикалык жуптуктардын бирден-бир артыкчылыгы болуп, чоң даражадагы күчтөрдү (кубаттуулукту) өткөрүп берүү мүмкүнчүлүгүндө. Жогорку кинетикалык жуптуктарды пайдалануу машинанын механизмдериндеги сүрүлүүнү азайтат жана керектүү болгон каалаган кыймылды механизмдин жетеленүүчү тогоосунан алууга болот.



2.11-сүрөт



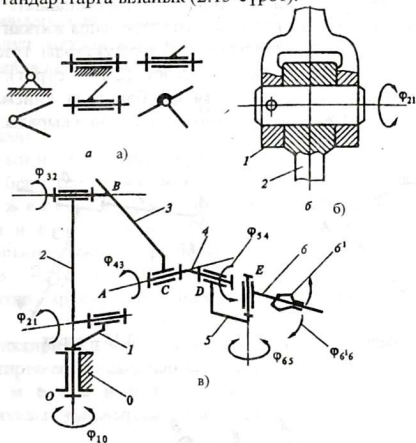
2.12-сүрөт

### 2.3. Айрым тогоолордун жана кинематикалык жуптуктардын шарттуу белгилери

Механизмдерди изилдөөдө жана синтездөөдө (түзмөлөөдө) тогоолордун жана кинематикалык жуптардын конструкциялык сандарын көңүлгө алуунун эч кажети жок. Ошондуктан алар шарттуу түрдө көрсөтүлөт (2.1–таблица). Механизмдин түзүлүшүн талдоодо жана синтездөөдө тогоолордун, кинематикалык жуптуктардын түрлөрүнө жараша шарттуу белгилерин көрсөтүү жетиштүү болсо, аларды кинематикалык изилдөөдө жана түзүүдө тогоолордун өлчөмдөрүн негизинен узундук, салмак борборлорун жана кинематикалык жуптардын координаттарын, талап кылынган тогоолордун кинематикалык өлчөмдөрүнүн мыйзамын кошо көрсөтүү зарыл. Динамикалык, шарттуу белгилерди схемаларда

көрсөткөндө жогорудагыларга кошумча, тогоолордун салмактары жана инерциялык же жүткүнүү инерциялык моменттери ж.б. күч – кыймылдык мүнөздөгүчтөр берилиши керек.

Шарттуу түрдө көрсөтүлгөн механизм анын схемасы деп аталат. Машиналардын жана приборлордун механизмдеринде көбүрөөк айланма жуптар (А) колдонулат. Мындан бир тогоо экинчисине карата ошол айланма кыймылды жаратат. Алар эл аралык стандарттарга ылайык (2.13-сүрөт).



2.13-сүрөт

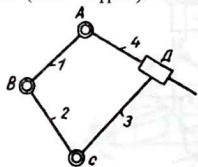
структуралык жана кинематикалык схемаларда шарттуу белгилерге ээ. Айланма жуптардын, 2.2 бөлүкчөлөрүнүн номиналдык беттери көпчүлүк учурда цилиндрдик (2.13, б-сүрөт) формада дагы болушу мүмкүн (мисалы: конустук, сфералык). (2.13, в-сүрөт) сүрөттөн, өндүрүштүк роботтун манипуляторунун структуралык схемасы көрсөтүлгөн, анда алты айланма кинематикалык жуптар келтирилген:

$O(0-1)$ ,  $A(1-2)$ ,  $B(2-3)$ ,  $C(3-4)$ ,  $D(4-5)$ ,  $E(5-6)$  тогоолордун байланышкан номерлерине дал келет.

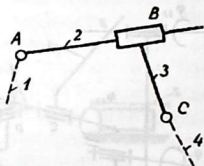
## 2.4. Кинематикалык чынжыр

Кинематикалык жуптардын жардамы менен бириктирилген тогоолордун кошундусу (системасы) кинематикалык чынжыр деп аталат.

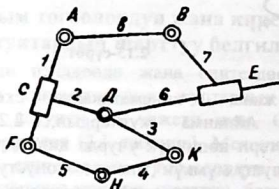
Кинематикалык чынжырлар мейкиндиктеги жана тегиздиктеги бириктирилгенине жараша; ажыратылган, татаал жана жөнөкөй болуп бөлүнүшөт. Мейкиндиктеги кинематикалык чынжыр бир же бир нече жарыш тегиздиктерде кыймылдашат. Эгерде кинематикалык чынжырдын ар бир тогоосу жанаша жаткан тогоолор менен экиден кем эмес кинематикалык жуптуктарды түзсө, андай чынжыр бириктирилген болуп эсептелет (2.14– сүрөт). Ал эми чынжырда жанаша жаткан тогоо менен бир гана кинематикалык жуптукту түзгөн бир же бир нече тогоо болсо, ал ажыратылгандарга кирет (2.15 – сүрөт).



2.14 – сүрөт



2.15 – сүрөт



2.16 – сүрөт



Бириктирилген чынжырдын бир же бир нече тогоосу башка тогоолор менен экиден ашык кинематикалык жуптарды пайда кылышса **бириктирилген татаал чынжыр** деп аталат (2.16 – сүрөт).

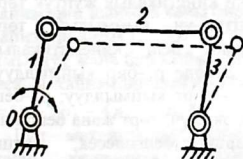
2.16–сүрөттөн 1-жана 2-3 тогоолор жана 2-, 5-, 8-жана 1-, 3-, 6-3 тогоолору менен ар бири үчтөн кинематикалык жуптарды түзүшөт, экиден ашык кинематикалык жуптарга кирген тогоо – байыр ( базистик) тогоо деп аталат (1-жана 2 тогоолор). Ажыратылуучу кинематикалык чынжыр дагы көп кездешет. Алар роботтордун механизмдеринде, приборлордо жана жерди казган машиналарда кенен колдонулат.

## 2.5. Механизм

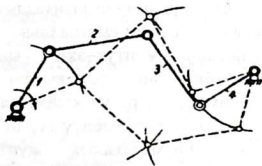
Механизм үчүн жаңы аныктама беребиз. Кинематикалык чынжырдын негизги түшүнүгү боюнча, алдын ала белгилеп кетебиз. Кыймыл берилген **тогоо жетектөөчү** деп аталат; калган тогоолор **жетеленүүчү тогоолор** деп аталышат.

**Кинематикалык чынжыр**, тогоолордун байланышынын жалпы түрү болуп эсептелет, алардын кыймылынын мүнөзүнө жана жалпы санына эч кандай талап коюлбайт. Ошондуктан, ар бир эле кинематикалык чынжыр механизм боло бербейт.

Бириктирилген кинематикалык чынжырдын бир же бир нече тогоосу тирөөчкө, салыштырмалуу берилген анык кыймылга ээ боло алса, ал **механизм** деп аталат. Мисалга, эки түрдөгү кинематикалык чынжырды карап көрөлү (2.17... 2.18–сүрөттөр).



2. 17-сүрөт



2. 18-сүрөт

Эгер экөөнө тең биринчи тогоолоруна берилген, белгилүү айлануу кыймылын бердик деп эсептесек, биринчисинде (2.17–сүрөт) 2-жана 3-тогоолор, аныктуу гана кыймылга ээ болору көрүнүп турат. 1- тогоо экинчи орунга келгенде, чиймеде үзүк

сызыктар менен көрсөтүлгөндөй, 2-,3- тогоолор да жаны орундарга көчүшөт. Алардын башкача кыймылдоосу жана башка орун ээлөөсү мүмкүн эмес. Ал эми кийинки чынжырды алсак (2.18-сүрөт), 1- тогоого берилген кыймыл боюнча экинчи орунга келгенде 2 -, 3- жана 4- тогоолор кайсы орунга көчүшөрү белгисиз. Чиймеде көрсөтүлгөндөй жогору жана төмөнкү орундарга көчүшү мүмкүн. Ошентип аныктуу кыймылга бул тогоолор ээ боло алышпайт. Демек, биринчи каралган кинематикалык чынжыр механизм боло алат да, экинчиси механизм боло албайт. Экинчи кинематикалык чынжыр - механизм болуусу үчүн, дагы бир тогоосуна белгилүү кыймыл берүү зарыл. Мисалы, 4- тогоого. Ошондо гана ал механизм боло алат.

Берилген белгилүү кыймылга ээ болгон тогоолор башталгыч, же кириш, же **жетектоочу тогоолор** деп аталат. Берилген кинематикалык чынжыр механизм болушу үчүн канча белгилүү кыймыл, б.а. канча башталгыч тогоолор зарыл экендигин механизмдердин кыймыл санын аныктоо аркылуу билебиз.

## 2.6. Механизмдердин кыймыл саны

Мейкиндикте кыймылдаган ар кандай тогоо көз каранды эмес алты кыймылга ээ болоорун айткан элек, механизмдеги кыймылдуу тогоолордун санын  $n$  тамгасы менен белгилесек, алардын жалпы кыймылы  $6n$  болору шексиз. Ал эми жогоруда, тогоолордун бири-бири менен кыймылдуу байланышы, б.а. кинематикалык жуптуктары алардын өз ара салыштырмалуу кыймылдарын белгилүү бир санга кыскартышарын көрсөткөн элек. Бир кинематикалык жуптук тогоолордун беш кыймылын, эки кинематикалык жуптук төрт кыймылын, үч кинематикалык жуптук-үч кыймылын, төрт кинематикалык жуптук-эки кыймылын, беш кинематикалык жуптуктун-бир кыймылын кыскартат. Эгерде  $p_1$ -бир кыймылдуу;  $p_2$ -эки кыймылдуу;  $p_3$ -үч кыймылдуу;  $p_4$ -төрт кыймылдуу;  $p_5$ -беш кыймылдуу менен тиешелүү түрдө бир, эки, үч, төрт жана бешинчи класстагы кинематикалык жуптуктарды белгилесек, жалпы кыскартылган кыймылдардын саны төмөндөгүтө барабар болот:

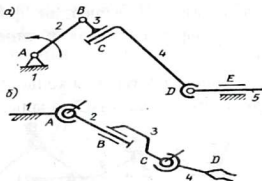
$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1.$$

Ал эми тогоолордун жалпы кыймыл санынан кыскартылган кыймыл санды алып таштасак, механизмдин кыймыл саны келип чыгат:

же 
$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (2.3)$$

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i, \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5). \quad (2.4)$$

Бул формула менен мейкиндикте кыймылдаган механизмдердин кыймыл санын аныктоого болот жана Сомов-Мальшевдин формуласы деп аталат. Адабияттарда аны Сомов-Мальшевдин **структуралык формуласы** деп аталат. Мисалы, төмөндөгүдөй кинематикалык чынжыр берилди дейли (2.19 – сүрөт).



2.19 – сүрөт. Манипулятордун мейкиндик механизми : а-беш тогоолуу; б-төрт тогоолуу

Мында кыймылдуу тогоолордун саны 4кө барабар, ал эми бир кыймылдуу же бешинчи класстагы кинематикалык жуптуктар төртөө жана үчүнчү класстагысы бирөө. Механизмдин кыймыл санын (2.3) формула боюнча аныктайбыз:

$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 - 3 \cdot 1 = 1$ ,  
механизмдин кыймыл саны бирге барабар экен. Ал эми башкачараак механизмди алсак (2.19, б – сүрөт), мында үч кыймылдуу тогоо, эки кыймылдуу жана бир кыймылдуу кинематикалык жуптуктар бар. Демек, механизмдин кыймыл саны:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 2 = 5.$$

Бул механизмдер манипуляторлорду (жасалма колдорду) түзүүдө колдонулат. Жалпылап айтканда, мейкиндиктеги кинематикалык чынжырлардын кыймыл саны көпкө эле барабар болушу мүмкүн. Мисалы, адамдын колун механизм түрүндө элестетсек, 19 тогоо бар, жалпы кыймыл саны 27 ге барабар.

Эгерде тегиздиктеги кинематикалык чынжырларды ала турган болсок, алардын ар биринин эркин тогоосу үч гана кыймылга ээ



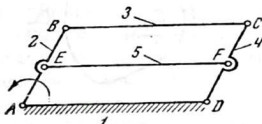
бекемдигин жогорулатуу, күчтөрдү бөлүштүрүү ж.б. учурларда колдонулат. Мисалы, электровоздун дөңгөлөктөрүн кыймылга келтирүү үчүн кээде эки ийри муунактуу механизм колдонулат (2.21- сүрөт).

Мында  $BC=EF=AD$ ,  $AB=CD$  жана  $EB=FC$ ,  $n=4$ ,  $P_5=6$ ,  $P_4=0$ .

Механизмдин кыймыл саны (1.4) формула боюнча:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0.$$

Бул механизмдин тогоолору кыймылсыз экендигин көрсөтөт. Бирок, механизмдин иштээринө шек жок. Эгерде АВ тогоосун айлантсак, CD тогоосу кошо айланат. Демек, механизмдин кыймыл саны бирге барабар болуп, анда жалпы кыймылга таасирин тийгизбеген ашыкча байланыш бар экендигин байкайбыз.



2.21- сүрөт

Артык байланышты Е жана F кинематикалык жуптуктары, же 5-тогоо пайда кылат. Чындыгында эле 5- тогоону алып таштасак механизмдин кыймыл саны бирге барабар болот.

$$W = 3n - 2p_3 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Мында, EF тогоосу АВ жана CD тогоолорунун кыймыл багыттары карама-каршы болуп кетпес үчүн гана киргизилген. Мындай учурларда мейкиндиктеги жана тегиздиктеги механизмдердин кыймыл сандары төмөнкүдөй формулалар менен аныкталат:

$$W = 6 \cdot n - \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i + q, \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5). \quad (2.5)$$

$$W = (6-3)n - \sum_{i=4}^5 (i-3)p_i + q \quad (i = 4, 5). \quad (2.6)$$

мында,  $q$ – артык байланыштардын саны,  $i$ – кинетикалык жуптардын классы.

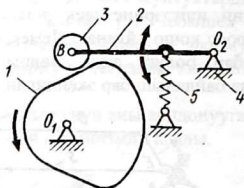
Механизмдин  $W$ - кыймыл сандары белгилүү болсо, жогорку (2.5) жана (2.6) формулалардан, төмөнкү формулаларды алып, артык байланыштарды таап алууга болот:

$$q = W - 6 \cdot n + \sum_{i=1}^5 iP_i \quad (2.7)$$

же

$$q = W - 3n + \sum_{i=4}^5 (i-3)P_i, \quad (2.8)$$

Артык кыймылды көрсөтүү үчүн урчуктуу механизмди алып көрөлү (2.22– сүрөт)



2.22– сүрөт

Урчук же урчуктуу тогоо деп, анын борборунан тышкы беттеринин өзгөрүлмө ийри сызыктуу профилдүү айлануучу тогоону айтабыз. Эгерде механизмдин жок дегенде бир тогоосу урчуктуу тогоо болсо, **урчуктуу механизм** деп аталат.

Бул механизмдин кыймыл санын эсептеп көрсөк, экиге барабар: мында,  $n = 3$ ,  $P_1 = 3$ ,  $P_2 = 1$  болгондо жалпы ( 2.4 ) формуладан табылат.

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Бирок бир эле, урчуктуу тогоого белгилүү башталгыч кыймыл берсек, калган тогоолор аныктуу кыймылдарга ээ болоору көрүнүп турат. Көрсө 3– дөңгөлөкчө (чыгырык) артык кыймылды берет экен. Анткени 2– тогоону урчуктуу тогоонун үстүнө түздөн-түз эле койсок механизм иштей берет да жалпы кыймыл саны бирге барабар болот:  $n = 2$ ,  $P_1 = 2$ ,  $P_2 = 1$  болгондо:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Мындай учурларда жалпы кыймыл сандан артык кыймыл санды алып таштоо керек. Эгерде мейкиндиктеги ар бир тогоо көз каранды эмес алты кыймылга ээ болсо, тегиздиктеги ар бир тогоо үч гана кыймылга ээ. Анткени тегиздик үч кыймылды кыскартып койду. Ошол эле сыяктуу ар кандай тегиздиктердин курандылары менен жалпы кыймылдардын бирөөнү, экөөнү, төртөөнү кыскартып



коюуга болот. Кыскартылган жалпы кыймылдардын саны боюнча механизмдер бир нече нөлүнчү, биринчи, экинчи, үчүнчү, төртүнчү тектерге (семействого) бөлүнүшөт. Андан механизмдердин тектерин эске алсак, алардын кыймыл сандары үчүн жалпыланган формуланы алууга болот.

$$W = (6 - m)n - \sum_{i=m+1}^5 (i - m)P + q + g, \quad (2.9)$$

мында,  $i$  – механизмдердин тектеринин сан белгиси.

$g$  – артык кыймыл саны.

## 2.8. Механизмдердин классификациясы

Механизмдердин азыркы убактагы аябагандай көп түрдүүлүгү аларды өзүнчө бир тартипке келтирилген бөлүнүштүрүүнү (классификациялоону) талап кылып келе жатат. Бүгүнкү күндө көптөгөн классификациялоолор бар, бирок жалпы кабыл алынган классификациялоо алигиче жок. Негизинен үч түрдүү классификациялоо колдонулат.

**1. Конструкциялык-түзүлүштүк же келбеттик-түзүлүштүк классификациялоо** (И. И. Артоболевскийдин классификациясы).

Бул классификациялар боюнча механизмдер тогуз топко бөлүнөт:

1–рычагдуу (2.1, 2.23–сүрөттөр) –1, 2, 3, 4–тогоолор айланма, түз сызыктуу, цилиндрдик же сфералык А, В, С, . . . Е жуптуктарды түзүшөт;

2–тиштүү (2.24–сүрөт), анда 1, 2 тиштүү дөңгөлөктөр тирөөч жана эки жетелегич (водила) менен айланма же түз сызыктуу жуптарды түзөт;

3–урчуктуу (2.22–сүрөт) механизмдин составына жумушчу бети өзгөрүлмө ийри сызык болгон урчук 1чи кирген жана чыгуучу тогоо 3–дөңгөлөкчөсү 2–менен жогорку кинематикалык жуптукту түзөт;

4–буралмалуу механизм, буралуу бурамадан турат (гайка жана винт);

5–сүрүлгүчтүү механизмдер (фрикциондуу, анда кыймыл тогоолордун элементтеринин арасындагы сүрүлүү күчүнүн негизинде берилет);

6–ийилчээк тогоолордун жардамы менен кыймылга келтирилүүчү механизмдер (чынжырлуу, курлуу);

7—суюктуктук (гидравликалык) жана желдик аракетке келүүчү механизмдер;

8- электромеханикалык механизмдер;

9—структурасы өзгөрүлмөлүү.

Бул көрсөтүлгөн механизмдердин ар бир тобу өз алдынча бир канча топко бөлүнүшөт. Мисалы, рычактуу механизмдер 13 топко бөлүнгөн; төрт тогоолуу шарнирлүү, төрт тогоолуу кулисалуу, муунактуу –тээктүү (шатундуу) ж.б.

## 2.9. Тегиздик механизмдерди структуралык синтездөө.

### Механизмдерди түзүү принциптери. Ассур тобу

Жаңы түрдөгү механизмдин схемасын түзүүдө, баштапкы долбоорлоо этабында, конструктор анын структурасынын туура тандалып алынгандыгына жана иштөө жөндөмдүүлүгүнө ишенүү зарыл. Мындай ишенүү, механизмдерди структуралык синтездөөдө гана чечилет.

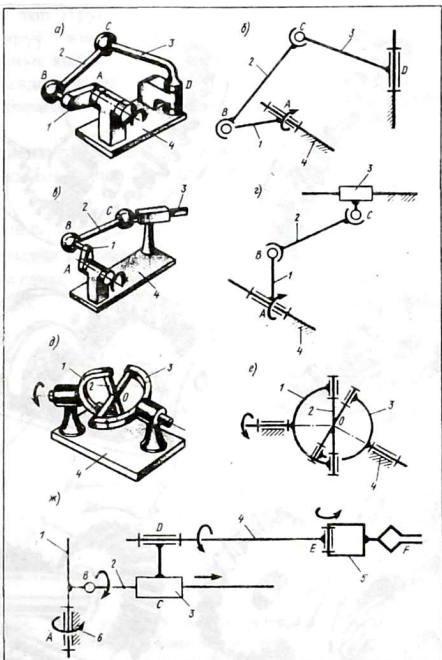
Структуралык синтез б. а. тогоолордун чоңдуктарын аныктабай туруп, жаңы механизмдин схемасын түзүүдө, кинематикалык чынжырдагы, анын кинематикалык жуптуктары жана механизмдин кыймыл саны, жөнүндөгү илимий окууга негизделет. Рычактуу механизмдерди структуралык синтездөө ыкмасын проф. Л. В. Ассур сунуш кылган (1914–1918) жж. жана (1933ж) проф. А. П. Малышов тарабынан өнүккөн.

Жөнөкөй механизм 1- тирөөчтөн (2.25–сүрөт), кыймылда болгон 2–тогоодон турат жана айланма же түз сызыктуу жуптуктар менен байланышат. Машина куруу практикасында мындай механизмдер абдан көп колдонулат.

Аларга, буулуу балканын механизми, гидротурбин, электр кыймылдаткычтар, центрифуг жана у.с. Мындай механизмдердин кыймыл саны (2.4) формула боюнча:

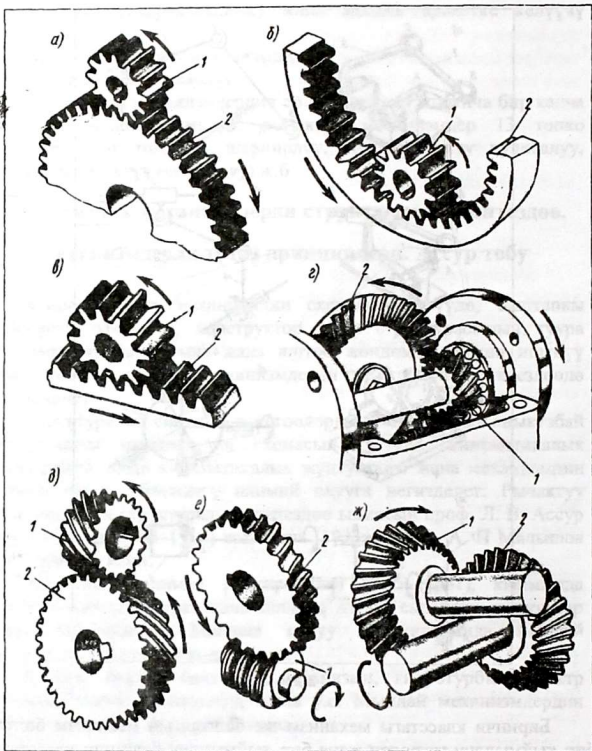
$$W = 3n - 2p_3 - p_4 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1.$$

Татаал механизмдерди, кошумча кинематикалык чынжырларды башталгыч механизмге бириктирүү жолу менен алууга болот. Ассурдун классификациясы боюнча механизмдер бир нече класстарга бөлүнүшөт.



2.23– сүрөт

Биринчи класстагы механизм же башталгыч механизм болуп, бир кыймылдуу тогоодон жана бир кыймылдуу бешинчи класстагы жуптуктан турган механизм эсептелет (2.25 – сүрөт). Айлануу кыймылына ээ болгон башталгыч (нөлдүк) механизмди айланма (A) (2.26–сүрөт) ал эми экинчисин түз



2.24- сурөт

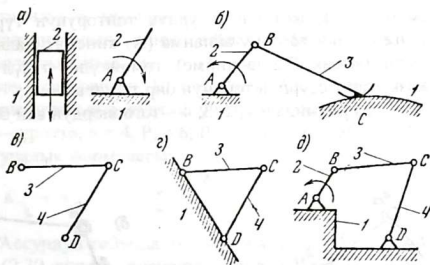
сызыктуу (У) башталгыч же 1 класстагы механизмдер деп аталат жана алардын кыймыл саны  $W = 1$  барабар болот. Калган класстагы механизмдерди жогоруда көрсөтүлгөн башталгыч механизмге

түзүүчү топ (группа) же Ассурдун тобу деп аталган чынжырды бириктирүү жолу менен түзмөлөп алууга болот. Ассурдун топторунун кыймыл саны дайыма нөлгө барабар да, алар экинчи жана андан жогорку топторго бөлүнүшөт. Демек, кыймыл саны нөлгө барабар болгон кыймылдык чынжыр Ассурдун тобу деп аталат.

Ошентип, кайсы гана класстагы механизмди албайлы, анын жалпы кыймыл саны төмөндөгүдөй аныкталат;

$$W_n = q \cdot W_6 + W_{01} + W_{02} + \dots + W_{0n},$$

мында  $q$  – башталгыч механизмдин саны;  $W_6$  – башталгыч бир механизмдин кыймыл саны;  $W_{01} = 0$  – Ассурдун тобунун тогоолорунун кыймыл саны,  $i = (1, 2, 3, \dots, n)$  – Ассурдун топторунун катарлаш сан белгилери.



2.25–сүрөт. Төрт тогоолуу механизмдердин түзүлүшү. а- жөнөкөй эки тогоолуу механизмдер; б- жөнөкөй эки тогоолуу механизм; в- эки тизгиндүү топ; г- ферма; д- төрт тогоолуу шарнирдик механизм.

Эми эң эле жөнөкөй Ассурдун топторун түзүүнү карап көрөлү. Тогоолору тегиздикте кыймылдайт жана бир кыймылдуу гана кинематикалык жуптары бар дейли. Тегиздиктеги кинематикалык чынжырдын кыймыл саны Чебышевдин формуласы боюнча аныкталат.

$$W = 3n - 2p_1 - p_2$$

Ассур тобу үчүн ( $p_2 = 0$ ), анда  $W = 3n - 2p_1 = 0$  (2.6) шартын канааттандырыш үчүн, кыймылдык тогоолордун саны;  $n = 2p_1/3$ ,

(2.6 а) жана кинематикалык жуптуктардын саны  $P_1 = 3n/2$ , (2.6 б) төмөнкүлөргө барабар болуусу керек.

n...	2	4	6	8...
$P_1$ ...	3	6	9	12...
Ассур тобунун классы	I	II	III	IV...

Демек, эки кыймылдуу тогоодон жана үч бир кыймылдуу кинематикалык жуптан турган чынжыр Ассурдун тобу болот да, ал Ассурдун I класстагы тобу деп аталат.

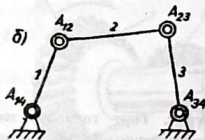
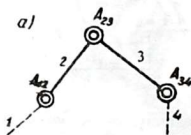
Жогорку шартты качан  $n = 4$  жана  $P_1 = 6$ ;

$n = 6$  жана  $P_1 = 9$ ;

$n = 8$  жана  $P_1 = 12$  ж. б. у. с. болгондо да канааттандырууга болот. Мындай учурларда Ассурдун топтору татаал же III, IV, V ж. б. у. с. класстагы Ассурдун топтору деп аталат.

Төмөндө II класстагы Ассурдун топторунун түрлөрүн карап көрөлү. Эгерде эки тогоону айланма (A) кинематикалык жуптуктар менен туташтырсак (2.26, а-чийме), төмөнкүдөй түзүлүштүк форма менен жазылган Ассурдун тобунун бир түрүн алабыз;

$[A_{12} - A_{23} - A_{34}]$ , мында - 1, 2, 3, 4 - тогоолордун сан белгилери,  $n = 2$ ,  $P_1 = 3$ ,  $P_2 = 0$ ,  $W = 0$ .



2.26-сүрөт.

Эгерде Ассурдун тобуна башталгыч ( I - класстагы ) механизмди туташтырсак (2.26 б - сүрөт) II класстагы механизмди- (шарнирлүү) төрт тогоолууну алабыз;

Бул механизмдин структуралык (түзүлүштүк) формасы төмөндөгүдөй жазылат;

$$A_{41} \rightarrow [A_{12} - A_{23} - A_{34}]$$

Демек, Ассурдун классификациясы боюнча механизмдин классы Ассурдун тобунун классы боюнча аныкталат. Ассурдун II түрү  $[A-A-TC]$  (2.27, а, б-сүрөт) болот. 2.27, б-сүрөттө эки



жуптуктун бир чекитте жайлануу учуру көргөзүлгөн. Бул топту айланма башталгыч механизмге туташтырсак (2.25–сүрөт), анда II класстагы эле ийри муунактуу–жылгычтуу механизмди алабыз, структуралык формасы төмөнкүчө болгон;

$A_{14} \rightarrow [A_{12}-A_{23} A_{34}]$ . Ассурдун тобунун III түрү [A–TC–A] (2.28–сүрөт). Мындай топ кулистик (айланма багыттоочтуу) топ, ал эми механизм–кулистик механизм деп аталат. Ассур тобунун IV түрү [A–TC–TC] (2.29–сүрөт). Мындай Ассур тобу синустук механизмдерде колдонулат (2.29,б–сүрөт).

Эң акырында Ассурдун тобунун V түрү [TC–A–TC] (2.30–сүрөт) тангенстик механизмдерде колдонулат. II класстагы Ассурдун топторунун дагы бир айырмасы, аларда эки гана тизгин, б. а. механизм тышкары эки тогоо менен, көрсөтүлгөн кинематикалык жуптуктары туташтырылгандыгында болот. Демек, тизгин деп топ менен бириктирилүүгө мүмкүн болгон тогоолордун саны, б. а. тышкы байланыштардын саны аталат. Мисалга, жогорудагы сүрөттөрдө үзүк сызыктар менен (1 жана 4) бириктирүүгө боло турган тогоолор белгиленген. III класстагы Ассурдун тобунда төрт тогоо, алты кинематикалык жуптук, үч тизгин болот.

Мисалы, 2.30–сүрөттө,  $n = 4$ ,  $P_1 = 6$ ,  $P_2 = 0$ ,  $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$ ; топтун структуралык формуласы:

$$\left[ \begin{array}{l} A_{31} \rightarrow A_{12} \quad \leftarrow \\ A_{23} \rightarrow A_{34} \rightarrow A_{46} \\ A_{23} - A_{35} - A_{51} \end{array} \right]$$

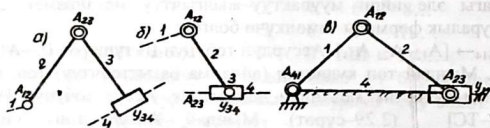
IV класстагы Ассурдун тобунда; 6 тогоо 9 кинематикалык жуптук, 4 тизгин болот (2.30–сүрөт). Ассурдун мындан дагы жогорку, татаал топторун (V, VI, VII ж. б. класстагы) жогоруда көрсөтүлгөндөй эле түзсө болот. Жогорку класстагы механизмдер жөнүндө толугураак маалыматтарды алардын илимий–окуу [2] эмгектеринен алса болот.

Биз бир гана кыймылга ээ болгон кинематикалык жуптуктары бар Ассурдун топторун карадык. Иш жүзүндө эки кыймылдуу кинематикалык жуптуктары бар Ассурдун топтору да көп кездешет. Бул учурда тегиздиктеги Ассурдун топторунун болуу шарты төмөнкүдөй жазылат:

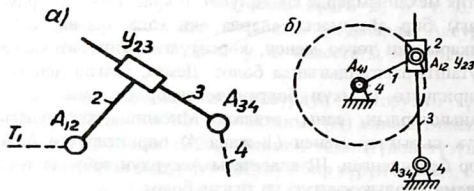
$$W = 3 \cdot n - 2p_1 - p_2 = 0.$$

Бул шарт  $n=P_1=P_2= 1, 2, 3 \dots$  болгондо аткарылышы шексиз. Мисалы, тиштүү эки дөңгөлөктү алсак, тиштер илинишкен жерде эки кыймылдуу кинематикалык жуптук пайда болот (2.24–сүрөт).

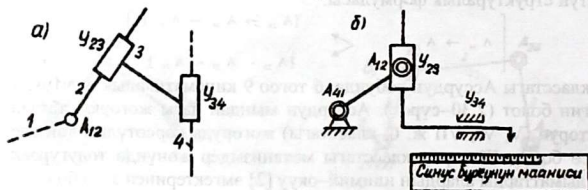
Эгерде бир дөңгөлөктү эки жана бир кыймылдуу кинематикалык жуптуктарын бөлүп алсак, анда Ассурдун тобу төмөнкүчө болот;



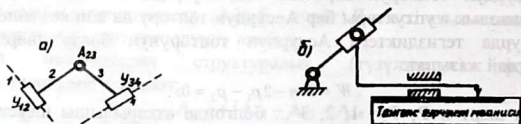
2.27-сүрөт



2.28-сүрөт



29-сүрөт



2.30-сүрөт

$$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 1 \cdot 1 = 0.$$

Бул топтун структуралык формуласы  $[A_{23}-Ж_{\perp}TC_{12}]$ ; Ж-жогорку дегенди билдирет. Буга урчуктуу механизмдин термелгич тогоосу, кинематикалык жуптуктары да мисал боло алат.

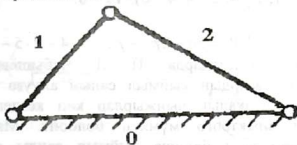
Жогоруда тегиздикте кыймылдоочу Ассурдун топторун кеңирирээк карап чыктык. Ал эми мейкиндикте кыймылдаган механизмдер үчүн Ассурдун топтору болушу үчүн жалпысынан алганда төмөндөгүдөй шартты канааттандыруу керек;

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 0.$$

Мисалы,  $p_5 = p_4 = p_3 = 1$ ;  $p_2 = p_1 = 0$  жана  $n = 2$  болгондо ж. б.

Механизмдин структуралык схемасын анализдөө менен, кыймылда болгон тогоолордун санын, кинематикалык жуптуктардын түрлөрүн, механизмден кыймыл санын, механизмдерден, Ассурдун топторуна бөлүү жана механизмдин жалпы түзүлүштүк формуласын аныктоо болот. *Мисалдарды карап көрөлү:*

1- мисал. 1.31-сүрөттө. Кыймылсыз үч тогоолуу кинематикалык чынжыр көрсөтүлгөн. Талашсыз, бул чынжырдын тогоолору кыймылга келбейт, б. а. бул чынжырдын кыймыл саны нөлгө барабар.



2.31 – сүрөт.1-мисалга

Бул Чебышевдин формуласы боюнча дагы далилденет. Мында,  $n=2$  (1 жана 2 тогоолор),  $P_1=3$  (кинематикалык жуптар 0-1, 1-2, 2-0),  $P_2=0$ . Демек,

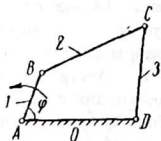
$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 3 \cdot 0 = 0.$$

2-мисал. 2.32-сүрөттөгү Кыймылсыз тогоо 0 жана жетектөөчү тогоо 1 болгон төрт тогоолуу кинематикалык чынжыр көрсөтүлгөн.

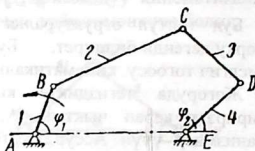
Бул кинематикалык чынжыр бир кыймыл санга ээ. Бир гана параметр –  $\phi$  бурчту берип, “В” чекиттин абалын жана BCD – үч бурчтугун табабыз. Демек, бул кинематикалык чынжыр механизм болот. 1 жана 2 тогоолордун абалы дагы анык болот, биринчи жетектөөчү тогоонун абалынан көз каранды болгон. Бул Чебышевдин формуласы боюнча дагы далилденет;  $n=3$  (1, 2, 3),  $P_1=4$  (0-1, 1-2, 2-3, 3-0),  $P_2=0$ .

Демек,

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$



2.32-сүрөт. 2-мисалга



2.33-сүрөт. 3-мисалга

3-мисал. 2.33-сүрөттө кыймылсыз тогоо О болгон. Бул кинематикалык чынжыр эки кыймыл санга ээ болот беш тогоолуу кинематикалык чынжыр көрсөтүлгөн. Чындыгында эле, биринчи тогоо жетектөөчү болгон болсо, анда  $\varphi_1$  анык болот, “В” чекитин, ВЕ узундугу жана ВСDE 2,3 жана 4-тогоолордон түзүлгөн көп бурчтуктун абалы; анык болбойт, себеби чынжыр бир гана кыймыл санга ээ болот. Эгерде жетектөөчү тогоо экөө болгон болсо (1 жана 4), анда  $\varphi_1$  жана  $\varphi_2$  бурчтары анык болот, ошондой эле В жана Д чекиттердин абалы дагы анык. 2 жана 3 тогоолордун, кинематикалык жуптуктарга бириктирилген ушул чекиттердеги абалы дагы анык болот. Бул кинематикалык чынжыр механизм боло алат. Ошентип, 2 жетектөөчү тогоо болгондо гана. Бул Чебышевдин формуласы боюнча дагы далилденет;  $n = 4$  (1, 2, 3, 4),  $P_1 = 5$  (0 - 1, 1 - 2, 2 - 4, 4 - 0),  $P_2 = 0$ .

Демек,

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.$$

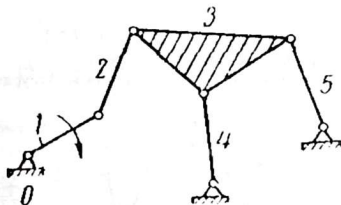
Биз караган мисалдарда, П. Л. Чебышевдин формуласыз эле кинематикалык чынжырдын кыймыл санын алууга мүмкүн болот. Бирок, татаалыраак кинематикалык чынжырлар көп кездешет, алардын кыймыл санын жөнөкөй аныктоого мүмкүн болбойт. Мындай шартта П. Л. Чебышевдин формуласы боюнча кыймыл санды алууга мүмкүн болот. Мисалдарды карап көрөлү.

4 - мисал. (2.34-сүрөт). Чебышевдин формуласы боюнча;  $n = 5$  (1, 2, 3, 4, 5),  $P_1 = 7$  (0 - 1, 1 - 2, 2 - 3, 3 - 4, 4 - 0, 3 - 5, 5 - 0),  $P_2 = 0$ .

Демек,

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Бул кинематикалык чынжыр бир жетектөөчү тогоолуу механизм болот.



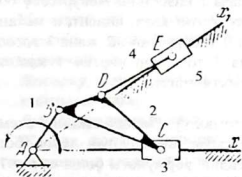
2.34-сүрөт. 4-мисалга

5-мисал. (2.35-сүрөт). Чебышевдин формуласы боюнча;  $n = 5$  (1, 2, 3, 4, 5),  $P_1 = 7$  (0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 2-4, 4-5, 5-0),  $P_2 = 0$ .

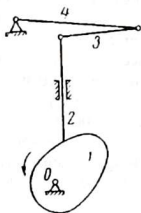
Демек,

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Бул кинематикалык чынжыр, көргөзүлгөн тогоо жетектөөчү болгон болсо механизм болот.



2.35-сүрөт. 5-мисалга



2.36-сүрөт. 6-мисалга

6-мисал. (2.36-сүрөт). Чебышевдин формуласы боюнча;  $n = 4$  (1, 2, 3, 4),  $P_1 = 5$

$$(0-1, 2-0, 2-3, 3-4, 4-0), P_2 = 1(1-2).$$

Демек,

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Бул кинематикалык чынжыр, урчук жетектөөчү болгон болсо механизм болот.

7-мисал. (2.37-сүрөт). Жети тогоолуу механизмдин кинематикалык схемасы көрсөтүлгөн, аны жетектөөчү 1-тогоо болгондогу кинематикалык чынжырдын кыймыл санын табуу керек. Чебышевдин формуласы боюнча;  $n = 7$  (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7),

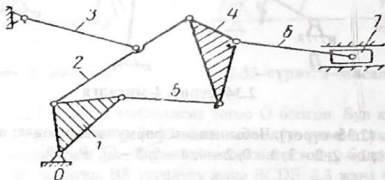
$$P_1 = 10 (0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 2-4, 4-6, 6-7, 7-0, 1-5, 5-4), P_2 = 0.$$

Демек,

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Механизмдин катарынан Ассур топторду бөлөбүз.

Мында 6 жана 7 тогоолордон турган 1 класстагы Ассурдун тобуна бөлүүгө болот. 1, 2, 3, 0



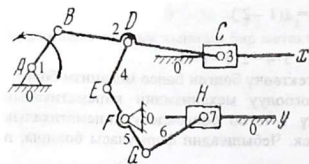
2.37-сүрөт. 7-мисалга

тогоолордон турган кинематикалык чынжыр механизм боло алат. Андан кийин 2 жана 3 тогоолорду бөлүүгө болот, алар дагы 1 класстагы Ассур тобу болуп эсептелет. Ошондон кийин гана жетектөөчү тогоо калат. Ошентип механизм төмөнкүлөрдөн турат; 1- жетектөөчү жана 0 трөгүүчтөн; 2 жана 3 тогоолор кирген 1 класстагы Ассур тобунан 4 жана 5 тогоолор кирген 1 класстагы Ассур тобунан удаасы менен төмөнкүчө бириктирилген; (6-7), (2-3), (5-7).

8-мисал. 2.38-сүрөттө. Сегиз тогоолуу механизмдин схемасы көрсөтүлгөн, анын жетектөөчү тогоосу багыты көргөзүлгөн тогоо болгон болсо, механизмдин кыймыл саны Чебышевдин формуласы боюнча;  $n = 7$  (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7),  $P_1 = 10$  (0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 2-4, 4-5, 5-0, 5-6, 6-7, 7-0),  $P_2 = 0$ .

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Ошондон кийин гана жетектөөчү тогоо калган болот. Механизмдин жалпы структуралык (түзүлүштүк) формула Эгерде 1 звено жетектөөчү болгон болсо, анда 6 жана 7



2.38-сүрөт. 8-мисалга

звенолордон турган кинематикалык чынжырдан баштап 1 класстагы Ассур тобунун экинчи түрүнө, андан кийин 4 жана 5 звенолордон 1 класстагы Ассур тобун, ошондой эле 2 жана 3 звенолорду бөлүүгө болот, алар дагы 1 класстагы Ассур тобу болуп эсептелет.



$$A_{01} \rightarrow [A_{12} - A_{23} - TC_{30}].$$

$$[A_{24} - A_{45} - A_{050}].$$

$$[A_{56} - A_{67} - TC_{070}].$$

Биз бул формулада негизинен калыптанып калган механизмдердин түзүлүшүнө тийиштүү бир гана илимий көз карашты кыскача бердик.

### Текшерүүчү суроолор

1. Тогоо деп эмнени айтабыз, анын кандай түрлөрү бар?
2. Кинематикалык жуп деп эмнени айтабыз, аларды кантип классификациялоого болот?
3. Кинематикалык чынжыр деп эмнени айтабыз, алардын кандай түрлөрү бар?
4. Механизм деп эмнени айтабыз, алар кандай түрлөргө бөлүнөт?
5. Механизмдерди структуралык синтездөөнүн максаты эмнеде?
6. Ассур тобу деп эмнени айтабыз, алар кандай түрлөргө бөлүнөт?
7. Ассур тобуна механизм кантип түзүлөт?
8. Механизмдердин структуралык формасы деп эмнени айтабыз?
9. Механизмдин курамына структуранын кандай элементтери кирет? Структуралык жана кинематикалык схемадагы колдонуучу алардын белгилерин чийгиле?
10. Жогорку жана төмөнкү жуптар менен тогоолордун салыштырмалуу кыймылындагы байланыш сандын айырмасы эмнеде?
11. Жалпак жана мейкиндиктик механизмдердин структуралык схемасын көргөзгүлө жана алардын кыймыл санын тапкыла?
12. Кинематикалык чынжырдагы артык байланыштарды, алардын тогоолорун аныктагыла?
13. Алты тогоолуу рычагдуу механизмдин структуралык схемасын чийип жана эркин даража санын тапкыла?
14. Берилген эркин даража сан боюнча артык байланыштарды тапкыла?

### **III ТАРАМ. ТЕГИЗДИКТЕГИ ТӨМӨНКҮ КЛАССТЫК КИНЕМАТИКАЛЫК ЖУПТУК МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ**

#### **3.1. Механизмдерди кинематикалык талдоонун негизги максаттары жана ыкмалары.**

Механизмдерди кинематикалык талдоо, тогоолорго таасир эткен күчтөр эске алынбастан, алардын убакытка көз каранды болгон кыймылдары каралат.

Механизмдерди кинематикалык талдоонун негизги максаттары;

- а) механизмдеги кыймылдуу тогоолорунун бири – бирине карата болгон орун абалдарын аныктоо;
- б) механизмдердин тогоолорунун чекиттеринин кыймылын траекторияларын аныктоо;
- в) тогоолордун чекиттеринин түз сызыктуу жана бурчтук ылдамдыктарын, ылдамданууларын аныктоо;

Механизмдин кыймылы мезгил–мезгили менен ар бир циклда кайталанат, ошондуктан анын кыймылын анализдөөгө, жетектөөчү тогоонун бир айланганын талдоо толук жетиштүү. Тогоолордун кыймылы убакытка же болбосо башка бир чоңдука карата аныкталышы мүмкүн. Мисалы, көпчүлүк учурда, жетектөөчү тогоонун орун абалына карата аныкталат. Жогоркудагы коюлган эсептер ар түрдүү ыкмалар менен чечилиши мүмкүн. Алар: аналитикалык, графикалык, графоаналитикалык, эксперименттик ыкмалар. Бул ыкмалар жогорку математиканын, механиканын назарияттарынын, теоремаларынын негиздерине таянышат. Ыкмаларды тандап алуу, механизмдин структурасына талап кылынуучу эсептин тактыгынан көз каранды болот. Механизмдерди анализдөө, механизмдердин жана машиналардын назариятында негизги ыкма болуп эсептелет. Бул ыкма көпчүлүк механизмдер үчүн жакшылап иштелип чыккан жана эң жөнөкөй, биз бул ыкманы кийинчерээк колдонобуз. Аналитикалык ыкма тагыраак, бирок татаал механизмдер үчүн абдан чоң жана талап кылынган тактыка жетиш үчүн көп убакытты коромжулайт.

Кинематикалык анализдин негизинде, конструктор корутунду чыгарат, механизмди долбоорлоонун негизги бөлүгүн түзгөн – структуралык схеманы тандап алуу жана тогоолордун чоңдуктарын

аныктоо канчалык ийгиликтүү жүргүзүлгөндүгү жөнүндө, ал эми керек болсо ага түзөтүү киргизүү.

Механизмдин иштөө процессиндеги кинематикалык мүнөздөмөлөр механизмдерге динамикалык анализ жүргүзүүнү талап кылат. Механизмдерди кинематикалык анализдөөдө, алардын түзүлүштүгү, тогоолордун өлчөмдөрү жана жетектөөчү тогоонун кыймыл мыйзамы берилүүсү зарыл.

### 3.2. Масштабдар

Графикалык түзүүдө чиймеде тогоолордун узундугун гана эмес, чекиттин вектордук ылдамдыгын, күч векторлорун, ошондой эле башка чоңдуктарды көрсөтүүгө туура келет. Ошол себептен механизмдердин жана машиналардын назариятында масштаб жөнүндөгү түшүнүктүн мааниси абдан чоң.

**Э с е п т и к м а с ш т а б** - деп кандайдыр бир чоңдуктун анык маанисинин чиймедеги берилген чоңдугун көрсөтүүчү узундугуна (мм) болгон катышын айтабыз.

$$\mu = \frac{A}{[A]} \cdot \frac{A \text{ чоңдугунун бирдиги}}{\text{мм}} \quad (3.1)$$

мында.  $\mu$  - эсептик масштаб;

$A$  – чоңдуктун анык мааниси;

$[A]$  - чиймедеги  $A$  чоңдугун көрсөтүүчү узундук, мм.

Эсептик масштаб, чиймедеги чоңдуктун 1мм үзүндү (бөлүгүндө) канча берилген чоңдук жатканын көрсөтөт.

Мисалы, эгерде түз сызыктуу масштабы  $M1:5$ , болгон болсо, анда чиймедеги түз сызыктуу масштаб 5 эсеге кичирейтилген болот. Анда 1мм чиймеде 5мм анык чоңдук дал келген болот жана эсептелүүчү масштаб бул учурда төмөнкүгө барабар:

$$\mu = \frac{1}{[1]} = \frac{5}{1} = 5 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

же

$$\mu = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Эгерде мисалы, ылдамдыктын вектору  $v=5\text{м/сек}$  болсо, чиймеде үзүндү  $|v|=50\text{мм}$  болот анда, ылдамдыктын эсептелүүчү масштабы

$$\mu_v = \frac{v}{[v]} = \frac{5}{50} = 0,1 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Ылдамданууну эсептөөчү масштабты:

$$\mu_a = \frac{m/d}{mm};$$

Күчтүн масштабы:

$$\mu_p = \dots \frac{H}{mm} \text{ жана ушул сыяктуу.}$$

$\mu$  – масштабтын жана чиймедеги бөлүктүн  $[A]$ , чоңдугун билип, берилген чоңдуктун анык маанисин табууга болот.

$$A = \mu[A]. \quad (3.1a)$$

же,  $A$  анык чоңдугун билип,  $\mu$  масштабтын берип,  $[A]$  чиймеде коюлуучу бөлүкчөнүн узундугун аныктоого болот,

$$[A] = \frac{A}{\mu}. \quad (3.1.6)$$

Масштабты тандап алууда мүмкүн болушунча бүтүн санды алуу зарыл, ал бир топ эсептөөнү жеңилдетет. Масштаб тандоодо мүмкүн болушунча чийүүдө колдонулуучу стандарттык масштабдардын бирин алуу сунуш кылынат; 0,001; 0,002; 0,005; 0,01; 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1; 2; 5; 10; 20; 50; 100; 200; 500;

Бул сандарды негизинен масштабды тандап алууда колдонууну сунуш кылат.

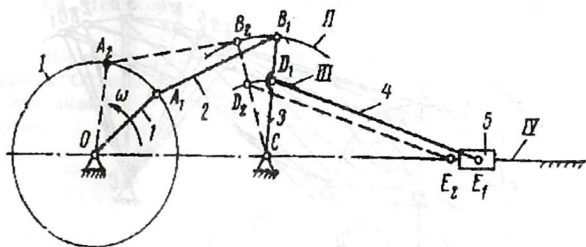
### 3.3. Механизмдердин абалынын пландарын тургузуу. Траекторияларды тургузуу

Механизмди кинематикалык анализдөөдө анын кинематикалык схемасы жана бардык тогоолордун өлчөм  $\rightarrow$  чоңдуктары берилген болот.

Мейли механизм берилсин (3.1–сүрөт), 1–жетектөөчү, тогоодон турган 1-класстагы (2, 3) тогоого Ассур тобунан жана 1-класстагы (4, 5) тогоолордон куралган Ассур тобунан биринчи абалы көрсөтүлгөн. Механизмдин экинчи абалы үчүн механизмдин планын түзүүнү, б. а. жетектөөчү тогоонун абалына жетеленүүчү тогоолордун бардык абалын табууну талап кылынат.

Механизмдин тогоолорунун абалынын планын төмөнкүчө табабыз;

1. Белгилүү чекиттердин траекторияларын жүргүзөбүз: I борбору “0” чекити болгон А – чекити айлана чийет;  
II борбору “С” чекити болгон В – чекити айлананын жзасын чийет;  
III борбору “С” чекити болгон Д – чекити айлананын жасын чийет;  
Е – чекити Х–Х огу боюнча түз сызыктуу кыймылдайт.



3.1-сүрөт. Механизмдин тогоолорунун абалын табууга

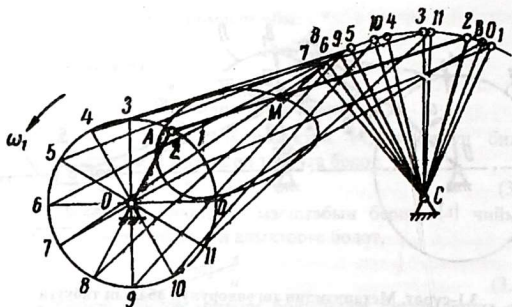
2. Биринчи тогоонун ( $OA_2$ ) абалын жүргүзөбүз.

3. Жетектөөчү тогоого биринчиден болуп бириктирилген (2, 3) Ассур тобунун тогоолорунун абалын табабыз. Ал үчүн  $A_2$  чекитинен радиусу экинчи тогоонун  $AB$  узундугуна барабар болгон II-айлананын жаасындагы  $A_2B_2$  абалын аныктайбыз.  $A_2$  чекитин  $B_2$  чекити менен туташтырып, ( $A_2B_2$ ) тогоонун абалын жана  $B_2$  чекитин “C” менен туташтырып изделип жаткан үчүнчү ( $B_2C$ ) тогоонун абалын алабыз. Бул тогоонун III айлананын жаасы менен кесилишкен  $D_2$  чекитинин абалын берет, ага дагы жаңыдан башка (4,5) Ассур тобу бириктирилген болот.

4. Бул группанын абалын аныктоо үчүн  $D_2$  чекитинен төртүнчү тогоонун узундугуна барабар болгон радиус менен, “X-X” огуна  $E_2$ -чекиттин абалын табабыз.  $D_2$  жана  $E_2$  чекиттерин туташтырып, 4 ( $D_2E_2$ ) тогоонун абалын алабыз. Ошентип, механизмдин изделген абалы тургузулган болот. Биз механизмдин бир гана абалын көрсөттүк. Ушундай эле калган башка абалы тургузулат.

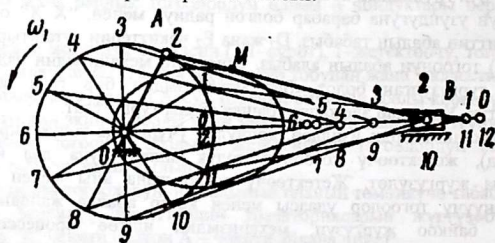
Механизмдерди изилдөө, көпчүлүк учурларда толук бир цикл (период), жетектөөчү тогоонун толук айлануусуна дал келген учуруна жүргүзүлөт. Жетектөөчү тогоо жана аны менен бирге жетеленүүчү тогоолор удаасы менен катар абалда жайланышат, аларга байкоо жүргүзүп, механизмдин иштөө процессиндеги түшүнүктү алууга мүмкүн болот. Көпчүлүк учурда механизмдин 12 жана 24 механизмдин удаа абалы тургузулат.





3.2-сүрөт. Механизмдин 12 абалын табуу жана төрт тогоолуу шарнирлүү механизм үчүн М чекитинин траекториясын тургузуу

Механизмдин абалы канчалык көп болсо, анын изилдөө тактыгы ошончолук жогору болот. Ар түрдүү механизмдердин ушундай удаа абалы 3.2 жана 3.3-сүрөттөргө көрсөтүлгөн. Механизмдин абалынын 3.2 жана 3.3-сүрөттөрдөн биз түшүнүк бербейбиз. Бул түшүнүктү мурдагыдан 3.2 жана 3.3-сүрөттөрдө “М” чекитинин траекториясы тургузулган. Ал үчүн бардык механизмдин абалы үчүн “М” чекитин абалы тургузулган, ал үчүн (AB) тээкте А чекитинен “МА” турактуу аралыкты коёбуз. М-чекитинин удаа абалын ийри сызык менен туташтырып, анын траекториясын алабыз.

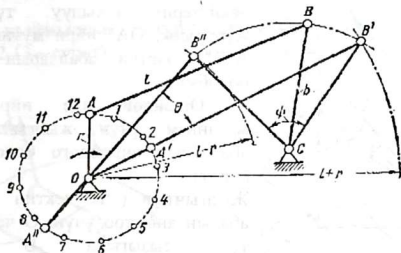


3.3-сүрөт. Ийримуунак-жылгыч механизмдин 12 абалын жана М чекитинин траекториясын тургузуу



### 3.4. Механизмдин тогоолорунун четки абалдарын тургузуу

Шарнирлүү төрт тогоолуу механизмди (3.4-сүрөт), ОА ийри-муунак “О” чекитинин айланасында толук айланат, ал эми ВС-бакан толук айланбайт, бирок эки четки абалдын ортосунда термелип турат.

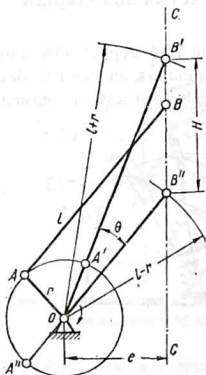


3.4-сүрөт. Механизмдин жетеленүүчү эки четки абалы жана алардын арасындагы бурчту табуу

Жалпысынан бул четки бакандын абалы, ийри муунактын 12 абалынын бирөөсүнө дагы дал келбейт. Ошондуктан аларды өзүнчө аныктоо зарыл. Шарнирлүү төрт тогоолуу механизмдин бакандын четки абалдарын аныктоо жепжеңил эле. Белгилүү эле нерсе, бакан четки оң абалга ээ болот. Качан гана, ийри муунактын  $r$  радиусу жана тээктин  $l$  узундугу жазылып бир сызыкка жаткан болсо-бакан андан ары кыймылдай албайт (3.4-сүрөт). Ошондуктан, бакандын четки оң абалын аныкташ үчүн “О” качан гана ийри чекитинин радиусу  $(r+l)$  барабар болгон радиус менен, В чекитинин траекториясын кесилиштирүү гана жетиштүү. Алынган В чекитин С чекит менен туташтырабыз. ВС бөлүкчө - бул бакандын четки оң абалы болуп эсептелет. В чекитин О чекит менен туташтырып, ОА ийри муунактын жана АВ тээктин ( шатундун ) тиешелүү абалдарын аныктаган болобуз.

Бакан четки сол абалды ээлеген болот, качан гана ийри муунак жана тээк (шатун) биригип бир сызыкка жаткан болсо.

Ошондуктан, бакандын четки сол абалын аныктоо үчүн О чекитинен радиусу,  $(l-r)$  тээк менен ийримуунактын



3.5 –сүрөт. Ийри мунактуу жылгыч механизмдин четки абалдарын жана басып өткөн жолун аныктоо

тээктин тийиштүү абалдарын алган болобуз.  $OA'$  жана  $A'B'$ - четки оң абалы ал эми  $OA''$  жана  $A''B''$ - четки сол абалы үчүн. Жылгычтын четки абалдары  $H$  - аралыгы жылгычтын басып өткөн жолу деп аталат.

узундуктарынын айырмасына барабар болгон радиус менен  $B$  чекитинин траекториясын кесилиштиребиз. Табылган  $B$  чекитин  $C$  чекити менен туташтырсак,  $B''C$  бакандын четки абалын аныктаган болобуз.  $B''$  жана  $O$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзсөк,  $OA''$  ийри муунактын жана  $A''B''$  тээктин абалдарын аныктаган болобуз.

Ошондой эле ийри муунак механизм үчүн жылгычтын четки абалдарын аныктоого болот ( 3.5 – сүрөт).

Жылгычтын (  $B'$  чекитин ) четки оң абалын аныктоо үчүн,  $O$  чекиттен  $C-C$  түз сызыгына  $B$  чекиттин траекториясын  $(r + \ell)$  радиусу менен жана сол абалы үчүн  $(\ell - r)$  радиусу менен кесилиштирилет.  $B$  жана  $B'$  чекиттерин  $O$  чекити менен

туташтырсак ийри муунактын жана

### 3.5. Тегиздиктеги кыймылдын түрлөрү. Ылдамдыкты жана ылдамданууну аныктоочу негизги теңдемелер

Кинематикалык изилдөөдө графикалык ыкмаларды колдонуш үчүн жакшылап билүү зарыл ылдамдыктын жана ылдамдануунун чоңдуктарын аныктоочу негизги көз карандылыктарды, ошол ылдамдыктардын жана ылдамдануулардын векторлорунун багыттарын жакшылап билүү зарыл жана ылдамдыктарды жана ар түрдүү шарттар үчүн, ылдамдануулар үчүн, вектордук теңдеме түзүүнү жакшылап билүү зарыл. Эске алсак негизги абалдар теориялык механика курсунан белгилүү.

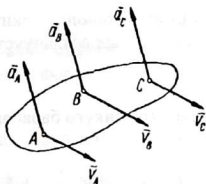
### 1. Тогоо түз сызыктуу кыймыл жасайт.

Тогоо түз сызыктуу болгон учурда, тогоолордогу чекиттердин ылдамдыктарынын чоңдуктары жана багыттары бирдей болот. Бардык чекиттердин ылдамдыктары да бирдей чоңдукка жана багытка ээ болот (3.6 – сүрөт).

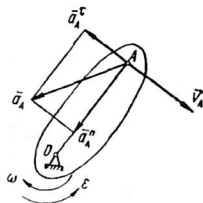
$$v_A = v_B = v_C = \dots$$

$$a_A = a_B = a_C = \dots$$

2. Тогоо кыймылсыз октун айланасында айлануу кыймыл жасайт. (2.13 – сүрөт).



3.6-сүрөт. Тогоо түз сызыктуу кыймылдагандагы анын чекиттеринин ылдамдыгынын жана ылдамдануусунун багыттары



3.7-сүрөт. Айланма кыймылдагандагы тогоонун чекитинин ылдамдыгынын жана ылдамдануусунун векторлорунун багыттары

Бул учурда А чекитинин түз сызыктуу ылдамдыгынын чоңдугу,  $\omega$  тогоосунун бурчтук ылдамдыгы жана  $\ell_{OA}$  радиус төмөнкү барабардык менен туюнтулат.

$$v_A = \omega \cdot \ell_{OA} \quad (3.2)$$

Ылдамдыктын вектору радиуска перпендикулярдуу жана чекиттин кыймылына багытталган. Бул  $\omega$  нын багыты боюнча аныкталат. А чекитинин нормалдык ылдамдануусунун чоңдугу төмөнкүгө барабар:

$$a_A^n = \omega^2 \ell_{OA} \quad (3.3)$$

же

$$a_A^n = \frac{v_A^2}{\ell_{OA}} \quad (3.3a)$$

Нормалдык вектордун ылдамдануусу ар дайым радиус боюнча багытталып А чекитинен О чекитине айлануу борборуна умтулат. А чекитинин тангенциалдык ылдамдануусу төмөнкүгө барабар:

$$a'_A = \varepsilon \cdot \ell_{OA} \quad (3.4)$$

Тангенциалдык вектордун ылдамдануусу радиуска перпендикулярдуу жана анын багыты боюнча аныкталат. Бурчтук ылдамдыктын жана бурчтук ылдамдануунун багыттары боюнча дал келиши же дал келбеши да мүмкүн. Биринчи учурда айланма кыймыл ылдамдатылган кыймыл болуп эсептелет, ал эми экинчи учурда – басаңдатылган кыймыл болгон болот.

А чекиттин вектордук ылдамдануусу ошол чекиттин нормалдык жана тангенциалдык вектордук ылдамдануусунун суммасына барабар:

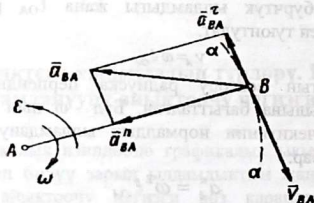
$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}'_A.$$

А чекитинин толук ылдамдануусунун чоңдугу төмөнкүгө барабар:

$$\alpha_A = \ell_{OA} \cdot \sqrt{\omega^2 + \varepsilon^2} \quad (3.5)$$

### 3. Жалпак параллелдүү кыймыл.

Теориялык механикадан белгилүү болгондой, кандайдыр бир тогоосундагы чекиттин кыймылын ( мисалы В чекиттин ) эки кыймылдын суммасы катары кароого болот: түз сызыктуу, мисалы А жана В чекиттеринин, А чекиттин айланасындагы айланма кыймылы ( 3.8 – сүрөт).



3.8-сүрөт

Ошого тиешелүү эки чекиттин ылдамдыгын туюндуруучу вектордук тендемеси төмөндөгүчө болот:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \quad (3.6)$$

мындан,  $\bar{v}_A$  - А чекитинин вектордук ылдамдыгы.

$\bar{v}_B$  - В чекитинин вектордук ылдамдыгы.

$\bar{v}_{BA}$  - В чекитинин А чекитине карата болгон вектордук ылдамдыгы.

Тогоо кыймылда болгондо, В чекити А чекитинин айланасында салыштырмалуу ар дайым  $\alpha - \alpha$  айлананын жаасы боюнча кыймылдайт. Ошондуктан, В чекиттин ылдамдык вектору А чекиттин салыштырма  $v_{BA}$  ошол жаага жанаша багытталган, б. а. ошол чекиттерди туташтырып турган АВ сызыгына перпендикулярдуу.

$$\bar{v}_{BA} \perp \overline{AB}. \quad (3.7)$$

$v_{BA}$  ылдамдыктын чоңдугу жана  $\omega$  тогоонун бурчтук ылдамдыгы төмөнкү формуладан туюнтулат:

$$v_{BA} = \omega \cdot \ell_{AB}. \quad (3.8)$$

мында,  $\ell_{AB}$  А жана В чекиттердин анык аралыгы.

$\omega$  жана  $\ell_{AB}$  чоңдуктарды билип, бул формуладан  $v_{BA}$  белгилүү болсо, анда  $\omega$  бурчтук ылдамдыкты аныктоого мүмкүн болот.

$$\omega = \frac{v_{BA}}{\ell_{AB}}. \quad (3.8a)$$

$\omega$  багыты,  $\bar{v}_{BA}$  багытынан аныкталат жана тескерисинче.

В чекиттин ылдамдануусу дагы эки теңдемеден турат.

$$\bar{\alpha}_B = \bar{\alpha}_A + \bar{\alpha}_{BA}. \quad (3.9)$$

мында,  $\bar{\alpha}_A$  - А чекитинин ылдамдануусунун вектору;

$\bar{\alpha}_B$  - В чекитинин ылдамдануусунун вектору;

$\bar{\alpha}_{BA}$  - В чекиттин А чекитине карата болгон ылдамдануунун вектору;

$\bar{\alpha}_{BA}$  - салыштырма ылдамдануу өз кезегинде эки ылдамдануудан турат -  $\bar{\alpha}_{BA}^n$  нормалдык жана  $\bar{\alpha}_{BA}^i$  тангенциалдуу:

$$\bar{\alpha}_{BA} = \bar{\alpha}_{BA}^n + \bar{\alpha}_{BA}^i. \quad (3.10)$$

Ушул вектордук теңдеменин негизинде В чекиттин ылдамдануусу үчүн төмөнкүчө туюнтулат:

$$\bar{\alpha}_B = \bar{\alpha}_A + \bar{\alpha}_{BA}^n + \bar{\alpha}_{BA}^i. \quad (3.11)$$

В чекитинин А чекитине карата болгон  $a_{BA}^n$  - нормалдык ылдамдануунун чоңдугу төмөнкүгө барабар:

$$\alpha_{BA}^n = \omega^2 \ell_{AB} = \frac{v_{BA}^2}{\ell_{AB}} \quad (3.12)$$

$\alpha_{BA}^t$  - тангенциалдуу ылдамдануу  $\alpha$ - $\alpha$  жаачага жанаша багытталган, б.а. АВ бөлүкчөгө перпендикулярдуу.  $\bar{\alpha}_{BA}^t$  - тангенциалдык ылдамдануу жана  $\varepsilon$  - бурчтук ылдамдануусу төмөнкүчө туюнтулат:

$$\alpha_{BA}^t = \varepsilon \cdot \ell_{AB}$$

Эгерде  $\alpha_{BA}^t$  - белгилүү болсо, анда ушул теңдеме боюнча  $\varepsilon$  - бурчтук ылдамданууну аныктоого болот:

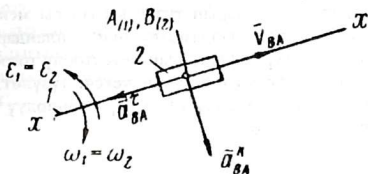
$$\varepsilon = \frac{\alpha_{BA}^t}{\ell_{AB}} \quad (3.13a)$$

$a_{BA}^t$  - нун багыты боюнча  $\varepsilon$  - багытын аныктоого болот жана тескерисинче

4. Түз сызыктуу кинематикалык жупту түзгөн эки тогоого эки чекит тиешелүү жана ушул учурда дал келишип бир чеките жаткан болот (3.9 - сүрөт). Мейли А чекити 1 тогоого, ал эми В чекити 2 тогоодо жатат. Ушул учурда А чекити жана В чекиттери дал келишет (мисалы, В чекити А чекитинин үстүндө жаткан болот). 1 жана 2 тогоолор түз сызыктуу кинематикалык жупта байланышкан. В чекитинин кыймылы эки кыймылдан турат: ташыма жана салыштырмалуу. Ушуга байланыштуу В чекитинин ылдамдыгы эки ылдамдыктардан турат - А чекиттин ылдамдыгынан жана В чекитинин салыштырма ылдамдыгынан:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA} \quad (3.14)$$





3.9-сүрөт. Түз сызыктуу кинематикалык жупту түзгөн эки тогоонун чекиттеринин салыштырмалуу ылдамдыгынын жана ылдамдануулардын векторлорунун багыттары

A чекитинин ылдамдануусу; B чекитинин салыштырма ылдамдануусуна жана кориолисттик ылдамдануу. B чекити үчүн вектордук теңдемеси төмөнкүчө туюнтулат.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^t + \bar{a}_{BA}^k, \quad (3.15)$$

мында,  $\bar{a}_{BA}^t$  - B чекитинин салыштырма тангенциалдык вектордук ылдамдануусу;

$\bar{a}_{BA}^k$  - B чекитинин кориолисттик вектордук ылдамдануусу;

$v_{BA}$  салыштырма вектордук ылдамдык сыяктуу X-X огуна жарыш багытталат. Ташыма жана салыштырма кыймылдардын негизинде пайда болгон кориолисттик ылдамдануунун чоңдугу төмөнкүгө барабар:

$$\alpha_{BA}^k = 2\omega \cdot v_{BA}, \quad (3.16)$$

мында,  $\omega$  - багыттоочу тогоонун бурчтук ылдамдыгы;  $v_{BA}$  - салыштырма ылдамдык.  $\bar{a}_{BA}^k$  кориолисттик ылдамдануунун вектордук багыты; эгерде аны  $\omega$  бурчтук ылдамдыктын багыты боюнча  $90^\circ$  бурчтук,  $v_{BA}$  салыштырма вектордун багыты боюнча багытталат.

### 3.6 Ылдамдыктардын жана ылдамдануулардын пландары

Бул ыкма графоаналитикалык ыкмага кирет да, ылдамдыктарды жана ылдамданууларды аныктоо, ылдамдыктардын жана

Ылдамдануулардын пландарын түзүү ыкмалары менен жүргүзүлөт. Ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландары вектордук тендемелер боюнча тургузулат, алар жетектөөчү тогоого бириктирүү ирети менен ар бир Ассур тобу үчүн жекече түзүлөт. Ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландарын түзүүнү шарнирлүү төрт тогоо үчүн карап көрөлү (3.10 – сүрөт).

Берилиши:

а)  $\ell_{OA}$ ,  $\ell_{AB}$ ,  $\ell_{BC}$ , тогоолордун узундуктары;

б) механизмдин абалы;

в)  $\omega_1$  жетектөөчү тогоонун кыймыл закону. Пландарды түзүүнү, механизмди түзүү ирети боюнча жүргүзүлөт б.а. жетектөөчү тогоо үчүн план тургузулат, андан кийин ага бириктирилүүчү Ассур тобу үчүн жүргүзүлөт жана у.с.

### 1. Ылдамдыктын планын түзүүнү А чекитинен баштайбыз.

Анын ылдамдыгы  $v_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} \cdot \left[ \frac{m}{c} \right]$ ;  $V_A$ -вектору, ОА тогоонун айлануу багытына карай тогоого перпендикулярдуу багытталган. Уюл деп аталган Р чекитинен (каалаган жерден алынган) ОА тогоосуна тик болгон шоола жүргүзөбүз (3.10-сүрөт). [Р а] кесиндиси А чекиттин ылдамдыгын аныктайт дейли, анда ылдамдыктын  $\mu_v$ -масштабы төмөндөгүдөй болот:

$$\mu_v = \frac{V_A}{[Pa]} \left[ \frac{m/c}{mm} \right]$$

Ылдамдыктын планынын  $\mu_v$  масштабын эсептейбиз, ал үчүн  $v_A$  ылдамдыктын чоңдугун мүнөздөөчү [pa] кесиндини беребиз:

$$\mu_v = \frac{v_A}{[pa]} \cdot \left[ \frac{m/c}{mm} \right]$$

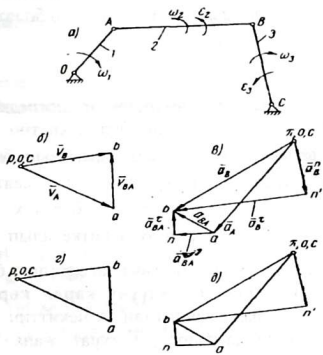
Ылдамдыктын планынын “р” уюлуна, көрсөтүлгөн багыт боюнча [pa] кесиндини коёбуз (3.10,б – сүрөт). Бул жерден эскертип кетсек мындан ары ылдамдыктын жана ылдамдануунун векторлорунун учтарын кичине тамгалар менен белгилейбиз.

(2,3) Ассур тобу үчүн вектордук тендемелерди түзүүгө өтөбүз. В чекити 2 жана 3 тогоолорго таандык, ошондуктан

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}, \quad (a)$$

$$\bar{v}_B = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC}. \quad (b)$$

Биздин шартта ( $v_c = 0$ ) болгондуктан (в) теңдеме барабардыкка айланып калгандыктан, бир эле теңдеме жетиштүү болот (а). В чекиттин ылдамдыгынын багыты белгилүү: себеби В чекити радиусу СВ болгон айлана боюнча кыймылдайт, анда ал перпендикуляр радиуска  $v_B \perp BC$ .



### 3.10 – сүрөт. Шарнирлүү төрт тогоолуу механизм үчүн ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландарын түзүү

В чекиттин ылдамдыгынын чоңдугу бизге белгисиз. В чекитинин ылдамдыгы А чекитине салыштырмалуу  $v_{BA}$  ошондой эле багыты боюнча белгилүү  $v_{BA} \perp AB$ . Анын чоңдугу бизге белгисиз. Чоңдугу жана багыты боюнча белгилүү болгон векторду ар дайым эки сызык, ал эми бир гана багыты боюнча белгилүү болсо – бир сызык менен белгилейбиз.

Вектордук теңдеме ар дайым чыгарылат, эгерде анда эки белгисиз болсо. Биздин вектордук теңдемеде эки белгисиз ( $v_B$  жана  $v_{BA}$  ылдамдыктардын чоңдуктары). Демек, ал чыгарылат. Вектордук теңдемени графикалык ыкма менен чыгарып, ылдамдыктын планын алабыз. Вектордук теңдемелерге ылайык  $v_A$  векторлордун учу аркылуу (а чекитинен)  $v_{BA}$ , векторлордун багытын жүргүзөбүз  $v_{BA} \perp (AB)$ , ал эми (р) уюл аркылуу вектордун багытын  $v_B \perp (BC)$

жүргүзөбүз. Ушул багыттардын кесилиши (в чекити),  $[p\epsilon]$  жана  $[a\epsilon]$  кесилиштерди аныктайт. Ал ылдамдыктардын чоңдуктары төмөнкүгө барабар:

$$\bar{v}_B = [p\epsilon] \cdot \mu_v; \quad v_{BA} = [a\epsilon] \cdot \mu_v.$$

Тургузулган ылдамдыктын планын пайдаланып, 2 жана 3 тогоолордун бурчтук ылдамдыктарын аныктоого болот:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{\ell_{AB}}; \quad \omega_3 = \frac{v_{BC}}{\ell_{BC}}.$$

$\omega_2$  багытын табыш үчүн,  $\bar{v}_{BA}$  векторун механизмдин В чекитине алып келебиз жана каралып жаткан бул чекиттин кыймылын А чекиттин, салыштырмалуу  $\bar{v}_{BA}$  ылдамдыгынын багыты боюнча багытталган болот. Сүрөттөн көрүнүп турат,  $\omega_2$  сааттын жебесине каршы багытталган. Ушул сыяктуу  $\omega_3$  бурчтук ылдамдыктын багытын аныктайбыз.  $\bar{v}_B$  векторун В чекитке алып келсек, андан  $\omega_3$  сааттын жебесинин багыты боюнча багытталган болот.

**Эми, ылдамдануунун планын түзүүнү карап көрөлү:** биринчи тогоо бир калыпта кыймылдагандыктан, А чекиттин ылдамдануусу бир гана нормалдык ылдамдануудан турат жана ал төмөнкүгө барабар.

$$\alpha_A = \alpha_A^n = \omega_1^2 \ell_{OA}.$$

$\alpha_A$  вектор, радиус боюнча борборго багытталган А чекиттен О чекитке.  $\mu_a$  ылдамдануунун масштабын берип, ошол масштабтагы  $\alpha_A$  векторунун мүнөздөөчү  $[\pi \cdot a]$  кесиндинин узундугун аныктайбыз.

$$[\pi \cdot a] = \frac{a A_{[MM]}}{\mu_a}.$$

Ылдамдануунун планынын уюлу деп аталган  $\pi$  чекиттен,  $\alpha_A$  вектордун багыты боюнча,  $[\pi \cdot a]$  кесиндини коёбуз (3.10в – сүрөт).

Эми, (2,3) Ассур тобуна өтөбүз.

**В чекити үчүн вектордук теңдеме төмөнкү түрдө болот:**

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} & (c) \\ \bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC} & (d) \end{cases}$$

С чекити кыймылсыз болгондуктан, анын ылдамдануусу нөлгө барабар жана (d) теңдемеси барабардыкка айланып калат.

Ошондуктан бир гана биринчи (с) теңдеме менен чектелсе болот  $\alpha_A$  жана  $\alpha_{BA}$  ылдамдануулар эки ылдамданууга нормалдык жана тангенциалдык болуп ажыратылат:

$$\bar{a}_B = a_B^n + a_B^i, \quad (e)$$

$$a_{BA} = a_{BA}^n + a_{BA}^i \quad (f)$$

$\bar{a}_A$  жана  $\bar{a}_{BA}$  маанисин (с) теңдемесине коюп төмөнкүнү алабыз:

$$a_B^n + a_B^i = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^i. \quad (d)$$

Бул теңдемеден, үч- вектор толугу менен белгилүү: чоңдугу жана багыты боюнча, ала эми эки- вектор бир гана багыты боюнча белгилүү:

$a_B^n$  ылдамдануусу чоңдугу боюнча төмөнкүгө барабар:

$$a_B^n = \frac{v_B^2}{\ell_{BC}},$$

$\bar{a}_B^n$  - вектору BC тогоосуна жарыш В чекиттен С чекитине айлануу огуна карай багытталган.

$a_B^i$  - вектору BC тогоосуна перпендикулярдуу багытталат.

$\alpha_A$  ылдамдануусу толугу менен белгилүү,  $\alpha_A$  ылдамдануунун чиймедеги чоңдугун  $[\pi \cdot a]$  кесиндиси мүнөздөйт,  $a_{BA}^n$  ылдамдануусунун чоңдугу төмөнкүгө барабар:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{\ell_{AB}},$$

$\bar{a}_{BA}^n$  вектору AB тогоого жарыш В чекиттен А чекитке багытталган.  $a_{BA}^i$  вектору AB тогоого перпендикулярдуу багытталган.

Ылдамдануунун планын тургузууга киришебиз. (d) теңдеменин оң жагына ылайык,  $\bar{a}_A$  векторунун учунан, ( $[\pi a]$  кесиндинин)  $\bar{a}_{AB}^n$  векторду  $\mu_a$  масштаб менен жогоруда көргөзгөн багыты боюнча коёбуз, аны көрсөтүүчү кесиндини формула боюнча эсептейбиз:

$$[an] = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} [MM]$$

$\bar{a}_{BA}^n$  векторунун учунан ( $n$  чекиттен)  $a_{BA}^i$  вектордук багытын жүргүзөбүз  $a_{BA}^i (\perp AB)$ .

(d) теңдеменин сол жагын карап көрөлү.

$\pi$  ылдамдануусунун уюлуанан,  $a_B^n$  вектордун багытын баштапкы көргөзгөндөй коёбуз,  $[\pi \cdot n^1]$ -кесинди формула боюнча эсептелет.

$$[\pi \cdot n^1] = \frac{a_B^n}{\mu_a}$$

$\bar{a}_B^n$  вектордун  $[n^1]$  учунан  $a_B^n$  вектордун багытын жүргүзсөк ( $\perp BC$ ).  $\bar{a}'_{BA}$  жана  $a'_B$  багыттарынын кесилиши (в чекитинен) вектордук теңдемелеринин чыгарылышын берет.  $[n^1]$  кесиндиси  $\bar{a}'_{BA}$  - векторду көрсөтөт, ал эми  $[n^1 \cdot \sigma] - a'_B$  векторун көрсөтөт. Бул теңдемелердин чоңдуктары төмөнкүгө барабар:

$$a'_{BA} = [n^1 \cdot \sigma] \cdot \mu_a; \quad a'_B = [n^1] \cdot \mu_a.$$

(е) вектордук теңдемесине ылайык,  $\bar{a}_B^n$  жана  $\bar{a}'_B$  векторлорду кошуп б.а. “ $\pi$ ” чекитин  $\sigma$  чекити менен туташтырып,  $[n^1 \cdot \sigma]$  кесиндисин алабыз, ал В чекиттин толук ылдамдануусу  $-a_B$ . ( $\sigma$ ) вектордук теңдемесине ылайык,  $\bar{a}'_{BA}$  жана  $a'_{BA}$  векторлорду кошуп б.а. А жана В чекиттерди кошуп,  $[a \cdot \sigma]$  кесиндини алабыз, ал В чекиттин А чекитине  $-\bar{a}'_{BA}$  салыштырмалуу ылдамдыктын вектору.

Бул теңдемелердин чоңдуктары төмөнкүгө барабар:

$$a_B = [\pi \cdot \sigma] \cdot \mu_a; \quad a_{BA} = [a \cdot \sigma] \cdot \mu_a.$$

2 жана 3 тогоолордун бурчтук ылдамдануусун табабыз:

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{BA}}{\ell_{AB}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a'_B}{\ell_{BC}};$$

Бул бурчтук багыттарын табыш үчүн  $\bar{a}'_{BA}$  жана  $a'_B$  векторлорун, механизмдин В чекитине алып келебиз. В чекиттин кыймылын А чекитине салыштырмалуу карасак анда,  $a'_{BA}$  ылдамдануунун багытын тапкан болобуз, ал  $\varepsilon_2$  сааттын жебесине каршы багытталган болот. В чекиттин кыймылын С чекитине карата карасак анда,  $a'_B$  ылдамдануунун багытын тапкан болобуз ал эми,  $\varepsilon_3$  ошондой эле сааттын жебесине каршы багытталган болот. Белгилеп кетсек, көпчүлүк учурда ылдамдыктын жана ылдамдануунун планын түзүүдө векторлорго жебе коюлбайт (3.10г.д – сүрөттөр), бир гана векторлордун учтары тиешелүү кичине тамгалар менен белгиленет. Мисалы А чекиттин вектордук ылдамдыгы жана ылдамдануусу  $a$  тамгасы менен, ал эми В чекити  $\sigma$  менен белгиленет. Мында, ар



дайым эске алуу керек: Чекилтердин абсолюттук ылдамдыгы жана ылдамдануусу ар дайым уюлдан берилген чекилке багытталат.

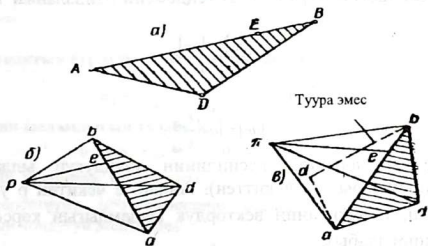
### 3.7. Ылдамдык жана ылдамдануу үчүн окшоштуктун теоремасы

3.11,а – сүрөттө көрсөтүлгөн кандайдыр бир үч бурчтук тогоонун А жана В чекилтердин ылдамдыктары белгилүү болгон болсо, тогоонун Д чекилинин ылдамдыгын табуу талап кылынат. Ал чекилтер үчүн Рав ылдамдыктын планы 3.11,б – сүрөттөн көрсөтүлгөн.

Д чекилтин ылдамдыгын табыш үчүн төмөнкү вектордук теңдемени жазабыз:

$$\vec{v}_D = \vec{v}_A + \vec{v}_{DA};$$

$$\vec{v}_D = \vec{v}_B + \vec{v}_{DB};$$



3.11-сүрөт. Ылдамдыктын жана ылдамдануулардын пландары үчүн окшоштуктун теоремасы (назардамасы)

(эске алып кетсек,  $v_{Ba}$  вектор планда  $[ab]$  кесинди көрсөтөт АВ га перпендикуляр болгон сызык).  $\vec{v}_{Da}$  вектору AD кесиндиге перпендикуляр,  $\vec{v}_{Db}$  вектору BD кесиндиге перпендикуляр. Биринчи теңдемеге ылайык  $\vec{v}_A$  вектордун учунан (а чекилтен)  $\vec{v}_{Da}$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Экинчи теңдемеге ылайык,  $\vec{v}_B$  жана (в чекилинен)  $\vec{v}_{Db}$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Бул багыттардын кесилишин (а чекилтин) р уюл менен туташтырабыз. Анда  $[pd]$

кесинди  $\mu$  масштабта  $[ad]$  кесинди  $v_{DA}$ -векторун,  $[ed]$  кесинди  $v_{BD}$ -векторун, D чекиттин вектордук ылдамдыгын көрсөтөт ( $v_B$ ). (3.11-сүрөттөн) байкалып тургандай, пландагы авд үч бурчтук ABD пландагы тогоонун үч бурчтугуна окшош. Бул үч бурчтуктун жактары өз ара бири-бирине тик болгондуктан, алар окшош үч бурчтуктар болушат. Демек, окшоштуктун теоремасы боюнча математикалык жактан төмөнкүчө жазууга болот:

$$\frac{v_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{v_{DA}}{\ell_{AD}} = \frac{v_{DB}}{\ell_{BD}} \quad (3.17)$$

же

$$\frac{[ab]}{\ell_{AB}} = \frac{[ad]}{\ell_{AD}} = \frac{[ed]}{\ell_{BD}} \quad (3.17a)$$

Эгерде тогоонун эки чекитинин ылдамдыгы белгилүү болгон болсо, анда окшоштуктун теоремасы боюнча тогоонун каалаган чекитинин ылдамдыгын табууга болот. Эгерде чекиттер бир түз сызыкка жаткан болсо (мисалы, А, В, Е чекиттер), анда Е чекиттин ылдамдыгын табыш үчүн (3.17a) теңдемени пайдаланып төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{[ae]}{\ell_{AE}} = \frac{[av]}{\ell_{AB}}$$

мындан,

$$[ae] = [av] \frac{\ell_{AE}}{\ell_{AB}}$$

Эсептелип алынган кесиндинин узундугун ылдамдыктын планына коюу зарыл (а чекиттен): Андан, е чекитин р уюл менен туташтырып, Е чекитинин вектордук ылдамдыгын көрсөтүүчү  $v_E$   $[pe]$  кесиндини алабыз.

Ылдамдануунун планы үчүн теореманын окшоштугун далилдейбиз. Тогоонун чекиттеринин салыштырмалуу ылдамдануусун алардын узундуктары, бурчтук ылдамдыктар жана тогоолордун ылдамдануусу аркылуу туюнтууга болот:

$$a_{BA} = \ell_{AB} \cdot \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}$$

$$a_{DA} = \ell_{AD} \cdot \sqrt{\omega^4 - \varepsilon^2}$$

$$a_{DD} = \ell_{BD} \cdot \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}$$

мындан,

$$\frac{v_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{a_{DA}}{\ell_{AD}} = \frac{a_{DB}}{\ell_{BD}} \quad (3.18)$$

же

$$\frac{[av]}{\ell_{AB}} = \frac{[ad]}{\ell_{AD}} = \frac{[vd]}{\ell_{BD}}, \quad (3.18a)$$

б.а. Ылдамдыктын планындагы үч бурчтук “*abd*” (2.17,в – сүрөт) тогоонун планындагы ABD үч бурчтугуна окшош. Башкача айтканда тогоонун чекитинин векторлорунун салыштырмалуу ылдамдануусу, ылдамдануунун планында, тогоодогу чекиттердин бириктирүүсүнөн (кесиндилерден) пайда болгон фигура, окшош фигураны түзөт. Кээ бирки механизмдер үчүн ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландарын түзүүгө мисалдарды карап көрөлү.

**9 – мисал.** (3.12 – сүрөттө) берилген ийри муунак-жылгычтын абалы үчүн ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландарын түзүүнү талап кылат.

**Берилиши:** тогоолордун узундуктары  $\ell_{OA} = 0,2\text{м}$ ,  $\ell_{AB} = 0,8\text{м}$ ,  $l_{AS} = 0,3\text{м}$ ; ийри муунактын айлануу жыштыгы турактуу жана барабар:  $n_1 = 300 \text{ мин}^{-1}$

### Чыгарылышы

#### 1. Ийри муунактын бурчтук ылдамдыгын табабыз

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 300}{30} = 31,4 \text{сек}^{-1}.$$

#### 2. А чекиттин ылдамдыгын табабыз

$$v_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = 31,4 \cdot 0,2 = 6,28 \text{м/сек}.$$

“А” чекиттин вектордук ылдамдыгы  $-V_A \perp OA$  айлануу багыты боюнча.  $\bar{v}_A$  векторун көрсөтүүчү  $[pa]$  кесиндини берип, ылдамдыктын планынын масштабынын чондугун эсептейбиз,

$$\mu_v = \frac{v_A}{[p a]} = \frac{6,28}{62} = 0,2 \left[ \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right].$$

$[pa]$  кесиндини көрсөтүлгөн багыт боюнча жүргүзөбүз (2.18,б).

#### 3. В чекиттин ылдамдыгын табыш үчүн (2,3) Ассур тобуна вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA} \quad (a)$$

Бул теңдемеден  $v_A$  векторунун багыты жана чоңдугу боюнча толук белгилүү, ошол векторду көрсөтүүчү  $[p\theta]$  кесинди Р чекиттен алдын ала коюлган.

Вектордук теңдемеге ылайык  $v_A$  векторунун учунан (а чекит аркылуу)

$v_A$  вектордун башталышынан (р уюлдан)  $v_{Av}$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Көрсөтүлгөн багыттардын кесилишин  $v$  менен белгилейбиз. Анда  $[a\theta]$  жана  $[p\theta]$  кесиндилери алынган  $\mu_v$  - масштабы боюнча  $v_{BA}$  жана  $v_B$  ылдамдыктарын берет.

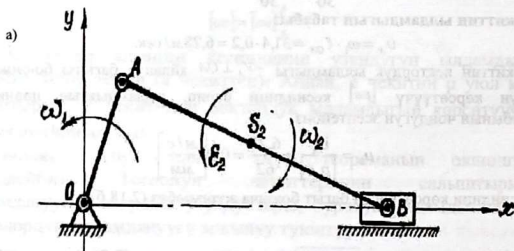
Ылдамдыктын планынан, ошол кесиндилерди өлчөп алабыз:  $[a\theta] = 46 \text{ мм}$ ,  $[p\theta] = 52,5 \text{ мм}$ .

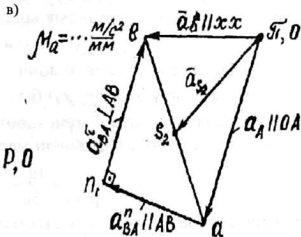
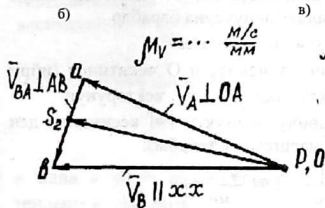
Тийиштүү ылдамдыктарды эсептеп алабыз:

$$v_{BA} = \mu_v [a\theta] = 46 \cdot 0,4 = 18,4 \text{ м/с};$$

$$v_B = \mu_v [p\theta] = 52,5 \cdot 0,4 = 21 \text{ м/с}.$$

Механизмдин схемасы  $\mu_\epsilon = \dots \text{ м/мм}$





Ылдамдыктын планы

Ылдамдануунун планы

3.12-сүрөт. 9-мисал

4. S чекитинин ылдамдыгын окшоштуктун теоремасынан табабыз:

$$\frac{[as]}{\ell_{AS}} = \frac{[aB]}{\ell_{AB}},$$

мындан,

$$[as] = [aB] \frac{\ell_{AS}}{\ell_{AB}} = 4,6 \frac{0,3}{0,8} = 17,25 \text{ мм},$$

Мындан S-ылдамдыктын планындагы чекит, механизмдеги S чекитине дал келүүчү, [as] кесиндини, ылдамдыктын планына коёбуз, [aB] кесиндиси боюнча, андан S чекитин алабыз. Ал чекитти уюл менен туташтырып  $\mu$  масштабындагы  $v_s$  векторду көрсөтүүчү [PS] кесиндини алабыз. Бул кесиндинин чоңдугун өлчөп [PS]=54мм ылдамдыкты эсептейбиз.

$$v_s = \mu \cdot [PS] = 0,4 \cdot 54 = 21,6 \text{ м/с}.$$

5. Тээктин бурчтук ылдамдыгын табабыз:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{\ell_{BA}} = \frac{18,4}{0,8} = 23 \text{ сек}^{-1}.$$

$\omega_2$  бурчтук ылдамдыктын багытын табуу үчүн  $V_{BA}$  векторун механизмдин B чекитине алып келип, ал векторду A чекитине карата болгон кыймылдоосун кароо зарыл. Мисалда  $\omega_2$  сааттын жебеси боюнча багытталат.

6. В чекитинин ылдамдануусун табабыз. Ийри муунактын бурчтук ылдамдыгы турактуу болгондуктан, А чекиттин толук ылдамдануусу анын нормалдык ылдамдануусуна барабар

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA} = 31,4^2 \cdot 0,2 = 197 \text{ м/сек}^2.$$

$\vec{a}_A$  вектор ОА ийри муунак боюнча А чекиттен О чекитинен (ийри муунактын айлануу борборуна) багытталат.  $\vec{a}_A$  векторунун ылдамдануудагы планын мүнөздөөчү чоңдукту  $[\pi a]$  кесиндиси деп алып, ылдамдануунун планынын масштабын табабыз:

$$\mu_a = \frac{a_A}{[\pi a]} = \frac{197}{50} = 3,94 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

$[\pi a]$  кесиндини көрсөтүлгөн багыт боюнча коёбуз (3.12в – сүрөт).

7. В чекиттин ылдамдануусун табуу үчүн (2.3) Ассур тобуна вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}. \quad (b)$$

$\vec{a}_{BA}$  ылдамданууну түзүүчүлөргө ажыратабыз

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t. \quad (c)$$

анда

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t. \quad (d)$$

Бул теңдемеден  $\vec{a}_A$  вектору толук белгилүү,  $a_{BA}^n$  вектордун чоңдугу төмөнкү формуладан эсептелет:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{\ell_{BA}} = \frac{9,2^2}{0,8} = 105,8 \text{ м/сек}^2.$$

Ылдамдануунун планындагы  $a_{BA}^n$  векторун мүнөздөөчү  $[an]$  кесиндинин узундугун табабыз:

$$[an] = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{105,8}{3,94} = 27 \text{ мм}.$$

(d) теңдемедеги векторлор төмөнкүчө багытталат:  $\vec{a}_A \parallel \vec{OA}$ ,  $\vec{a}_{BA}^n \parallel \vec{BA}$  (В чекитинен А чекитине),  $\vec{a}_{BA}^t \perp \vec{AB}$ . Теңдеменин оң жагына ылайык  $\vec{a}_B$  векторуна  $\vec{a}_{BA}^n$  векторду кошобуз (б.а. а чекитин  $[an]$  кесиндиси көрсөтүлгөн багыт боюнча коёбуз, ал эми  $\vec{a}_{BA}^t$  векторунун аягынан (п чекит аркылуу)  $\vec{a}_{BA}^t$  векторунун багытын жүргүзөбүз. Теңдеменин сол жагына ылайык  $\pi$  уюл аркылуу  $\vec{a}_B$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Көрсөтүлгөн багыттардын кесилишкен чекитин  $\epsilon$  тамга



менен белгилейбиз. Ошентип,  $[n\alpha]$  жана  $[\pi\alpha]$  кесиндилеринин  $\mu_a$  масштабында  $\bar{a}'_{BA}$  жана  $\bar{a}_B$  ылдамданууларды алабыз. Ошол кесиндилердин узундуктарын өлчөп:

$$[v\pi] = 23 \text{ мм}, \quad [\pi\alpha] = 30 \text{ мм}.$$

ылдамданууларды эсептейбиз:

$$\bar{a}'_{BA} = \mu_a [v\pi] = 3,94 \cdot 23 = 90,6 \text{ м/с}^2$$

$$a_B = \mu_a [\pi\alpha] = 3,94 \cdot 30 = 108,2 \text{ м/с}^2$$

$v$  жана  $a$  чекиттерин туташтырып,  $[va]$  кесиндини алабыз, ал  $(c)$  теңдемеге ылайык  $\bar{a}_{BA}$  векторунун толук салыштырмалуу ылдамдануусун көрсөтөт. Ошол кесиндицин узундугун өлчөп  $[va] = 0,025$  жана ылдамданууну эсептейбиз.

$$a_{BA} = \mu_a \cdot [va] = 3,9 \cdot 25 = 85 \text{ м/с}^2$$

### 8. Окшоштуктун теоремасынан S чекитинин ылдамдануусун табабыз.

$$\frac{[as]}{\ell_{AS}} = \frac{[av]}{\ell_{AB}},$$

андан,

$$[as] = [av] \frac{\ell_{AS}}{\ell_{AB}} = 0,025 \frac{0,3}{0,8} = 9 \text{ мм}$$

Бул кесиндини  $[va]$  кесиндинин узундугуна коюп, S чекитин алабыз. Аны  $\pi$  уюл менен туташтырып,  $a_s$  векторду көрсөтүүчү  $[\pi \cdot s]$  кесиндини алабыз. Ал кесиндини өлчөп  $[\pi \cdot s] = 34 \text{ мм}$  жана ылдамданууну табабыз.

$$a_s = \mu_a \cdot [\pi \cdot s] = 3,94 \cdot 34 = 134 \text{ м/с}^2$$

### 9. Тээктин бурчтук ылдамдануусунун чоңдугун табабыз:

$$\varepsilon_2 = \frac{\bar{a}'_{BA}}{\ell_{BA}} = \frac{90,6}{0,8} = 113,3 \text{ м/с}^2$$

$\varepsilon_2$  багытын табуу үчүн  $\bar{a}'_{BA}$  векторун механизмдин B чекитине которуп, ал вектордун A чекитине карата болгон кыймылын кароо зарыл. Берилген мисалда  $\varepsilon_2$  сааттын жебесине каршы багытталган.

10 – мисал. 3.13, а – сүрөттө көрсөтүлгөн, алты тогоолуу механизмдин абалы үчүн, ылдамдыктын жана ылдамдануунун планын түзүү.

Тогоолордун узундуктары:

$\ell_{OA} = 0,13\text{ м}$ ,  $\ell_{AB} = 0,3\text{ м}$ ,  $\ell_{BC} = 0,25\text{ м}$ ,  $\ell_{OC} = 0,3\text{ м}$ ,  $\ell_{BD} = 0,075\text{ м}$ ,  $\ell_{DC} = 0,15\text{ м}$ . Ийри муунактын айлануу жыштыгы  $n = 100 \frac{\text{айл.}}{\text{мин}}$  (турактуу бурчтук ылдамдык).

**Чыгарылышы.** Механизм 1- жетелөөчү тогоого 1 класстагы (2,3) Ассур тобун бириктирүүдөн түзүлгөн.

1. Ийри муунактын бурчтук ылдамдыгын табабыз:

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,5 \text{ с}^{-1}.$$

2. (2,3) группа үчүн вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + v_{BA}$$

(а)

а) теңдемеден А чекитинин ылдамдыгы төмөнкүгө барабар:

$$v_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = 10,5 \cdot 0,13 = 1,365 \text{ м/с}.$$

Ылдамдыктын векторлору төмөндөгүчө багытталган:

$v_A \perp OA$  ( $\omega_1$  бурчтук ылдамдыктын багытына,  $\vec{v}_{BA} \perp AB$ . пландагы вектордун чоңдугун, көрсөтүүчү  $[pa]$  кесиндинин узундугун берип, ылдамдыктын планынын масштабын эсептейбиз.

$$\mu_v = \frac{v_A}{[pa]} = \frac{1,365}{70} = 0,0194 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

(а) теңдемеге ылайык ылдамдыктын планынын р-уюлунан көргөзүлгөн багытта  $[pa]$  кесиндини косбуз (3.13,6 – сүрөт). Бул вектордун аягынан (а чекити аркылуу),  $\vec{v}_{BA}$  векторунун багытын жүргүзөбүз. Ушул багыттардын кесилишкен чекитин “в” тамгасы менен белгилейбиз.  $[as]$  кесинди,  $\vec{v}_{BA}$  векторун, ал эми  $[pa]$  кесинди  $v_{BC}$  - векторун көрсөтөт.

3. Эми 3-тогоонун D чекитинин ылдамдыгын аныктоого өтөбүз. Бул тогоонун “В” жана “С” чекиттеринин ылдамдыктары белгилүү. (С чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар болгондуктан, анда анын ылдамдыктын планындагы ылдамдыгы уюлга дал келген болот).  $v_D$  ылдамдыгын табуу үчүн төмөнкү вектордук теңдемени түзөбүз:

$$\vec{v}_D = \vec{v}_B + \vec{v}_{DB}; \quad (\text{в})$$

$$\vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}. \quad (\text{с})$$

(в) теңдемеге ылайык в чекити аркылуу ( $\vec{v}_B$  вектордун аягынан  $\vec{v}_{DB}$  ( $\perp DB$ ) вектордун багытын жүргүзөбүз, ал эми (с) теңдемеге ылайык с чекити аркылуу (ал уюлга дал келүүдө)  $\vec{v}_{DC}$  вектордун багытын жүргүзөбүз ( $\perp DC$ ).



салыштырмалуу кандай кыймылда болоорун байкайбыз.  $\omega_2$  биздин шартта сааттын жебесине каршы багытталган.

Ошондой эле  $\omega_3$  багытын аныкташ үчүн  $\vec{v}_B$  векторду В чекитке алып келип, С чекитке салыштырмалуу кандай кыймылда болоорун байкайбыз,  $\omega_3$  биздин шартта сааттын жебеси боюнча багытталган.

**5. Ылдамдануунун планын тургузууга өтөбүз. (2,3) Ассур тобу үчүн вектордук теңдеме жазабыз.** 
$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}. \quad (д)$$

Векторлорду  $\vec{a}_B$  жана  $a_{BA}^n$  түзүүчүлөргө ажыратабыз:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A^n + \vec{a}'_B, \quad (е)$$

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}'_{BA}, \quad (ж)$$

анда,

$$\vec{a}_B^n + \vec{a}'_B = \vec{a}_A^n + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}'_{BA} \quad (з)$$

бул теңдемеден:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA} = 10.5^2 \cdot 0.13 = 14.3 \text{ м/сек}^2$$

$a_A \parallel \overline{OA}$  (А чекитинен О чекитине багытталган);

$$\vec{a}_B^n = \frac{v_B^2}{\ell_{BC}} = \frac{0.97^2}{0.25} = 3.5 \text{ м/сек}^2 = 3.76 \text{ м/с}^2$$

$\vec{a}_B^n \parallel \overline{BC}$  (В чекитинен С чекитине багытталган);  $\vec{a}'_B \perp \overline{BC}$ .  $\vec{a}_A$  ылдамдануунун векторуна дал келген кесиндини берип, ылдамдануунун планынын масштабын жана  $\vec{a}_{BA}^n$  жана  $\vec{a}_B^n$  векторлорду көрсөтүүчү кесиндилердин узундуктарын аныктайбыз:

$$[\pi \cdot a] = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{13.8}{0.02} = 50 \text{ мм};$$

$$[a \cdot n_1] = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{2.5}{0.02} = 10 \text{ мм};$$

$$[\pi \cdot n_2] = \frac{a_B^n}{\mu_a} = \frac{3.5}{0.02} = 17.5 \text{ мм}.$$

Эркин чекит болгон уюл  $\pi$ -ден ( $n$ ) теңдеменин оң жагына ылайык көрсөтүлгөн багыттар боюнча  $[\pi a]$  жана  $[a n_1]$  (3.13, в-сүрөт) кесиндилерди ирети менен коёбуз.  $n_1$  чекитинен  $\vec{a}'_{BA}$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Теңдеменин сол жагына ылайык  $\pi$  уюлун  $[\pi \cdot n_2]$  вектордун багытын жүргүзөбүз.  $a_B^n$  вектордун жана анын учунан  $n_2$  чекиттен  $\vec{a}'_B$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Көрсөтүлгөн багыттардын кесилишин "в" тамгасы менен белгилейбиз. Алынган  $[n_1 a]$  жана  $[n_2 a]$  кесиндилери,  $a'_{BA}$  жана  $\vec{a}'_B$  векторлорун көрсөтөт. (е) вектордук теңдемеге ылайык  $\pi$  жана в чекиттерин жана (жс)

теңдемесине ылайык  $a$  жана  $b$  чекиттерин туташтырып,  $\bar{a}_b$  жана  $\bar{a}_{BA}$  векторлорду көрсөтүүчү,  $[\pi \cdot a]$  жана  $[a\bar{b}]$  кесиндилерин алабыз.

$[n\bar{a}] = 36 \text{ мм}$ ,  $[a\bar{b}] = 40 \text{ мм}$ ,  $[n_2 \bar{a}] = 50 \text{ мм}$ ,  $[\pi \bar{b}] = [c\bar{b}] = 50 \text{ мм}$  жана тийиштүү ылдамданууларды эсептейбиз:

$$a'_{BA} = \mu_a [n\bar{a}] = 0,3 [n\bar{a}] = 12 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_{BA} = \mu_a [a\bar{b}] = 0,3 \cdot 46 = 12,6 \text{ м/сек}^2;$$

$$a'_B = \mu_a [n_2 \bar{a}] = 0,3 \cdot 48 = 18,5 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_B = \mu_a [\pi \cdot \bar{b}] = 0,3 \cdot 50 = 15,2 \text{ м/сек}^2.$$

6. D чекиттин ылдамдануусун аныктоого өтөбүз. Ал үчүн окшоштуктун теоремасын пайдаланып төмөнкүчү жазабыз:

$$\frac{[cd]}{\ell_{CD}} = \frac{[ad]}{\ell_{BD}} = \frac{[c\bar{b}]}{\ell_{CB}},$$

андан

$$[cd] = [c\bar{b}] \frac{\ell_{CD}}{\ell_{CB}} = 0,05 \frac{0,15}{0,25} = 30 \text{ мм}$$

$$[ad] = [c\bar{b}] \frac{\ell_{BD}}{\ell_{CB}} = 0,05 \frac{0,075}{0,25} = 15 \text{ мм}$$

Ылдамдануунун планынан  $[c\bar{b}]$  кесиндисине белгилөө ыкмасы аркылуу CBD үч бурчтугуна окшош болгон  $c\bar{b}d$  үч бурчтук тургузабыз.  $[\pi \cdot d]$  кесинди,  $[cd]$  кесиндиге дал келүүчү  $\bar{a}_D$  масштабдагы векторду көрсөтөт. Анда  $a_D$  ылдамдануусу төмөнкүгө барабар:

$$a_D = \mu_a [\pi \cdot d] = 0,3 \cdot 40 = 12 \text{ м/сек}^2.$$

7. Тогоолордун бурчтук ылдамданууларын аныктайбыз:

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{9,3}{0,25} = 38 \text{ сек}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a'_B}{\ell_{BC}} = \frac{38}{0,25} = 66 \text{ сек}^{-2}.$$

$\varepsilon_2$  багытын аныктоо үчүн  $\bar{a}'_{BA}$  векторун В чекитине которуп, анын багыты А чекитине салыштырмалуу кандай кыймылда болоорун байкайбыз. Биздин шарт боюнча  $\varepsilon_2$  сааттын жебесине каршы багытталган.  $\varepsilon_3$  багытын аныктоо үчүн  $\bar{a}'_B$  векторун В чекитине которуп, анын багыты С чекитине салыштырмалуу кандай кыймылда болоорун байкайбыз.  $\varepsilon_3$  - дагы ошондой эле сааттын жебесине каршы багытталган.



### **3.8. Графо-аналитикалык ыкмасынын артыкчылык жактары**

1. Графо-аналитикалык ыкмасы механизмдин бардык чекиттеринин ылдамдыктарын, ылдамданууларын жана механизмдин тогоолорунун бурчтук ылдамдыктарын жана ылдамданууларын аныктап алууга мүмкүндүк берет.

2. Графо-аналитикалык ыкмасы жетишээрлик так, орточо кетирилген катаа  $\pm 5\%$ . Жетишпеген жагына, толук көрүнүштү бере албагандыгы, б.а. ылдамдыктардын жана ылдамдануулардын планы боюнча ылдамдыктын жана ылдамдануунун өзгөрүү мыйзамын байкоого болот.

3.8.1. Ылдамдыктардын планынын касиеттери:

1. Уюлдан чыккан векторлор белгилүү бир масштабда, тиешелүү чекиттердин толук ылдамдыктарын аныкташат.

2. Толук ылдамдыктардын учтарын туташтыруучу кесиндилер, механизмдин тиешелүү чекиттеринин салыштырмалуу ылдамдыктарын аныкташат.

3. Салыштырмалуу ылдамдыктар планында, механизмдин тогоолорунан түзүлгөн фигурага окшош фигураны түзөт жана ал фигура тогоолордун айлануу багытын көздөй  $90^\circ$ ка бурулуп жайланышкан болот.

4. Ылдамдыктары нөлгө барабар болгон чекиттер планынын уюлу деп аталган чекитте жатышат.

5. Салыштырмалуу ылдамдыктын тиешелүү тогоонун узундугуна болгон катышы бурчтук ылдамдыкты берет.

6. Салыштырмалуу ылдамдык кайсыл жакка багытталган болсо, бурчтук ылдамдык ошол жакка багытталган болот.

### **3.9 Ылдамдануулардын планынын касиеттери**

1. Ылдамдануулардын пландарынан чыккан векторлор, белгилүү бир масштабда механизмдин тийиштүү чекиттеринин толук ылдамданууларын беришет.

2. Толук ылдамдануулардын учтарын туташтырган кесиндилер, ошол эле масштабда механизмдин чекиттеринин салыштырма ылдамданууларын беришет.

3. Ылдамдануулардын планы, салыштырма ылдамдануулар, ошол чекиттер менен түзүлгөн механизмдеги фигурага окшош



фигураны түзүшөт жана ал фигура  $180^\circ$ - бурчуна бурулуп жайланышат.

4. Ылдамдануусу нөлгө барабар болгон механизмдин чекиттери ылдамдануулардын планынын уюлунда жатышат.

5. Ылдамдануулардын планынан, бурчтук ылдамданууларды аныктап алуу үчүн, салыштырма ылдамдануунун жаныма түзүүчүсүн, тогоонун узундугуна бөлүү керек.

6. Жаныма ылдамдануу кайсыл жакка багытталса, бурчтук ылдамдануу ошол жакка багытталган болот.

### Кинематикалык диаграмма ыкмасы

Механизмдин кандайдыр бир тогоосунун же чекитинин кыймылынын өзгөрүү мыйзамын байкоону, кинематикалык диаграмма деп аталган ыкма берет б.а. басып өткөн жолдун, ылдамдыктын жана ылдамданууну убакыт боюнча көз карандылыгын графикалык түрдө көрсөтүү  $S_B = f(t)$ ,  $v_B = f(t)$ ,  $a_B = f(t)$ . Бул ыкманы берилген механизм үчүн карап көрөлү (3.14-сүрөт).

Тогоолордун узундуктары ;  $\ell_{OA}, \ell_{AB}$ , жана 1-тогоонун кыймыл мыйзамы  $\varphi_1 = \varphi(t)$  ( $n_1 \text{ мин}^{-1}$ ) берилген дейли. Ийри муунактуу-жылгычтын жылышынын (В чекитинин)  $S_B = f(t)$  диаграммасын түзүүнү карап көрөлү, мында  $S_B$  чекиттин жылышы. Кыймылды талдоо төмөнкүдөй жүргүзүлөт.

1. Тогоолордун берилген өлчөмдөрү боюнча механизмдин чиймеси чийилет. Чийменин масштабы тогоолордун берилген узундугунун ( $\ell$ ) чиймеде аны туюнтуучу кесиндиге ( $e$ ) болгон катышы боюнча

$$\mu_e = \frac{\ell}{[\ell]} \left[ \frac{M}{MM} \right].$$

аныкталат,

Масштабы тандоо мүмкүн болушунча стандарт боюнча тандоо сунуш кылынат: 0,001; 0,002; 0,005; 0,01; 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1; 2; 5; 10; 20; 50; 100; 200; 500. Тогоолордун берилген чекиттери тамгалар менен белгиленип коюлат (О, А, К, В,...)

2. В чекитинин оң жана сол четки абалдары табылат.

3. Башталгыч тогоонун А чекитинин кыймыл сызыгы В чекитинин четки бир абалына туура келген абалынан баштап,

барабар бөлүктөргө (8, 12, 24, 36 га ж.б.) бөлүнөт. Ар бир абал үчүн А чекитин О чекити менен туташтырса башталгыч тогоонун иреттүү абалдары алынат.

4. Башталгыч тогоонун ар бир абалы үчүн, башка тогоолордун тийиштүү абалдары чиймеге түшүрүлөт. Ал үчүн А чекиттин радиусу АВ га барабар болгон жааны, В чекиттин кыймыл сызыгында кесилишкенче жүргүзсө, В чекитинин абалы аныкталат. А жана В тогоонун абалы болот.

5. В чекитинин бир абалдан экинчи абалга жылган аралыктарын өлчөп алып тандалган  $\mu$  масштабда жылыштын (аралыктын) графиги  $S = f(\varphi)$  тургузулат. Ийри муунак жылгыч механизмдин В чекитинин диаграммасын түзүүнү карап көрөлү (3.14а-сүрөт):

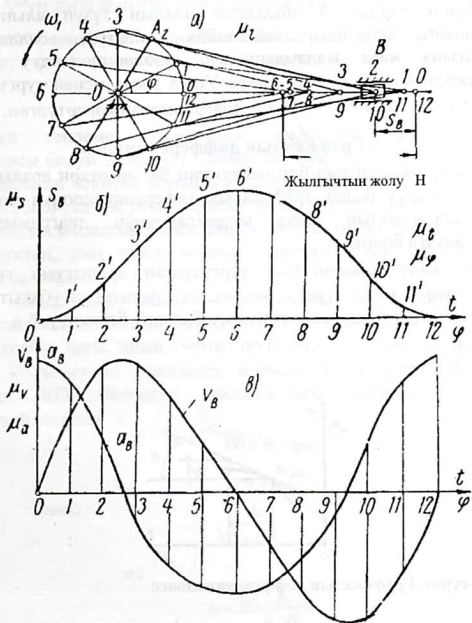
Механизмдин 8 абалын түзөбүз. S жана  $\varphi$  координаттарын жүргүзөбүз (3.14,б-сүрөт).  $\varphi$  огуна ийри муунактын бурулуу бурчуна ( $45^\circ$ ) дал келген 12 бирдей болгон 0-1, 1-2, 2-3 жана башка кесиндилерди коёбуз. 1, 2, 3 ж.б. чекиттер аркылуу ординатага 1-1; 2-2; 3-3 ж.б. В чекитинин координаттарына барабар болгон  $-S_B$  кесиндилерди коёбуз. 0,1; 2; 3; ..., 8 чекиттерди ийри сызык менен туташтырып,  $S_B = f(\varphi)$  диаграммасын алабыз. Ийри муунак бир калыпта айлангандыктан, анын  $\varphi$  бурулуу бурчу убакытка пропорционалдуу болот. Ошондуктан,  $S_B = f(\varphi)$  жылгычтын жылышы, диаграммасы ошондой эле убакытка көз карандылыктын  $S_B = f(\varphi)$  диаграммасы болот. Бир гана абсцисса огунадагы масштабдардан айырмаланат.  $\mu_s$  - жолдун масштабы,  $\mu_t$  механизмдин планынын масштабына барабар, себеби жылуу аралыкты көрсөтүүчү кесиндилер, диаграммага өзгөртүлбөй которулуп келинди.

$S_B = f(\varphi)$  диаграмманын  $\varphi$  бурчтарынын масштабы төмөнкүгө барабар:

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{[0-8]} \cdot \left[ \frac{1}{\text{мм}} \right],$$

мында, [0-12] -  $\varphi$  огу боюнча кесиндилер (мм), ийри муунактын толук айлануусун ( $2\pi$ ) көрсөтөт.  $S_B = f(\varphi)$  диаграмманын t убакытынын масштабына барабар:

$$\mu_t = \frac{T}{[0-12]} \left[ \frac{\text{сек}}{\text{мм}} \right],$$



3.14-сүрөт. Ийримуунак-жылгычтуу механизм үчүн кинематикалык диаграммаларды тургузуу

мында,  $T$ -ийри муунактын толук айлангандагы убакыттын мезгили, ал формула боюнча аныкталат:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1} \quad \text{же} \quad T = \frac{60}{n},$$

мында,  $n$ -ийри муунактын бир минутада айланган жыштыгы.  $v_B = f(t)$  жана  $a_B = f(t)$  диаграммаларды эки ыкма менен түзүүгө болот: ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландары боюнча жана графикалык дифференциалоо ыкмасы аркылуу. Диаграмманы,

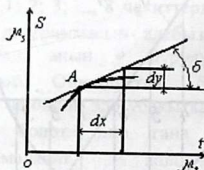
Ылдамдыктын жана ылдамдануунун пландары боюнча түзүү үчүн механизмдин бардык 8 абалынын планын түзүп алып жана ординаталарга кандайдыр масштабда тийиштүү абалдарынын ылдамдыгына жана ылдамдануусуна пропорционалдуу болгон кесиндилерди коёбуз (3.14в-сүрөт). Ушул ыкма менен тургузулган  $v_a = f(t)$  жана  $a_a = f(t)$  диаграммалар көрсөтүлгөн.

### 3.10 Графикалык дифференциялоо

Тогоонун кандайдыр бир чекитинин басып өткөн аралыгынын графиги белгилүү болсо, графикалык дифференциалоонун жардамы менен ылдамдыктын жана ылдамдануунун диаграммаларын тургузуп алууга болот.

Бизге  $\mu_s$  жана  $\mu_t$  масштабын тургузулган аралыктын графиги берилсин дейли (3.15-сүрөт). Ылдамдык, аралыктын убакытка көз каранды болгон функциянын туундусу болоору белгилүү, б.а.

$$v = \frac{ds}{dt}$$



3.15-сүрөт. Графикалык дифференциалоого

Графиктин абалынын ар кандай чекити үчүн  $S = \bar{S} \cdot \mu_s$  жана  $t = \bar{t} \cdot \mu_t$  болот, мында S-ордината огунун координатасы, t-абсцисса огунун координатасы. Акыркы эки барабардыкты дифференциалайбыз, анда;

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot \frac{d\bar{s}}{d\bar{t}}$$

В чекитинин координатасы  $\bar{S}$ , t ал эми ушул чекитке чексиз жакындатылган "в" чекитинин координатасы  $\bar{S} + d\bar{S}$  жана  $\bar{t} + d\bar{t}$  болот.  $v'$  чекитинен графике жаныма сызык жүргүзөбүз.  $v'$  менен  $v'$  чекиттери чексиз жакын болгондуктан  $v'$ ке жүргүзүлгөн жаныма  $v'$

чекити үчүн дагы жаныма болот деп эсептейбиз.  $\epsilon^1$  өс үч бурчтугунан  $\frac{ds}{dt} = tg\alpha$  экендигин табабыз. Табылган туюнтманы биринчи теңдемеге коюп, төмөндөгү барабардыкты алабыз:

$$v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot tg\alpha.$$

Бул теңдеме графикалык дифференциалоонун негизги формуласы болуп эсептелет. Демек, кыймылдын ылдамдыгын табуу үчүн каалаган чекитке жаныма жүргүзүү жетиштүү. Жаныма сызык менен абсцисса огунун арасындагы бурчтун тангенци, ошол чекиттин ылдамдыгын берет. Бирок,  $tg\alpha$  ны аныктоо бир топ татаал. Ошондуктан, аны табуу жөнөкөй геометриялык тургузуу менен алмаштырылат.

$v-t$  (ылдамдык-убакыт) координатындагы абсцисса огунун координатасынын башталынан солго, каалагандай кесинди сызыкты өлчөп коёбуз дагы, анын учунан ордината огу менен кесилишкенге чейин  $\epsilon^1$  чекитине жанымага жарыш сызык жүргүзөбүз. Анда кесинди  $KO$  белгилүү масштабдагы ылдамдыкты берет.

$v = f(t)$  чиймесинен

$$\overline{KO} = H_v \cdot tg\alpha;$$

$$tg\alpha = v \frac{\mu_t}{\mu_s}.$$

Демек,

$$\overline{KO} = v \cdot H_v \frac{\mu_t}{\mu_s},$$

же

$$v = \overline{KO} \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_v}.$$

$$\frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_v} = \mu_v -$$

Мында,  $\mu_v$  - ылдамдыктын масштабы. Анда  $V = \overline{OK} \cdot \mu_v$ .

$\overline{OK}$  Кесинди белгилүү,  $\mu_v$  - ылдамдыктын масштабында ылдамдыкты берерин далилдедик. Ушул эле ыкма менен башка чекиттер үчүн убакытка көз каранды болгон ылдамдыктарды таап алып, анын графиги чийилет. Ушундай эле ыкманын жардамы менен  $a = f(t)$  графигин алууга болот. Ылдамдануунун масштабы төмөндөгүдөй аныкталат:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_a}.$$



Ийри муунактуу жылгыч механизм үчүн алынган ылдамдыктын жана ылдамдануунун диаграммалары 3.15-сүрөттө көрсөтүлгөн. Графикалык дифференциалдоонун бир топ ыкмалары бар. Алардын ичинен хорда ыкмасын карап көрөлү.

### 3.11 Хордалар ыкмасы

Жылгычтын басып өткөн диаграммасы дейли  $s = f(t)$  (3.16а-сүрөт). Ийри сызыкты бир нече бөлүктөргө бөлөбүз жана ушул бөлүктөрдү хордалар менен алмаштырабыз (3.16а-сүрөт), б.а. ар бир бөлүктөгү бир калыпта болбогон кыймылды болжолдуу турактуу ылдамдыкта болгон, турактуу кыймыл менен алмаштырабыз. Болочок  $v = f(t)$  диаграмманын  $t$  огунун сол жагына, координаттардын башталышынан эркин  $H$  аралыгынан  $O$  чекитти алабыз (3.16,б-сүрөт). Ошол чекиттен тиешелүү  $0' - 1'$ ,  $1' - 2'$ ,  $2' - 3'$  ж.б. хордаларга жарыш болгон  $0' - 1''$ ,  $0' - 2''$ ,  $0' - 3''$  ж.б. шоолаларды жүргүзөбүз. Бул шоолалар  $v$  огун  $0' - 1''$ ,  $0' - 2''$ ,  $0' - 3''$  ж.б. кесиндилерге бөлөт, тиешелүү бөлүктөрдүн орточо ылдамдыгына пропорционалдуу болгон.

Ушул кесиндилерге барабар болгон  $Z$ , ординаталарды тийиштүү бөлүктөргө коюп,  $1''1'''2''2'''3'''3'''$  баскычтуу сызыкты алабыз жана ушул сыяктуу ылдамдыктын анык графигин оңой эле алууга болот. Баскычтуу графигин негизи аркылуу ийри сызык жүргүзөбүз, ийри сызыктын эки жагында түзүлгөн үч бурчтуктун аянтчалары ар бир бөлүктө барабар болгондой кылып,  $v = f(t)$  графигин түзүүдө, практикада жетиштүү тактыкта алуу үчүн ийри сызык  $1'' - 1'''$ ,  $2'' - 2'''$ ,  $3'' - 3'''$  ... у.с. негиздердин ортосунан өтөрү мүмкүн. Бул диаграмманы түзүүнү жеңилдетет. Белгилеп кетсек,  $s = f(t)$  графигинде хорда жүргүзүү учурунда, бул хордалар жетиштүү түрдө ийри сызыка жакын болуусу зарыл. Эгерде андай болбосо, анда бөлүктү майда дагы бөлүктөргө бөлүү керек.

Ылдамдыктын масштабын аныктайбыз:

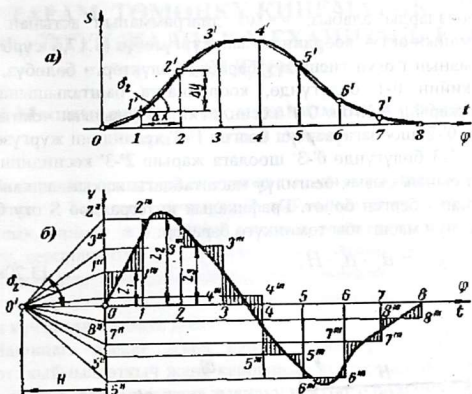
$$v_i = \frac{ds}{dt} \approx \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{\mu_s \Delta Y}{\mu_t \Delta X} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \delta = \mu_v Z_i,$$

Андан, масштаб төмөнкүгө барабар:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H},$$

мында,  $H$  - уюлдук аралык.





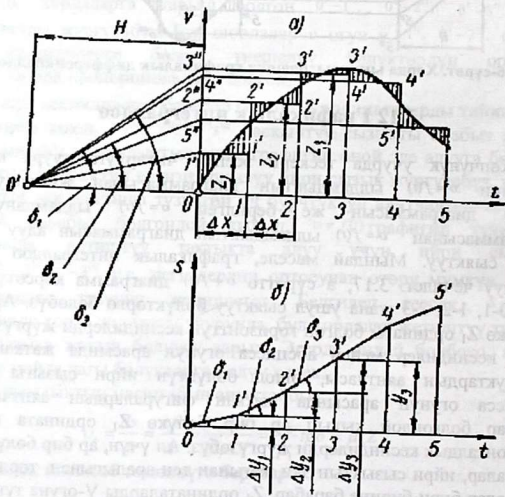
3.16-сүрөт. Хорда ыкмасы боюнча графикалык дифференциалдоо

### 3.12 Графикалык интегралдоо

Көпчүлүк учурда тескери эсепти чыгарууга туура келет, берилген  $v = f(t)$  ылдамдыктын диаграммасынан жылышуунун  $s = f(t)$  диаграммасын же берилген  $a = f(t)$  ылдамдануунун диаграммасынан  $v = f(t)$  ылдамдыктын диаграммасын алуу жана ушул сыяктуу. Мындай маселе, графикалык интегралдоо ыкма аркылуу чечилет. 3.17, а сүрөттө  $v = f(t)$  диаграмма көрсөтүлгөн. Аны 0-1, 1-2, 2-3 жана ушул сыяктуу бөлүктөргө бөлөбүз. Ар бир бөлүккө  $Z_1$  ординаты болгон горизонттук кесиндилерди жүргүзөбүз, ушул кесиндилер менен абсцисса огунун арасында жаткан тик бурчтуктардын аянтчасы, ошол бөлүктүн ийри сызыгы жана абсцисса огунун арасында жаткан фигуралардын аянтчасына барабар болгондой кылып ар бир бөлүккө  $Z_1$  ордината менен горизонталдык кесиндилерди жүргүзөбүз. Ал үчүн, ар бир бөлүктөгү аянтчалар, ийри сызыктын эки жагынан тең аралыгынан, торлонгон аянтчалар бири-бирине барабар.  $Z_1$  ординаталарды V-огуна түшүрүп 1', 2'', 3'' ж.б. чекиттерди алабыз. t-огунан координата башталышынан солго H-эркин аралыкты коюп O' чекитин алабыз. Ал чекитти 1', 2'', 3'' ж.б. чекиттер менен туташтырып O'-1', O'-2'', O'-3''

ж.б. шоолаларды алабыз.  $v = f(t)$  диаграмманын астынан  $S = f(t)$  диаграмманын октук координатасын жүргүзөбүз (3.17,б–сүрөт) жана диаграмманын  $t$  огун тиешелүү барабар бөлүктөргө бөлөбүз,  $v = f(t)$  Андан кийин 0-1 бөлүгүндө, координатта башталышынан 0'-1' шоолага жарыш болгон. 0-1' кесиндиси, 1' алынган чекиттен 1-2 бөлүгүнө 0'-2' шоолага жарыш болгон 1'-2' кесиндини жүргүзөбүз; 2' чекиттен 2-3 бөлүгүндө 0'-3' шоолага жарыш 2'-3' кесиндини, ж.у.с. Алынган сызык сызык белгилүү масштабдагы жакындашкан  $S = f(t)$  диаграмманы берген болот. Графикалык интегралдоо  $S$  огу боюнча жылышуунун масштабы төмөнкүгө барабар:

$$\mu_S = \mu_v \cdot \mu_t \cdot H. \quad (3.20a)$$



3.17-сүрөт. Графикалык интегралдоо

# IV ТАРАМ. ТӨМӨНКҮ КИНЕМАТИКАЛЫК ЖУПТУУ ЖАЛПАК МЕХАНИЗМДЕРДИ ИЗИЛДӨӨ

## 4.1 Машина агрегаттык механизмдин тогоолоруна аракет эткен күчтөр

Механизмге аракет эткен күчтөр тышкы жана ички болуп экиге бөлүнүшөт. Тышкы күчтөргө: кыймылдатуучу, өндүрүштүк каршылык, салмак ж.б. күчтөр, ал эми, ички күчтөргө (реакция) сүрүлүү, серпилгичтүү ж.б. күчтөр кирет. Механизмдин тогоолору ылдамдануу менен кыймылдагандыктан, инерциялык кошумча күч пайда болот, алар күчтүк эсептөөдөн мурда аныкталып алынат, тышкы күч катары аракет этет.

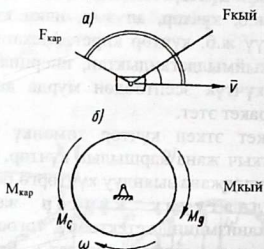
Машинага аракет эткен күчтөр төмөнкү негизги группага бөлүнөт: кыймылдаткыч жана каршылык күчтөр, ал эми каршылык күчтөр өзүнчө, пайдалуу жана зыяндуу күчтөргө бөлүнүшөт.

**1. Кыймылдатуучу күчтөр** же кыймылдатуучу моменттер деп, механизмдин жетектөөчү тогоосунун кыймылын ылдамдатууга умтулган күчтөр аталат. Башкача айтканда, механизмдин тогоолоруна аракет эткен күчтөрдүн ичинен элементардык жумушу оң мааниде болгон күчтөрдү айтабыз. Машина ар дайым кыймылда болушу мүмкүн, эгерде механизмдин жетектөөчү тогоосуна  $F_{\text{сый}}$  - кыймылдаткыч же  $M_{\text{сый}}$  момент аракет кылган учурда гана.

**Мисалы:** Ичтен күйүүчү машинанын, жылуулук машинанын жылгычына же турбинанын роторуна газ же буу аракет эткенден, машина кыймылга келиши мүмкүн. Ал эми башкалардан болсо, мисалы электр кыймылдаткычында-электр магниттик талаа, жана башка тестерде же башка функцияларды аткаруучу механикалык конструкцияларда болсо, жетектөөчү тогоого аракет эткен кандайдыр бир кыймылдаткыч күч болуп эсептелет.

**2. Каршылык күчтөр** же каршылык моменттер: өндүрүштүк (технологиялык) каршылык күчтөр же пайдалуу каршылык күчтөрү жана өндүрүштүк эмес каршылык күчтөр же пайдасыз каршылык күчтөрү болуп экиге бөлүнүшөт.

**Каршылык күчтөрү** деп, механизмдин жетектөөчү тогоосунун кыймылын акырындатууга (басандатууга) умтулган күчтөр аталат, б.а. механизмге аракет эткен күчтөрдүн ичинен элементардык жумушу терс мааниде болгон күчтөрдү атайбыз (4.1,а-сүрөт). Ошондой эле,  $\mu_c$  кыймылдаткыч моментинин күчү, жетектөөчү тогоонун айлануу багытына багытталат, ал эми  $M_c$  - каршылык моменттин күчүнө карама-каршы багытталган (4.1б-сүрөт).



4.1-сүрөт. Кыймылга келтирүүчү күчтүн жана каршылык күчтүн багыттары; а- күчтөрдүн багыттары; б- моменттердин багыттары.

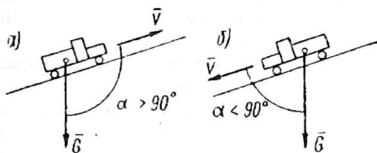
**Пайдалуу каршылык (технологиялык) күч** - деп, машинадан талап кылынуучу жумушту аткарылууда көрсөтүлгөн каршылык күчтү айтабыз. Металл кесүүчү жана нан азыктарын тезде кыймылдаткыч тарабынан аракет эткен күч пайдалуу каршылык күчү, ал эми сүрүлүү күчтөрү, абанын каршылыгы ж.б. пайдасыз каршылык күчтөрү болушат. Курлуу механизмде сүрүлүү күчү кыймылдатуучу күчү болот.

Албетте, күчтөрдү мындай бөлүш бир аз шарттуу нерсе, анткени, салмак күчтөрү тогоолор көтөрүлүп жатканда каршылык, ал эми түшүрүлүп жатканда кыймылдатуучу күч болуп калышат.

Демек, кээ бирки машиналардагы бир эле күчтү, кандайдыр башка күчтүн категориясына кошууга болбойт. Пайдалуу каршылык күчү кыймылга каршы багытталган, ошондуктан анын жумушу терс.

**3. Пайдасыз каршылык күчтөрү.** Бул күчтөргө кинематикалык жуптардагы сүрүлүү күчү жана абанын каршылыгы

ж.б. пайдасыз каршылык күчтөрү кирет. Кээде сүрүлүү күчү, пайдасыз каршылык



**4.2-сүрөт.** Салмак күчтөрдүн мүнөзүн аныктоого: а- салмак күч-каршылык күч; б- салмак күч-кыймылга келтирүүчү күч;

күчүнө кошууга болбогон учурлар дагы кездешет. Мисалы, ар түрдүү тормоздордо, локомотивдин дөңгөлөгү менен жолдун бетинин арасындагы сүрүлүү күчү ар дайым пайдалуу.

**4. Тогоолордун салмак күчтөрү.** Бул күчтөр тышкы күчтөргө кирип, кыймылдаткыч же каршылык күч болушу мүмкүн. Качан тогоонун оордук (салмак) борбору төмөн түшкөндө кыймылдаткыч, ал эми тогоонун оордук борбору жогору көтөрүлгөн учурда каршылык күч болот.

Аны качан автомашина өргө баратканда (4.2а-сүрөт), салмак күчү каршылык күчү болот. Качан автомобиль өрдөн (4.2б-сүрөт) түшкөн учурда, салмак күчү кыймылдатуучу күч болот. Эгерде бардык каршылык күчтөр аныкталып алынса, кыймылдатуучу күчтөрдү, тандалып алынган кыймылдатуучунун механикалык мүнөздөмөсүнө жараша таап алса болот, же тескерисинче талап кылынган кыймылдатуучу күчтөрдүн чоңдугуна жана өзгөрүү мүнөзүнө карата кыймылдатуучу тандалып алынат.

**5. Реакциялык күчтөр.** Механизмдердеги реакция (аракет) күчтөрү деп, бир тогоонун башка тогоону баскан басым күчүн айтабыз. Бул бүтүндөй бардык механизм үчүн ички күчтөр болуп эсептелет. Басым күчү тышкы күчтүн тогоого таасир этүүсүнөн пайда болот. Кинематикалык жуптардагы басым күчүн билип, сүрүлүү күчүнүн чоңдугун аныктоого, ошондой эле тогоолордун жана алардын элементтеринин бекемдигин, жышылууга бекемдигин эсептөөгө болот. Кинематикалык жуптарда



жөнөкөйлөтүлгөн эсептөөдө реакциянын багытын тийишип турган бетке нормал боюнча алынат, ал эми чоңдугу тогоонун тең салмактуу шартынан аныкталат.

**6. Инерциялык күчтөр.** Механизмдин ар бир тогоосу жалпы учурда ылдамдануу же басаңдоо менен кыймылдагандыктан ошол себептен инерциялык күчтөр пайда болот. Алар тогоолордо кошумча чыңалууну жана кинематикалык жуптарда кошумча басым күчтөрүн пайда кылат. Ал болсо, сүрүлүү күчүн өсүшүнө алып келип, жышылууну көбөйтүп жана п.а.к азайтат. Инерциялык күчтүн таасиринин астында согулуу, термелүү пайда болот жана машинанын тең салмактуулук кыймылы өсөт. Көбүнчө, бачым кыймылдаган машиналарда бул күчтөр чоң мааниге ээ болот.

Инерциялык күчтөр берилген тогоолордун салмагы жана ылдамдануусу боюнча аныкталат. Инерциялык күчтү аныктоо ыкмасы тогоонун кыймылдаган түрүнөн көз каранды. Тогоолордун ар түрдүү кыймылда болгон учурдагы инерциялык күчтөрдү аныктоону карап көрөлү. Назарияттык механикадан белгилүү, жалпы учурда тогоо жалпак-жарыш кыймылда болгондо, анын ылдамдануусу ар түрдүү, материалдык чекиттерде ар башка (чоңдугу жана багыты боюнча) болоору белгилүү.

Ошондуктан, шарттуу коюлган ошол чекиттердеги (4.3-сүрөт) элементардык инерциялык күчү да ар башка  $d\Phi_i = -a_i dm_i$ . Андагы элементардык күчтөр бир инерциялык  $\Phi$  жана бир жуп инерциялык күчкө келтирилет.  $M_u$  моменти төмөнкүгө барабар болот:

$$\bar{\Phi}_u = -m\bar{a}, \quad (4.1)$$

$$M_u = -I_s \varepsilon_i, \quad (4.2)$$

мында,  $m$  - тогоонун массасы;

$a_s$  - салмак борборунун ылдамдануусу;

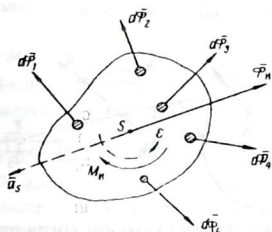
$\varepsilon$  - тогоонун бурчтук ылдамдануусу;

$I_s$  - тогоонун салмак борбору S аркылуу өткөн окко салыштырмалуу инерциялык моменти.

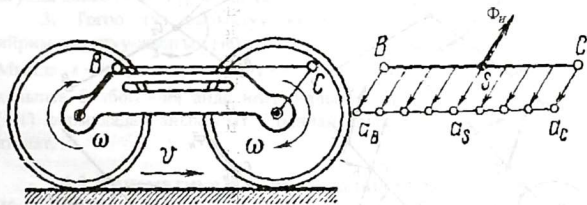
Инерциялык момент өз кезинде тогоонун массасын анын инерциялык радиусунун, квадратына көбөйткөнгө барабар:

$$I_s = m r^2$$





4.3-сүрөт. Жыйынтыктоочу  $\Phi_u$  инерциялык күчтү жана  $M_u$  инерциялык күчтүн моментин аныктоо.



4.4-сүрөт. Түз сызыктуу кыймылдагы инерциялык күчтөр

Тогоонун инерциялык моменти жалпы учурда төмөнкү формуладан аныкталат:

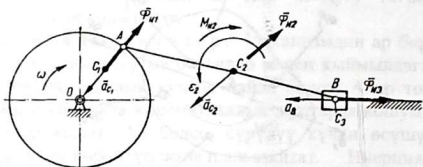
$$J_S = \int_I p^2 \cdot d \cdot m$$

Интегралдап тогоонун толук массасын алуу зарыл.  $\Phi_u$  инерциялык күч тогоонун салмак  $S$  борборуна таасир этет жана салмак борборунун ылдамдануусунун  $a_s$  векторлоруна терс багытталган. Инерциялык күчтүн жуп моменти, тогоонун  $\epsilon$  бурчтук ылдамдануусуна каршы багытталган.

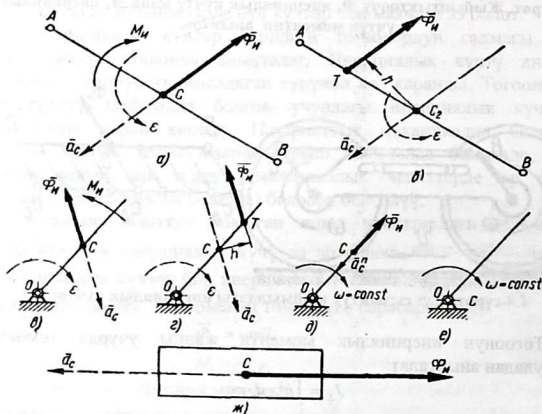
1. Тогоо түз сызыктуу кыймылдаганда (4.4-сүрөт), анын бардык чекиттеринин ылдамдануусу барабар болот.

Ошондуктан, инерциялык күчтү тогоонун каалаган чекитинин ылдамдануусу аркылуу туюнтууга болот;

$$\bar{\Phi}_u = -m\bar{a}_S = -m\bar{a}_A = ma_B = \dots$$



4.5-сүрөт. Ийри муундук-жылгыч механизмдеги инерциялык күчтөр



4.6-сүрөт. Механизмдердин тогоолорундагы инерциялык күчтөр.

Инерциялык күчтүн моменти  $M_u = 0$ , себеби түз сызыктуу кыймылда тогоонун бурчтук ылдамдануусу болбойт ( $\varepsilon = 0$ ). Мисал, ошол кыймылга ийри муундуктуу-жылгыч механизмдин тээги болот (4.5-сүрөт).

Тогоого таасир эткен  $\Phi_u$  инерциялык күчтү жана  $M_u$  инерциялык күчтүн моментин, тең аракет кылган, бир күч менен алмаштырууга болот. Ал үчүн  $\Phi_u$  күчүн С чекиттен Т чекиттин өзүнө

жарыш  $h$  аралыгына которулат (4.6,б–сүрөт).  $h$  аралыгы төмөнкүгө барабар:

$$h = M_u / \Phi_u, \quad (4.3)$$

Мында  $h$ -ийини, [мм]. Ушундай алмашуудан кийин, тогоо бир гана тең аракет кылуучу  $\Phi_u$  күчү менен жүктөлгөн болот.

2. Тогоо айлануу кыймылда болгондо (4.6,в–сүрөт), тогоо бир калыпта айланбаганда жана борбордук салмак күчү айлануу октон өтпөгөн учурда,  $\Phi_u$  жана  $M_u$  күчтөрү мааниге ээ, алар тийиштүү (4.1) жана (4.2) формулалар боюнча аныкталат. Күчтү жана моментти бир күч менен алмаштырууда (4.6,г–сүрөт)  $h$  ийини (4.3) формуладан аныкталат. Тең аракет эткен күчтүн  $T$  чекити термелмелүү (айлануу) кыймылдын борбору болот. Бир калыптагы кыймылда  $M_u = 0$ , себеби  $\varepsilon = 0$  (4.6,б–сүрөт). Эгерде, бул учурда салмак борбору  $C$  айлануу огунда болсо (4.6е–сүрөт), анда  $\Phi_u = 0$ .

3. Тогоо түз сызыктуу кыймыл жасаган болсо мисалы, ийримуунактуу-жылгыч механизмдин, жылгычындай (4.6, ж–сүрөт). Мында  $\varepsilon = 0$ , ошондуктан  $M_u = 0$ . Эгерде тогоонун кыймылы бир калыпта болбогондо, анда инерциялык күчү  $\Phi_u$  пайда болмок, ал (4.1) формуладан аныкталат. Мындай тогоо тең салмакталган деп аталат.

## 4.2 Кинематикалык жуптардагы реакциялар.

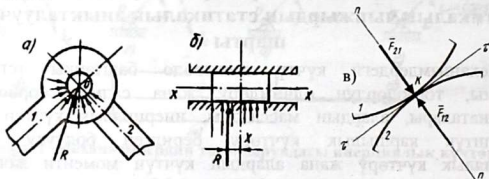
### Кинетикалык чынжырдын статикалык аныкталуучулук шарты

Механизмдердеги күчтү эсептөөдө баштапкы тогоонун мыйзамы, тогоолордун өлчөмдөрү жана салмак борборунун координаталары, алардын массалары, инерциялык күчтөр жана өндүрүштүк каршылык күчтөрү берилген болуусу керек. Инерциялык күчтөрү жана алардын күчтүн моменти жогоруда көрсөтүлгөндөй аныкталып алынат. Механизмдерди күчтүк эсептөөдө кинематикалык жуптуктардагы каршы аракеттер жана эсептөөчү тогоого коюлган тең салмактоочу күч аныкталат. Эгерде инерциялык күчтөрүн эске албаса, мындай эсептөө статикалык деп аталат, ал эми инерциялык күчтөрүн эске алса, мындай эсептөө кинестатикалык эсептөө деп аталат. Бирок, бул эки эсептөө үчүн бирдей эле ыкма колдонулат.

Кинематикалык жуптардагы реакцияны аныктоо менен бирге ошондой эле тең салмактоочу күчтү жана тең салмактоочу моментти аныктоо дагы механизмдердеги күчтү эсептөөсүнүн эсеби болот.

Кандайдыр бир кинематикалык чынжырга күчтүк эсептөө жүргүзүү үчүн, алардын статикалык аныкталмасы болуусу зарыл, б.а. кинематикалык чынжыр үчүн түзүлгөн теңдемелердин саны, белгисиз санга барабар. Күч үч параметр боюнча мүнөздөлөт: чоңдугу, багыты жана коюлган чекити боюнча: Ар түрдүү жалпак кинематикалык жуптардагы реакциялар үчүн ошол параметрлерден кайсынысы белгилүү жана кайсынысы белгисиз экендигин көрөлү.

Кинематикалык жуптуктагы аныкталып жаткан реакцияны  $F_{12}$  тамга аркылуу белгилейбиз, мында биринчи индекс, реакция күчүн таасир этүүчү тогоонун номерин көрсөтөт, ал эми экинчи реакцияны кабыл алуучу тогоонун номери, айлануу кыймылды жуптукта реакциялык корутунду күчү шарнирдин борбору аркылуу өтөт (4.7,а-сүрөт). Демек, коюлган чекити белгилүү, эми чоңдугу жана багыты белгисиз, алар тышкы күчтөрдөн көз каранды. Бир кыймылдуу түз сызыктуу кыймылдар жуптукта  $F_{12}$  - тогоонун багыттоочусуна (X-X) перпендикуляр багытталган (4.7,б-сүрөт). Демек, багыты, коюлган чекит жана чоңдугу да белгисиз. Акырында, эки кыймылдуу жогорку IV класстагы кыймылдын жуптуктары  $F_{12}$  чоңдугу боюнча гана, же бир гана белгисиз менен мүнөздөлөт.



4.7-сүрөт

Ошентип, ар бир кыймылдуу же V класстагы кыймылдук жуптугун  $F_{12}$  аныктоодо экиден белгисизди, ал эми ар бир IV класстагы кыймылдук жуптуктагы (4.7,в-сүрөттөн)  $F_{12}$  аныктоодо бирден белгисизди табуу зарыл. Эгерде механизмдин түзүлүшүндөгүдөй эле кыймылдуу тогоолордун санын  $n$  менен жана бир кыймылдуу жуптуктардын санын  $P$ , эки кыймылдуу

жуптуктардын санын  $P_4$  менен белгилесек, тегиздиктеги кыймылдык чынжырын теңдештик аныкталуучулук шартын түзүү үчүн төмөнкүдөй ой жүгүртөбүз. Биринчиден аныкталуучу белгисиздердин санынан ашпоосу керек. Экинчиден, ар бир жалпак жарыш кыймылдаган тогоо үчүн тең салмактуулуктун үч теңдемесин жазып алса болот. Анда саны  $n$  ге барабар болгон кыймылдуу тогоолор үчүн түзүлгөн теңдемелердин саны  $3n$  ге барабар. Ал эми белгисиздердин саны  $V$  класстагы жуптуктар үчүн  $2P_5$  ке,  $IV$  класстагы жогорку кыймылдык жуптуктар үчүн  $P_4$  ке барабар. Демек, түзүүгө мүмкүн болгон теңдемелердин санынан белгисиздердин санын алып таштаса, айырма нөл же андан чоң болсо гана маселе-теңдештик аныкталуучу болуп эсептелет, б.а. теңдештик аныкталуучу болуу үчүн төмөнкү шарт канааттандырылышы керек.

$$3n - 2P_5 - P_4 = 0 \quad (4.4)$$

Эгерде механизмде  $IV$  класстагы кыймылдык жуптуктар жок болсо же алар  $V$  класстагылар менен алмаштырылса, теңдештик аныкталуучу шарт мындай жазылат:

$$3n = 2P_5$$

Бул шарт качан  $n=2$  жана  $P_5=3$  болгондо, андан ары  $n=2$ ,  $P_5=6$ ;  $n=6$ ,  $P_5=9$ ;  $n=8$ ;  $P_5=12$ , болгондо аткарылаары көрүнүп турат.

Качан кыймылдык чынжыр эки тогоодон жана үч кинематикалык жуптуктан турганда, ал Ассурдун  $II$  класстагы тобу болоору механизмдин түзүлүштүгүндө айтылган эле. Ошондой эле чынжыр төрт тогоодон жана алты кыймылдык жуптардан турса, ал Ассурдун  $III$  класстагы тобу ж.б.у.с.

Демек, Ассурдун топтору гана теңдештик аныкталуучу боло алышат. Ошондуктан, механизмдерди күчтүк эсептөөдө, аларды класстар боюнча кароо болуп эсептелет. Төмөндө, мисал катары, Ассурдун кээ бир топторунун күчтүк эсептөөлөрү каралат.

### 4.3 Топтордун кинематикалык жуптарындагы реакциялык күчтөрүн аныктоо

Бизге эки кыймылдуу тогоолуу, үч айланма кинематикалык жуптуктуу Ассурдун  $II$  класстагы тобу берилди дейли (4.8а-сүрөт). Бул топ эки кыймылдуу тогоодон (2,3) жана үч айланма  $[A-A-A]-A, B, C$  жуптуктардан турат. Топко туташтырууга мүмкүн болгон тогоолорду 1 жана 4 менен белгилейли. Топ  $F_2$  жана  $F_3$



күчтөрү жана  $M_2, M_3$  момент күчтөрү менен жүктөлгөн дейли. Кинематикалык жуптуктагы реакциялык күчтү аныктоо талап кылынат. Бул маселе күчтүн пландарынын ыкмасы боюнча чыгарылышы мүмкүн. А жана С чекиттериндеги азырынча белгисиз реакция күчтөрү  $F_{12}$  жана  $F_{34}$  менен белгиленет.

Теориялык механикада берилгендей мындагы реакциялык күчтөрдү аныктоо үчүн ABC тобунун тең салмактуулугу каралат. Бул топ үчүн тең салмактуулуктун вектордук теңдемеси төмөнкүдөй болот:

$$\bar{F}_{21} + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_{34} = 0. \quad (4.5)$$

Бул теңдемеде  $\bar{F}_2$  жана  $\bar{F}_3$  түн чоңдугу, багыты жана коюлган чекиттери боюнча белгилүү. Ал эми  $F_{21}$  жана  $F_{34}$  реакциялык күчтөрдүн коюлган чекиттери гана белгилүү, б.а. чоңдуктары жана багыттары белгисиз. Демек, бул теңдемеде төрт белгисиз бар. Аларды табуу үчүн ар бир реакция күчү экилен түзүүчүлөргө ажыратылат. Бирөөнү тогоонун узундугу боюнча багыттап, аны нормалдуу  $F_{21}''$  түзүүчү деп, экинчисин ага перпендикуляр багыттап, аны жаныма  $F_{21}'$  түзүүчү деп айтабыз. Анда,

$$\bar{F}_{21} = \bar{F}_{21}'' + \bar{F}_{21}'; \quad \bar{F}_{34} = \bar{F}_{34}'' + \bar{F}_{34}'.$$

$F_{21}'$  жана  $F_{34}'$  реакция жаныма түзүүчүлөрүн ар бир экинчи жана үчүнчү тогоолор үчүн өзүнчө жазылган тең салмактуулуктун теңдемелеринен табып алса болот. Ал үчүн экинчи тогоо  $F_{12}, F_{21}'', F_{21}', F_{23}$  күчтөрүнүн жана  $M_2$  момент күчүнүн аракеттери астында тең салмактуу болгондуктан, ушул күчтөргө В чекитине карата момент күчтөрүнүн теңдемесин түзөбүз. Бир жакка багытталган моменттерди оң деп, каршы багытталган момент күчтөрдү терс деп алсак,

$$M_B(F_{21}') - M_B(F_2) - M_2 = 0.$$

Бул теңдемеге  $F_{21}'', F_{23}$  күчтөрүнүн моменти кирбейт, анткени бул күчтөрдүн аракет сызыгы В чекити аркылуу өткөндүктөн ийиндери нөлгө барабар б.а.

$$M_B(F_{21}'') = 0; \quad M_B(F_{23}) = 0.$$

Ал эми

$$M_B(F_{21}') = F_{21}' \cdot \ell_{AB} \text{ болгондуктан:}$$

$$F_{21}' = \frac{M_B(F_2) + M_2}{\ell_{AB}}. \quad (4.6)$$



Эгерде  $F'_{21}$ -нун мааниси терс белгиде чыгып калса, анын чыныгы багытын тандалып алынган багытка каршы багыттоо керек. Жогоркуга окшоштуруп, 3-тогоонун тең салмактуулук шарттарын В чекитине карата момент күчтөрүнүн теңдемесин алабыз:

$$M_B(F'_{34}) - M_3(F_3) - M_3 = 0.$$

$F'_{34}$  жана  $F_{32}$  -нин нөлгө барабар жана  $M_B(F'_{34}) = F'_{34} \cdot \ell_{BC}$ .

Анда,

$$F'_{34} = \frac{M_3(F_3) - M_3}{\ell_{BC}}. \quad (4.7)$$

Демек, реакция жаныма түзүүчүлөрү чоңдугу жана багыты боюнча аныкталып алынды. Эми табылган реакциялардын жаныма түзүүчүлөрүн (4.5) теңдемесине койсо:

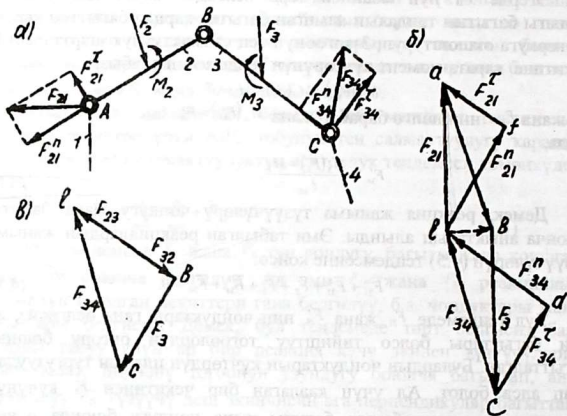
$$\bar{F}_{21}'' + \bar{F}_{21}' + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_{34}'' + \bar{F}_{34}' = 0. \quad (4.8)$$

Бул теңдемеде  $F_{21}$  жана  $F_{34}''$  нин чоңдуктары гана белгисиз, ал эми багыттары болсо тийиштүү тогоолордун октору боюнча багытталган. Булардын чоңдуктарын күчтөрдүн планын тургузуудан таап алса болот. Ал үчүн каалаган бир чекитинен  $F_2$  күчүнүн каалаган  $\mu_\rho$  масштабында багыты жана чоңдугу боюнча өлчөп коёбуз (4.86–сүрөт). Ага ошол  $\mu_\rho$  масштабдагы  $F_3$  күчүн кошобуз. Эми р жана с чекиттеринде, (4.6) жана (4.7) барабардыгынан табылган жаныма түзүүчүлөрдү багыты жана чоңдугу боюнча коюп чыгабыз да, алынган f жана d чекиттеринен  $F_{21}''$  жана  $F_{34}''$  нормалдык реакция күчтөрдүн багыттары боюнча ( $F_{21}'' \parallel AB, F_{34}'' \parallel BC$ ) сызыкты өз ара кесилишкенге чейин жүргүзөбүз. Кесилишүү чекити e, теңдеменин чыгарылышын берет.

Анда,

$$F_{21}'' = \bar{ef} \cdot \mu_\rho; \quad F_{34}'' = \bar{de} \cdot \mu_\rho.$$

Нормалдык реакция күчтөрдүн түзүүчүлөрүнүн багыттары, теңдемедеги күчтөрдүн суммасы нөлгө барабардык шартынан келип чыгат. Графикалык чыгарууга ылайыктап айтса, күчтөрдүн планын тургузуу кайсы чекиттен башталса күчтөрдүн багыттарын көрсөткөн жебелери удаалаш жүрүп отуруп, ошол чыккан чекитке кайра келүүсү керек.

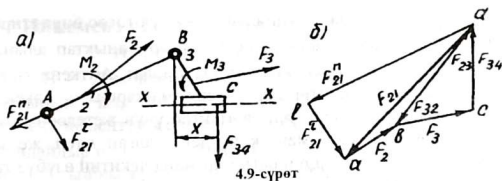


4.8-сүрөт

2. Ассурдук класстагы топторунун башка түрлөрү үчүн кыймылдык жуптардагы реакциялык күчтөрдү аныктоо негизинен жогоркудай эле. Айырмасы теңдештик теңдемелерди колдонуу же белгисиз реакциялык күчтөрдү аныктоо тартибинде. Ошондуктан, төмөндөгү топтор үчүн теңдемелерди жалпы түрдө берип, белгисиздерди аныктоонун тартиптерин көрсөтөлү (4.9-сүрөт). Топтор  $F_2$  жана  $F_3$  тышкы күчтөр жана  $M_2$  жана  $M_3$  момент күчтөрү менен жүктөлгөн. Бизге  $[A-A-TC]$  тобу берилди дейли.

А кыймылдуу жуптугундагы реакциялык күчтөрдү жогорудагыдай эле перпендикулярга жана жанымага ажыратабыз. Булардын чоңдуктары белгисиз түз сызыктуу С кыймылдуу жуптугундагы реакция күчүнүн багыты белгилүү Х-Х огуна перпендикулярдуу багытталган, ал эми чоңдугу жана коюлган чекитти аныктоону талап кылышат. Буларды аныктоо үчүн экинчи тогоонун тең салмактуулугун карап, В чекитине карата күчтөрдүн момент күчүн алабыз:

$$M_1(F'_{21}) - M_B(F'_2) - M_2 = 0.$$



4.9-сүрөт

Бул теңдемеден  $F_{21}^t$  нун чоңдугу табылат. Экинчи кезекте Ассурдун тобунун тең салмактуулугун карап вектордук теңдемени түзөбүз:

$$\vec{F}_{21}^n + \vec{F}_{21}^t + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_{34} = 0.$$

Бул теңдемеден күчтүн планын тургузуу (4.9б-сүрөт) менен  $F_{21}^n$  жана  $F_{34}$  реакция күчтөрүнүн чоңдуктары табылат.

Үчүнчүдөн,  $F_{34}$  түн коюлган чекитин табуу үчүн үчүнчү тогоонун тең салмактуулугун карап, В чекитине карата күчтөрдүн моментинен теңдемесин алабыз:

$$M_B(F_{34}) + M_B(F_3) - M_3 = 0.$$

Ал эми

$$M_B(F_{34}) = F_{34} \cdot x \text{ болгондуктан, андан:}$$

$$x = \frac{-M_B(F_3) + M_3}{F_{34}}.$$

Төртүнчүдөн, В кинематикалык жуптугун дагы реакция күчү 2-тогоонун же 3-тогоонун тең салмактуулугун мүнөздөгөн вектордук теңдемеден аныкталат, мисалы 2-тогоо үчүн:  $\vec{F}_{21} + \vec{F}_2 + \vec{F}_{23} = 0$ , же 3-тогоо үчүн:  $\vec{F}_{32} + \vec{F}_3 + \vec{F}_{34} = 0$ .

Бул теңдемелердин кайсынысын колдонсо да айырма жок. Күчтүн планын тургузуу менен  $\vec{F}_{23} = -\vec{F}_{32}$  ни таап алабыз. Алар 4.9,б-сүрөттөн көрсөтүлгөн.

#### 4.4 Механизмдин жетелөөчү тогоосун кинетостатикалык эсептөө

Жетелөөчү тогоо тирөөч (кыймылсыз тогоо) менен кыймылдуу же айланма А же түз сызыктуу ТС жупгукту түзөт. Ошондуктан бул эки учурдун ар бирин өзүнчө карайлы. 4.10-сүрөттөн көрсөтүлгөн тышкы  $F_1$  күч жана  $M_1$  - күчтүн momenti менен жүктөлгөн жетелөөчү айлануучу тогоо берилди дейли.

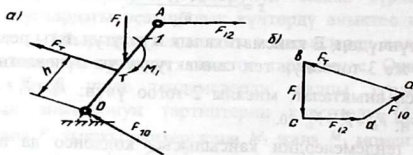
$F_{12}$  - А жуптугундагы реакциялык күчү бул тогоо бириктирилген Ассурдун тобун мурдагы кароодон  $F_{21}$  катары аныктап алынат да, бул тогоого белгилүү тышкы күч катары коюлат. Анткени  $F_{21} = -F_{12}$  (алуу белгисиз күчтөрдүн карама-каршы экендигин көрсөтөт). Коюлган күчтөрдү тең салмактоо үчүн жетелөөчү тогоого тең салмактоочу күч же момент күчү деп аталган  $F_T$  тең, же  $M$  тең коюлушу керек. Бул күчтөрдүн багытын жана чекитин өзүбүз тандап алабыз, б.а. белгилүү.

Демек, жетелөөчү тогоону кароодо тең салмактоочу күчтүн чоңдугу жана айланма  $O$  жуптугундагы реакция күчүнүн чоңдугу жана багыты белгисиз. Белгисиздердин саны үчөө жана бир тогоо үчүн теңдештиктин үч теңдемесин жазууга болот. Тең салмактоочу күч  $T$  чекитине коюлган  $OA$  тогоонун огуна перпендикулярдуу багытталган деп,  $O$  чекитине карата момент күчтөрдү алсак,

$$M_0(F_1) + M_0(F_{12}) + M_1 - M_0(F_T) = 0$$

же  $M_0(F_T) = F_T \cdot h$  болгондуктан:

$$F_T = \frac{M_0(F_1) + M_0(F_{21}) + M_1}{h} \quad (4.10)$$



4.10-сүрөт

Бул күчтүн багыты да бизге белгилүү болгондуктан,  $F_{010}$  - реакция күчү ушул тогоого аракет эткен күчтөрдүн вектордук теңдемесинен аныкталат:

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_1 + \vec{F}_{12} + \vec{F}_{010} = 0. \quad (4.11)$$

Бул теңдеменин чыгарылышы 4.10,б-сүрөттө көрсөтүлгөн.

#### 4.5 “Ийкемсиз рычаг жөнүндөгү Н.Е. Жуковскийдин теоремасы (назардамасы)”

Н. Е. Жуковскийдин “Ийкемсиз рычаг жөнүндөгү теоремасынын” жардамы менен тең салмактоочу күчтү же тең салмактоочу моментти жеңил аныктоого болот.

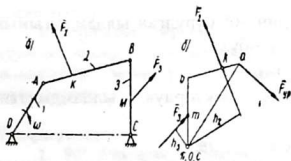
Кандайдыр бир,  $V_A$  ылдамдыгы менен кыймылдаган тогоонун А чекитине  $\bar{F}$  тышкы күч таасир этсин дейли (4.11а–сүрөт). Анда,  $\bar{F}$  күчтүн элементардык жумушу төмөнкүгө барабар:

$$dA = F ds_A \cdot \cos \alpha;$$

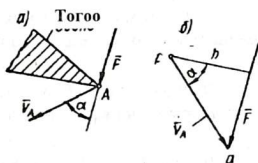
Ал эми, ал күчтүн көз ирмемдеги кубаттуулугу төмөнкүгө барабар:

$$P = F \cdot V_A \cdot \cos \alpha, \quad (a)$$

мында,  $\alpha$  –  $F$  күчү менен  $\bar{v}_A$  вектордук ылдамдыктын арасындагы бурч.  $V_A$  вектордук ылдамдыкты  $90^\circ$  бурабыз (каалаган багытка) жана ошол вектордун учуна  $\bar{F}$  күчтү өзүнө жарыш которуп алып келебиз (а чекитке) (4.11б–сүрөт).



4.11-сүрөт. Н. Е. Жуковскийдин теоремасы



4.12-сүрөт. Н.Е. Жуковскийдин теоремасына мисал

$\bar{F}$  күчтүн  $V_A$  вектордун башталышына салыштырмалуу momenti (Р чекити), сүрөттөн көрүнүп тургандай төмөнкүгө барабар:

$$M = F \cdot h = F[pa] \cos \alpha = F \cdot V_A \cdot \cos \alpha \quad (б)$$

(а) жана (б) формулаларды салыштырсак, бул формулалардын эквиваленттүү экендигин б.а. тогоонун (А чекитине) таасир эткен күчтүн моментинин кубаттуулугу,  $90^\circ$  бурулган ылдамдыктын планынын бир аттуу (а чекитине) чекитине коюлган күчтүн моментине пропорционалдуулугу андан көрүнүп турат.

Бул бардык эле күчтөр үчүн аткарылат. Теориялык механикадан белгилүү болгондой, эгерде механизм күчтөрдүн

таасири астында тең салмакта болгон болсо, анда элементардык жумуштун суммасы же ал күчтөрдүн кубаттуулуктарынын суммасы нөлгө барабар. Демек,  $90^\circ$  бурулган ылдамдыктын планынын уюлуна карата алынган күчтөрдүн моменттеринин суммасы дагы нөлгө барабар. Ошентип, ылдамдыктын планын, уюлга шарнири катуу рычаг түрүндө илинип жана күчтөрдүн таасиринин астында тең салмакта болот. Бул теорема автордун ысымында **Н. Е. Жуковскийдин ийкемсиз рычагы жөнүндөгү теоремасы** деп аталат. Жуковскийдин теоремасы боюнча оңой эле, кинетикалык жуптардагы реакциялык күчтөрдү аныктабай туруп, салмактоочу күчтү же  $M$  тең салмактоочу моментти аныктоого болот. Мисал карап көрөлү. 4.11,а-сүрөттө көрсөтүлгөн  $F_{\text{мех}}$  механизмдин 2 жана 3 тогоолоруна  $F_2$  жана  $F_3$  күчтөрү таасир этет. Тең салмактоочу күч механизмдин ийри муунагынын  $A$  чекитине таасир этип жана ага перпендикулярдуу багытталган. Бул механизм үчүн  $F_{\text{мех}}$  - салмактоочу күчтү аныктоону талап кылат. Чыгарууну төмөнкүчө жүргүзөбүз.

1. Эркин масштабда механизмдин  $90^\circ$  бурулган ылдамдыгынын планын вектордук теңдеме боюнча түзөбүз:

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

Чындыгында бул теңдемеде вектордук ылдамдыктын багыттары төмөнкүчө багытталат:

$$\vec{v}_B \perp BC, \vec{v}_A \perp OA, \vec{v}_{BA} \perp AB.$$

Бурулган ылдамдыктын планын түзүүдө бул векторлорду тийиштүү тогоолор үчүн перпендикуляр эмес, а жарыш жүргүзүү керек.

$$\vec{v}_B \parallel BC, \vec{v}_A \parallel OA, \vec{v}_{BA} \parallel AB.$$

4.126-сүрөттө бурулган ылдамдыктын планы көрсөтүлгөн.

2. Ылдамдыктын планынан окшоштуктун теоремасы боюнча механизмдин  $K$  жана  $M$  чекиттерине бир аттуу болгон,  $F_2$  жана  $F_3$  күчтөрү жүктөлүүчү  $k$  жана  $m$  чекиттерин табабыз.

3.  $F_2$  жана  $F_3$  күчтөрдү тийиштүү  $k$  жана  $m$  чекиттерине өзү-өзүнө жарыш которуп алып келебиз. Ылдамдыктын планынын  $a$  чекитине  $OA$  ийри муунакка же ылдамдыктын планына  $[pa]$  үзүндүгө перпендикуляр  $F_{\text{мех}}$  - салмактоочу күчтү коёбуз. Ылдамдыктын планын  $p$  уюлуна карата момент күчтөрүнүн теңдемесин түзөбүз:

$$F_{\text{мех}}[pa] - F_2 h_2 + F_3 h_3 = 0$$



Мындан,

$$F_{\text{тсү}} = \frac{F_2 h_2 - F_3 h_3}{[pa]}$$

$h_2, h_3$  үзүндүлөр чиймеден өлчөнөт (мм). Эгерде тогоолорго момент күчтөрү таасир эткен болсо, анда аларды жуп күчтөр катары кароо керек. Мисал карап көрөлү.

**11-Мисал.** 4.13–сүрөттө көрсөтүлгөн механизмдин төмөнкү берилиши боюнча:

а) Тогоолордун узундуктары  $\ell_{OA} = 0,25\text{ м}, \ell_{AB} = 0,55\text{ м}, \ell_{BC} = 0,60\text{ м}, \ell_{OC} = 0,85\text{ м};$

б) Тогоолордун борбордук салмагынын абалы

$$I_{OS_1} = 0,1\text{ м}, I_{AS_2} = 0,2\text{ м}, I_{CS_3} = 0,25\text{ м};$$

в) Тогоолордун массасы  $- m_1 = 3\text{ кг}, m_2 = 8\text{ кг}, m_3 = 12\text{ кг};$

г) Тогоолордун, борбордук салмагынан өткөн окко салыштырмалуу инерциялык моменттери  $- I_{S1} = 0,1\text{ кг м}^2, I_{S2} = 0,3\text{ кг м}^2, I_{S3} = 0,1\text{ кг м}^2$

$$n_1 = 1000 \frac{\text{айл}}{\text{мин}};$$

д) ийри муунактын айлануу жыштыгы

е) Үчүнчү тогоого сааттын жебесинин багыты боюнча момент  $M = 1000\text{ Нм}$  таасир этет;

Кинетикалык жуптардагы реакция (басым) күчтөрүн жана ийри муунакка таасир этүүчү тең салмактуулук моментти табууну талап кылат. Тең салмактоочу моментинин чоңдугун Жуковскийдин ыкмасы боюнча текшерилсин.

### Чыгарылышы:

1.  $90^\circ$  бурулган ылдамдыктын планын түзөбүз, ал үчүн вектордук теңдеме түзөбүз.

$$\vec{v} = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \quad (\text{a})$$

Бурчтук ылдамдыкты андан аныктайбыз:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104 \text{ сек}^{-1};$$

А чекитинин ылдамдыгы:

$$v_A = \omega_1 \ell_{OA} = 104 \cdot 0,25 = 26 \text{ м/сек.}$$

Ылдамдыктын планынын масштабын тандап алабыз  $\mu_v = 0,5 \frac{\text{м/сек}}{\text{мм}}$  жана  $[pa]$  үзүндүнүн узундугун аныктайбыз, ал ылдамдыктын планындагы  $\vec{v}_A$  векторду көргөзөт:

$$[pa] = \frac{v_A}{\mu_v} = \frac{26}{0,5} = 52 \text{ мм,}$$

(а) тендемедеги вектордук ылдамдыктар, чындыгында төмөндөгүчө багытталган:

$$\vec{v}_B \perp \vec{BC}, \vec{v}_A \perp \vec{OA}, \vec{v}_{BA} \perp AB.$$

Биз  $90^\circ$  бурулган ылдамдыктын планын тургузгандыгыбыздан, анда аларды төмөнкүчө багыттайбыз:

$$\vec{v}_B // \vec{BC}, \vec{v}_A // \vec{OA}, \vec{v}_{BA} // AB,$$

(а) векторлун ылдамдыгына ылайык р эркин чекиттен  $\vec{v}_A (// \vec{OA})$ , векторун көрсөтүүчү  $[pa]$  үзүндүнү коёбуз 4.13,б–сүрөт.  $\vec{v}_{BA} (// \vec{AB})$ , векторунун багытын жүргүзөбүз, ал эми р чекитинен  $\vec{v}_B (// \vec{BC})$  векторунун багытын жүргүзөбүз. Ушул багыттардын (в чекитинде) кесилиши  $[av]$  жана  $[pv]$  кесиндилердин узундугун аныктайт.  $\mu_v$  масштабындагы  $90^\circ$  бурулган  $\vec{v}_{BA}$  жана  $\vec{v}_B$  векторлордун чоңдугун көрсөтөт. Ушул кесиндилердин узундуктарын өлчөйбүз:

жана ылдамдыктын чоңдугун эсептейбиз:

$$v_{BA} = [av] \cdot \mu_v = 54 \cdot 0,5 = 27 \text{ м/сек};$$

$$v_B = [pv] \cdot \mu_v = 43,5 \cdot 0,5 = 21,75 \text{ м/сек}.$$

## 2. Ылдамдануунун планын тургузабыз.

4.13,в–сүрөттөн ылдамдануунун планы  $\mu_v = 50 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$  масштабында көрсөтүлгөн. Ылдамдануунун планын түзүүгө түшүнүк бербейбиз (3.2.6 жана 14...16мисалдарды кара). Ылдамдануунун планын түзүүнүн негизинде, жүргүзүлгөн тогоолордун салмагын борбордук ылдамданууларын чоңдуктарын, кийинки жүргүзүлүүчү эсептерге пайдалануу үчүн, аларды эсептейбиз:

$$a_{S1} = 1075 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_{S2} = 2700 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_{S3} = 1300 \text{ м/сек}^2.$$

## 3. Тогоолордун инерциялык күчтөрүн эсептейбиз:

$$F_{u1} = m_1 \cdot a_{S1} = 3 \cdot 1075 = 3225 \text{ Н};$$

$$F_{u2} = m_2 \cdot a_{S2} = 8 \cdot 2700 = 21600 \text{ Н};$$

$$F_{u3} = m_3 \cdot a_{S3} = 12 \cdot 1300 = 15600 \text{ Н}.$$

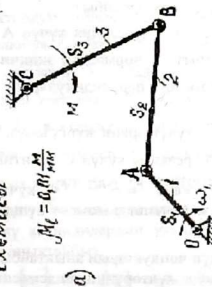
$$[av] = 54 \text{ мм}; [pv] = 43,5 \text{ мм}$$

4. 2 жана 3 тогоолордон турган Ассур тобун масштабда тургузабыз жана тогоолордун тобуна таасир эткен күчтөрдү коёбуз (4.13,г–сүрөт).

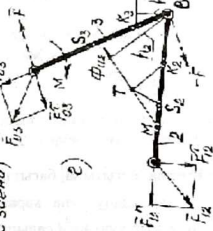
а) Экинчи тогоонун инерциялык күчү  $\phi_{u2}$ . Экинчи тогоо татаал кыймыл жасайт, ошондуктан инерциялык күч  $\phi_{u2}$ , тогоонун  $S_2$  салмак борборуна,  $\vec{a}_4$  ылдамданууга жарыш жана  $k_2$  чекитинин  $\vec{a}_{S24}$  ылдамдануусуна жарыш

Механизмдин  
схемасы

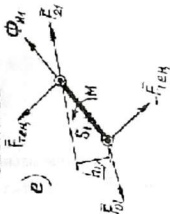
$$M_C = 0,01 \frac{M}{мм}$$



Ассур тлобу  
(2, 3 звено)

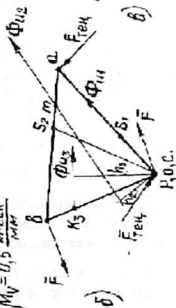


Жетелвучу звенону  
эсептөө



Жуковскийдин  
рычагы

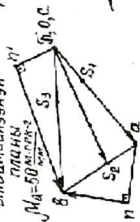
$$M_N = 0,5 \frac{M \cdot сек^{-1}}{мм}$$



Күчтүн планы



Ылдамданынун  
планы



Жетелвучу звенонун  
күчтүн планы



4.13-сүрөт.11-Мисалга

жүргүзүлгөн багыттардын кесилишкен чекити аркылуу өтөт.  $k_2$  чекитинин абалы төмөнкү формуладан аныкталат:

$$\ell_{S_2K_2} = \frac{J_{S_2}}{m_2 \ell_{AS_2}} = \frac{0,3}{8 \cdot 0,2} = 0,187 \text{ м.}$$

$\ell_{S_2K_2}$  - чоңдугу масштабда төмөнкүгө барабар:

$$S_2K_2 = \frac{\ell_{S_2K_2}}{\mu_e} = \frac{0,187}{0,01} = 18,7 \text{ мм.}$$

Бул аралыкты, АВ тогоонун  $S_2$  чекитинен В чекиттин багытына өлчөп коюп,  $k_2$  чекитин алабыз.  $\phi_{a2}$  күчүн, Т чекитинен  $\bar{a}_{S_2}$  ылдамдыктын багытына карама-каршы багыттабыз;

б) Үчүнчү тогоо кыймылсыз октун айланасында айланма кыймыл жасайт, ошондуктан ал  $k_3$  чекити аркылуу өтүшү зарыл жана  $k_3$  чекиттин абалы төмөнкү формуладан табылат:

$$\ell_{S_3K_3} = \frac{J_{S_3}}{m_3 \ell_{CS_3}} = \frac{0,7}{12 \cdot 0,25} = 0,233 \text{ м}$$

Бул чоңдук масштабда төмөнкүгө барабар:

$$S_3K_3 = \frac{\ell_{S_3K_3}}{\mu_e} = \frac{0,233}{0,01} = 23,3 \text{ мм.}$$

Бул кесиндини  $S_3$  чекитинен В чекитинин багытына багыттап өлчөп коюп,  $k_3$  чекитин алабыз, ал аркылуу  $\bar{a}_{S_3}$  ылдамдануусуна карама-каршы багытталган  $\phi_{a3}$  инерциялык күчү өтөт. Инерциялык күчтөргө салыштырганда абдан кичине болгондуктан салмак күчтөрдү эске албайбыз;

в) Биринчи тогоонун экинчи тогоого жасаган  $F_{12}$  реакция күчүн А чекитине коёбуз. Бул күчтү эки түзүүчүгө ажыратабыз  $F_{12}''$  нормалдуу экинчи тогоонун узундугуна багытталган жана  $F_{12}'$  жаныма тогоого перпендикулярдуу

багытталган. Ал белгисиз болгондуктан  $F_{12}$  күчүн эркин жүргүзөбүз.

г) 0-тирөөчтүн үчүнчү тогоого болгон  $F_{03}$  реакция күчүн С чекитине коёбуз. Аны эки түзүүчүгө ажыратабыз:  $\bar{F}_{03}'' \parallel \overline{BC}$  жана  $\bar{F}_{03}' \perp BC$ .  $F_{03}$  - күчү белгисиз болгондуктан аны дагы эркин жүргүзөбүз. М тышкы момент күчүн берилген багыты боюнча үчүнчү тогоого коёбуз.

5.  $\bar{F}_{12}'$  жана  $F_{03}'$  жаныма түзүүчүлөрдүн чоңдуктарын аныктайбыз, ал үчүн В чекитине карата ар бир тогоолорго момент күчтөрүнүн теңдемесин түзөбүз, экинчи тогоо үчүн

$$F_{12}' \cdot \ell_{AB} - \phi_{a2} \cdot h_2 = 0.$$

Ийининин чоңдугун чиймеден өлчөп алабыз:

$$\ell_{AB} = 55 \text{ мм}; h_2 = 23,5 \text{ мм},$$

$$F'_{12} = \frac{\phi_{a2} \cdot h_2}{\ell_{AB}} = \frac{21600 \cdot 23,5}{55} = 9229 \text{ Н};$$

андан

$$\text{Үчүнчү тогоо үчүн } F'_{03} \cdot \ell_{BC} - M - \phi_{a3} \cdot \ell_{h3} = 0.$$

Мында М-момент абсолюттук чоңдукта алынгандыктан, ийинин чоңдугун дагы абсолюттук чоңдукта алабыз. Анда теңдемени төмөнкүчө жазууга болот:

$$F'_{03} \cdot \ell_{BC} \cdot \mu_e - M - \phi_{a3} \cdot h_3 \cdot \mu_e = 0.$$

Ийинин чоңдуктарын чиймеден өлчөп алабыз:

$$\ell_{BC} = 60; h_3 = 11,5 \text{ мм},$$

анда

$$F'_{03} = \frac{M + \phi_{a3} \cdot h_3 \cdot \mu_e}{\ell_{BC}} = \frac{1000 + 15600 \cdot 11,5}{60} = 4657 \text{ Н}.$$

6. Ассур тобу үчүн күчтүн планын тургузабыз, ал үчүн вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\overline{F'_{12}} + \overline{F'_{12}} + \overline{\phi_{a2}} + \overline{\phi_{a3}} + \overline{F'_{03}} + \overline{F'_{03}} = 0.$$

Алдын ала күчтүн масштабын  $\mu_F = 500 \text{ Н/мм}$  берип, күчтүн планындагы векторлорду көрсөтүүчү кесиндилердин чоңдуктарын аныктайбыз:

$$[F'_{12}] = \frac{F'_{12}}{\mu_F} = \frac{9400}{500} = 18 \text{ мм}; [\phi_{a2}] = \frac{\phi_{a2}}{\mu_v} = \frac{21600}{500} = 43 \text{ мм};$$

$$[\phi_{a3}] = \frac{\phi_{a3}}{\mu_F} = \frac{15600}{500} = 31 \text{ мм}; [F'_{03}] = \frac{F'_{03}}{\mu_F} = \frac{4800}{50} = 9,6 \text{ мм}.$$

Вектордук теңдемеге ылайык  $\overline{F'_{12}}, \overline{\phi_{a2}}, \overline{\phi_{a3}}$  жана  $\overline{F'_{03}}$  векторлорун удаасы менен кошобуз.  $\overline{F'_{12}}$  векторлордун башталышынан,  $F'_{12}$  векторун жүргүзөбүз, ал эми  $\overline{F'_{03}}$  аягынан (учунан)  $\overline{F'_{03}}$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Ошол багыттардын кесилиши  $\overline{F'_{12}}$  жана  $\overline{F'_{03}}$  векторлорунун чоңдуктарын аныктайт.  $\overline{F'_{12}}$  жана  $\overline{F'_{03}}$  векторлорун кошуп (б.а.  $F'_{12}$  векторлорунун башталышын  $\overline{F'_{12}}$  векторунун учу менен туташтырып,  $\overline{F'_{12}}$  векторун алабыз.  $\overline{F'_{03}}$  жана  $\overline{F'_{03}}$  векторлорду кошуп (б.а.  $\overline{F'_{03}}$  вектордун башталышын  $\overline{F'_{03}}$  вектордун учу менен туташтырып)  $\overline{F'_{03}}$  векторун алабыз. Күчтүн планындагы вектордук күчтөрдү көрсөтүүчү кесиндилердин узундуктарын өлчөп алабыз жана векторлордун чоңдугун аныктайбыз:

$$[F'_{12}] = 60 \text{ мм}, [F'_{12}] = 66,0 \text{ мм}, [F'_{03}] = 7,5 \text{ мм}, [F'_{03}] = 12,5 \text{ мм};$$

$$F'_{12} = [F'_{12}] \cdot \mu_F = 60 \cdot 500 = 32000 \text{ Н}, F'_{12} = [F'_{12}] \cdot \mu_F = 66 \cdot 500 = 33000 \text{ Н};$$

$$F'_{03} = [F'_{03}] \cdot \mu_F = 7,5 \cdot 500 = 3750 \text{ Н}, F'_{03} = [F'_{03}] \cdot \mu_F = 12,5 \cdot 500 = 6250 \text{ Н}.$$

7. Үчүнчү тогоонун экинчи тогоого жасаган  $\bar{F}_{32}$  реакция күчүн аныктайбыз. Ал үчүн, экинчи тогоого таасир эткен күчтөрдүн вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\bar{F}_{12} + \bar{\phi}_{a2} + \bar{F}_{32} = 0.$$

Ушул теңдемеге ылайык, күч планындагы  $\bar{\phi}_{a2}$  - вектордун аягын  $\bar{F}_{12}$  - вектордун учу менен туташтырып,  $F_{32}$  векторун алабыз. Күчтүн планынан вектордук күчтөрдү көрсөтүүчү кесиндилердин узундуктарын өлчөп алабыз жана векторлордун чоңдугун аныктайбыз:

$$[F_{32}] = 28 \text{ мм}, F_{32} = [F_{32}] \cdot \mu_F = 28 \cdot 500 = 14000 \text{ Н}.$$

8. Эми жетелөөчү ийри муунакты эсептөөгө өтөбүз. Ийри муунакка күчтөрдү коёбуз (4.13, е-сүрөт).  $S_1$  салмак борборунан өтүүчү  $\phi_{a1}$  инерциялык күч,  $\bar{a}_{s1}$  - ылдамдыктын багытына карама-каршы багытталган, б.а. О чекитинен тогоонун огу боюнча; механизмдеги топтордун таасири, мурунку топтон аныкталган  $F_{21}$  - реакция күчүнө карама-каршы багыт менен А чекитине тышкы күч катары коюу менен эске алынат ( $\bar{F}_{21} = -\bar{F}_{12}$ ).

Эми О чекиттеги  $F_{10}$  реакция күчүн аныктоо үчүн ийри муунак таасир эткен күчтөрдүн вектордук теңдемесин түзөбүз:

$$\bar{F}_{21} + \bar{\phi}_{a1} + \bar{F}_{01} = 0.$$

Күчтүн планынан,  $\bar{F}_{21}$  жана  $\bar{\phi}_{a1}$  - векторлорун көрсөтүүчү кесиндилердин узундуктарын өлчөп алып, алардын чоңдуктарын аныктайбыз:

$$[F_{21}] = [F_{12}] = 60 \text{ мм}; [\phi_{a1}] = \frac{\phi_{a1}}{\mu_F} = \frac{3240}{500} = 6,5 \text{ мм}.$$

Вектордук теңдемеге ылайык,  $\bar{F}_{21}$  жана  $\bar{\phi}_{a1}$  векторлорун удаасы менен коёбуз (4.13, ж-сүрөт).  $\phi_{a1}$  вектордун аягын  $\bar{F}_{21}$  вектордун учу менен туташтырып  $\bar{F}_{01}$  векторун алабыз. Ушул векторду көрсөтүүчү кесиндинин узундугун өлчөп жана  $\bar{F}_{01}$  күчтүн чоңдугун аныктайбыз:

$$[F_{01}] = 72 \text{ мм}, F_{01} = [F_{01}] \cdot \mu_F = 72 \cdot 500 = 36000 \text{ Н}.$$

9. Тең салмактоочу моменттин чоңдугун аныктоо үчүн, О чекитине карата (4.13, е-сүрөт) моменттин теңдемесин түзөбүз.

$$F_7 [p\alpha] - \phi_{a2} \cdot h_2 - \phi_{a3} \cdot h_3 + F [p\theta] = 0.$$

Чиймеден ийининин чоңдугун өлчөйбүз:

$$h_2 = 20 \text{ мм}, h_3 = 33 \text{ мм}.$$

анда

$$F_{\text{мех}} = \frac{\phi_{a2} \cdot h_2 + \phi_{a3} \cdot h_3 - F [p\theta]}{[p\alpha]} = \frac{21600 \cdot 20 + 15600 \cdot 33 - 1670 - 10 \cdot 44}{52} = 17600 \text{ Н}.$$



$M_{\text{мех}}$  тең салмактоочу момент төмөнкүгө барабар:

$$M_T = F_T \cdot \ell_{OA} = 17600 \cdot 0,25 = 4400 \text{ Н.м.}$$

10. Жуковскийдин ыкмасы боюнча тең салмактоочу моментти аныктоо. Алдын ала тургузулган  $90^\circ$  бурулган ылдамдыктын планынан механизмдердин  $S_1, M$  жана  $K_3$  чекиттеринен окшоштуктун теоремасы боюнча  $S_1, m$  жана  $k_3$  бир аттуу чекиттердин абалын табабыз. Ал чекиттер аркылуу тиешелүү  $\phi_{a1}$ ,  $\phi_{a2}$  жана  $\phi_{a3}$  күчтөр өтөт (M чекити  $\bar{\phi}_{a2}$  күчтүн аракет эткен сызыгынын жана АВ тогоонун кесилишкен M чекитинде жатат). Күчтү ал аракет кылган узундук боюнча жылдырууга мүмкүн болгондуктан, анда күч M чекитине жүктөлгөн болот:

$$\left[ \frac{ps_1}{pa} \right] = \frac{\ell_{OS1}}{\ell_{OA}} \cdot \left[ \frac{am}{av} \right] = \frac{AM}{AB} \cdot \left[ \frac{BK_3}{p\bar{v}} \right] = \frac{BK_3}{BC}.$$

Ассур тобундагы тогоолордун АВ, ВС, АМ жана  $BK_3$  кесиндилерди өлчөйбүз (4.13, г-сүрөт); ылдамдыктын планындагы кесиндилер белгилүү. АВ=55мм, ВС=60мм, АМ=13мм,  $BK_3$ =12мм; анда

$$[ps_1] = [pa] \frac{\ell_{OS1}}{\ell_{OA}} = 52 \frac{0,1}{0,25} = 20,8 \text{ мм};$$

$$[am] = [av] \frac{AM}{AB} = 54 \frac{13}{55} = 12,8 \text{ мм};$$

$$[BK_3] = [av] \frac{BK_3}{BC} = 43,5 \frac{12}{60} = 9 \text{ мм}.$$

Бул кесиндилерди ылдамдыктын планына коёбуз (4.13, б-сүрөттү кара)  $S_1, m$  жана  $k_3$  чекиттерин алабыз, ал чекиттерге тиешелүү болгон  $\phi_{a1}, \phi_{a2}$  жана  $\phi_{a3}$  күчтөрдү өзүнө өзүн жарыш которобуз. Үчүнчү тогоого таасир эткен M моменттин, үчүнчү тогоонун В жана С чекиттерине таасир этүүчү  $\bar{F}$  жана  $-F$  жуп күчтөрдөй карайбыз.  $F$  күчү төмөнкүгө барабар:

$$F = \frac{M}{\ell_{BC}} = \frac{100}{0,6} = 167 \text{ Н}.$$

Ылдамдыктын планынын в жана с чекиттерине ошол күчтөрдү өзүнүн өзүнө жарыш которуп алып келебиз.

$M_T$  – тең салмактоочу моментти дагы жетелөөчү тогоонун А жана О чекиттерине таасир этүүчү  $F_T$  жана  $-F_T$  жуп күчтөрдөй карайбыз. Бул күчтөрдү ылдамдыктын планынын а жана О чекиттерине коёбуз (о чекити уюлга келет).  $90^\circ$  бурулган ылдамдыктын планына таасир эткен күчтөрдүн уюлуна карата болгон моменттин теңдемесин түзөбүз:

$$F_T [pa] - \phi_{a2} \cdot h_2 - \phi_{a3} \cdot h_3 + F [p\bar{v}] = 0.$$

Чиймеден ийнинин чоңдугун өлчөйбүз:

$$h_2 = 20 \text{ мм}, h_3 = 33 \text{ мм, анда}$$

$$F_{\text{мех}} = \frac{\phi_{в2} \cdot h_2 + \phi_{в3} \cdot h_3 - F[\rho\theta]}{[\rho a]} = \frac{21600 \cdot 20 + 15600 \cdot 33 - 16 - 10 - 44}{52} = 17600 \text{ Н.}$$

$M_{\text{мех}}$  тең салмактоочу момент төмөнкүгө барабар:

$$M_T = F_T \cdot \ell_{O_A} = 17600 \cdot 0,25 = 4400 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ошентип, Жуковскийдин ыкмасы  $M_{\text{мех}}$  тең салмактоочу моменттин чоңдугунун маанилеринин айырмасы анчалык чоң эмес.

### Текшерүүчү суроолор

1. Эмне үчүн структуралык тобу статикалык аныкталма болот?
2. Кинематикалык жуптарда басым күчтөрү кандай тартипте жүргүзүлөт?
3. Жетелөөчү ийри муунактын таянычындагы басымды кантип табууга болот? Качан: а) кыймылдаткыч менен тиштүү дөңгөлөктөр аркылуу өткөрүлсө; б) кыймылдаткыч момент муфта аркылуу өткөрүлсө.
4. Тең салмактоочу күчтөн жана тең салмактоочу моменттен эмнени түшүнсө болот?
5. Тең салмактоочу моментти (күчтү) кантип табылат?
6. Тең салмактоочу күчтү табууда кандай ыкмалар колдонулат?
7. Н.Е.Жуковскийдин “ийкемсиз рычагы жөнүндөгү теоремасы” боюнча эмнени табууга болот жана качан колдонулат?
8. Машина агрегатына кандай күчтөр таасир этет жана кайсыл күч аны кыймылга келтирет?
9. Инерциялык күчтөр кайсыл учурда пайда болот?
10. Механизмди кинестатикалык эсептөөдө кандай чоңдуктарды табууга болот?

## V ТАРАМ. РЫЧАГДУУ МЕХАНИЗМДЕРДИН ДИНАМИКАСЫ

### 5.1. Динамикалык изилдөөнүн максаты

Жогоруда биз, механизмге таасир эткен тышкы күчтөрдү эске албастан, жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгы турактуу жана бир калыпта айланат деп, механизмдин кыймылын караган болчубуз. Бирок теориялык механикадан белгилүү, телонун же системанын кыймыл мыйзамы ага аракет кылган күчтөн, күч моменттен, салмактан жана телонун инерциялык моменттеринен көз каранды. Ошондуктан, механизмдин кыймылынын мыйзамы да анын тогоолоруна таасир этүүчү күчтөн, күч моменттен, массадан жана тогоолордун инерциялык моменттеринен көз каранды. Механизмге таасир эткен күчтөр жалпысынан тургандыктан анын тогоолорунун кыймылдары дагы өзгөрүлмө болот. Тогоолордун кыймылдарын аныктоо жана талдоо үчүн ар бир тогоонун кыймылын түзүү керек да, аларды чогуу чыгаруу зарыл. Бул болсо көптөгөн эсептөөлөрдү талап кылат (өзгөчө көп тогоолуу механизм үчүн). Анын үстүнө дээрлик бардык учурда тогоолордун бардыгынын эле кажети жок. Болгону жетелөөчү тогоонун кыймылынын тартибин аныктоо жетиштүү. Ошондуктан, механизмдин кыймылын талдоодо келтирүү ыкмасы деп аталган ыкма кеңири колдонулат.

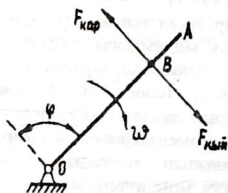
Бул ыкманын негизги маңызы бир кыймылдуу механизмдин ошол абалында, анын бардык тогоолоруна таасир эткен күчтөрдү, алардын массаларынын бир тогоого келтирилишинде жана бир гана ошол келтирилген тогоонун кыймылын кароодо турат.

### 5.2. Күчтөрдү жана моменттерди бир тогоого келтирүү

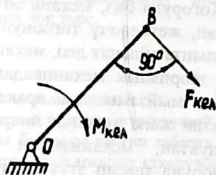
Келтирилген күч - деп, каралып жаткан мүмкүн болуучу жылышуудагы жумушу (же өндүрүлгөн кубаттуулугу) тийиштүү түрдө изилденүүчү механизмдин тогоолорунда коюлган бардык күчтөр аткарган жумуштардын же кубаттуулуктардын кошундусуна барабар болгон күч аталат.

Келтирилген күч таасир эткен тогоо келтирилген тогоо деп, ал эми күч жумшалган чекит келтирүү чекити деп аталат. Адатта кайсы тогоонун жалпыланган координатасы келтирүү тогоосу катары алынат. Анда механизмдин курамына кирген көптөгөн тогоолордун ордуна бир гана тогоо, мисалы жалпыланган

координатасы  $\varphi$  болгон ийри муунак (5.1-сүрөт) каралат. В чекитинде ОА огуна тике багытталган келтирилген эки күч коюлган.  $F_{кый}$  келтирилген кыймылдатуучу күч,  $F_{кар}$  келтирилген каршылык күчү.



5.1-сүрөт.



5.2-сүрөт.

Бул келтирилген күчтөрдү аныктоо үчүн төмөнкү барабардыкты колдонуу ыңгайлуу:

$$N_{кел} = \sum_{i=1}^k N_i \quad (5.1)$$

мында  $N_{кел}$  - келтирилген күчтүн же келтирилген момент күчүнүн кубаттуулугу,  $N_i$  -  $i$ -тогоосуна коюлган жана келтирилүүгө тийиш болгон күчтөрдүн жана кубаттуулуктары.

Биздин мисалда:

$$N_{кел} = F_{ккв} V_B = M_{ккв} \omega, \quad (5.2)$$

мында  $F_{ккв}$  деген В чекитине келтирилген күчтүн чоңдугу (5.2-сүрөт) бул келтирилген кыймылдатуучу же келтирилген каршылык күчү болушу мүмкүн.  $M_{ккв}$  - ошол эле сыяктуу келтирилген күчтүн моментинин,  $V_B$  - деген В чекитинин ылдамдыгы,  $\omega$  - келтирүү тогоосунун бурчтук ылдамдыгы.

Келтирилген күчтүн жана келтирилген күчтүн моментинин чоңдугу:

$$F_{кел} = \frac{\sum_{i=1}^k N_i}{v_B}, \quad (5.3)$$

$$M_{кел} = \frac{\sum_{i=1}^k N_i \varphi}{\omega}. \quad (5.4)$$

Ар бир тогоого жумшалган күчтөрдүн кубаттуулугунун кошундусун жазсак:

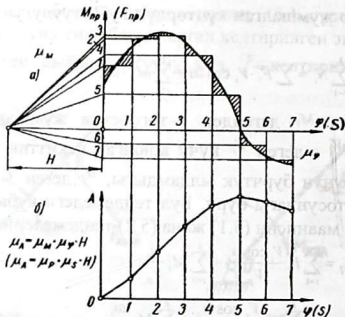
$$\sum_{i=1}^k N_i = \sum F_i \cdot V_i \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^k M_i \cdot \omega_i, \quad (5.5)$$

мында  $F_i$  жана  $M_i$  дегендер  $i$ -тогоосуна жумшалган күч жана момент күчү,  $V_i$  деген  $F_i$  күчү коюлган чекиттин ылдамдыгы,  $\omega$  деген  $i$  тогоосунун бурчтук ылдамдыгы,  $\alpha_i$  деген  $F_i$  күчү менен  $V_i$  векторунун ортосундагы бурч. Бул теңдемедеги кубаттуулуктардын кошундусунун маанисин (5.1) жана (5.2) теңдемелерине койсок:

$$N_{кел} = \sum_{i=1}^k F_i \frac{V_i \cos \alpha_i}{V_B} + \sum_{i=1}^k M_i \frac{\omega_i}{V_B}; \quad (5.6)$$

$$M_{кел} = \sum_{i=1}^k F_i \frac{V_i \cos \alpha_i}{\omega} + \sum_{i=1}^k M_i \frac{\omega_i}{\omega}. \quad (5.7)$$

Бул (5.6) жана (5.7) теңдемелеринен, эгерде механизмдин ар бир абалы үчүн анын тогоолорунда коюлган күч менен күчтүн моменттери белгилүү болсо, анда келтирилген күч жана келтирилген момент ылдамдыктардын катышына көз каранды экендиги көрүнүп турат. Ал эми өз кезегинде ылдамдыктардын катышы тогоолордун абалына гана жараша боло тургандыгы механизмдин кинетикасында көрсөтүлгөн болчу. Демек, изилденүүчү механизмдин ар бир абалы үчүн келтирилген күчтүн жан келтирилген момент күчтүн маанилери  $F_i$  жана  $M_i$  берилген болсо, ылдамдыктын планын түзүү жана (5.6) жана (5.7) теңдемелериндеги ылдамдыктардын катышын пландагы сызыктардын тийиштүү кесиндиси аркылуу, туюндуруу аркылуу аныктап алуу кыйынчылыкка турбайт. Ошентип, келтирилген күчтүн моменти деп жетелөөчү тогоого таасир этип, анын аткарган жумушу же кубаттуулугу механизмдин тогоолоруна таасир эткен бардык тышкы күчтөрдүн жана күч моменттердин суммасына барабар. Демек, механизмдин түрдүү тогоолоруна таасир эткен бардык тышкы күчтөрдү жана момент күчтөрүн, жетелөөчү тогоого таасир эткен  $F_{ext}$  келтирилген күч  $M_{ext}$  - келтирилген момент күчү менен алмаштырууга мүмкүн.



5.3-сүрөт. Графикалык интегралдоо ыкмасы менен келтирилген күчтүн моментинин жумушун табуу

Белгилеп кетүү керек, эгерде жетектөөчү тогоо түз сызыктуу кыймыл жасаган болсо, анда механизмдин ар түрдүү тогоолоруна таасир эткен бардык тышкы күчтөрдү жана момент күчтөрүн  $F_{кст}$  келтирилген күч менен алмаштыруу зарыл. Эгерде жетелөөчү тогоо айланма кыймыл жасаган болсо, анда механизмдин ар түрдүү тогоолоруна таасир эткен бардык күчтөрдү жана момент күчтөрүн  $M_{кст}$  - келтирилген момент күчү менен алмаштыруу ыңгайлуу. Белгилеп кетсек,  $F_{кст}$  келтирилген күч жана  $M_{кст}$  - келтирилген момент күчү механизмдин тогоосуна таасир эткен тышкы күчтөрдөн жана момент күчтөрдөн гана көз каранды болбостон, ошондой эле механизмдин абалынан дагы көз каранды, себеби ылдамдыктын катышы (5.6 жана 5.7 теңдемеден) механизмдин абалынан көз каранды.

Механизмдин қатар абалы үчүн  $F_{кст}$  келтирилген күчтү же  $M_{кст}$  - келтирилген күчтүн моментин тапкандан кийин  $F_{кст} = f(S_A)$  диаграммасын же  $M_{кст} = f(\varphi_T)$  диаграммасын тургузууга мүмкүн болот (5.3а-сүрөт), ошондон кийин, графикалык интегралдоо ыкмасы менен жумуштун диаграммасы жеңил тургузулат (5.4б-сүрөт), себеби:

$$A = \int_{S_0}^{S_1} F_{кст} \cdot dS_A \quad \text{же} \quad A = M_{кст} \cdot d\varphi.$$



### 5.3. Механизмдин кинетикалык энергиясы. Массаларды жана инерциялык моментти келтирүү

Механизмдин кинетикалык энергиясы, анын тогоолорунун кинетикалык энергияларынын кошундуларынан турат. Жалпысынан тогоонун кинетикалык энергиясы эки бөлүктөн турат: тогоонун түз сызыктуу кыймылынын кинетикалык энергиясынан жана айлануу кыймылынын кинетикалык энергиясынан:

$$T_{з.в.} = \frac{mv_s^2}{2} + \frac{J_s \omega^2}{2}, \quad (5.8)$$

мында,  $m$  – тогоонун массасы;

$v_s$  – түз сызыкта болгон тогоонун массасынын борборунун ылдамдыгы;

$J_s$  – тогоонун айлануу огуна карата инерция momenti;

$\omega$  – тогоонун бурчтук ылдамдыгы.

Механизмдин бардык тогоолорунун кинетикалык энергиясы төмөнкүгө барабар:

$$T = \sum_{i=1}^n \left( \frac{m_i v_{Si}^2}{2} + \frac{J_{Si} \omega_i^2}{2} \right). \quad (5.9)$$

Мындан келтирилген массанын чоңдугун таап алабыз:

$$m_k \frac{V_k^2}{2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (m_i V_{Si}^2 + J_{Si} \omega_i^2)$$

андан

$$m_k = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{V_{Si}}{\omega_i} \right) + J_{Si} \left( \frac{\omega_i}{V_k} \right)^2 \right]$$

мында,  $m_k$  – келтирилген масса,

$V_k$  – келтирүү чекитинин ылдамдыгы.

$$\text{Анда} \quad T = \frac{m_{екк} \cdot v_k^2}{2}, \quad (5.10)$$

б.а. келтирилген масса деп, механизмдин ар бир каралган абалындагы анын кыймыл энергиясы, механизмдин бардык тогоолорунун массаларынын кыймыл энергиясынын кошундусуна

$$T = \frac{m_k v_k^2}{2} = \frac{m_k \cdot \ell_{OA}^2 \cdot \omega_1^2}{2}$$

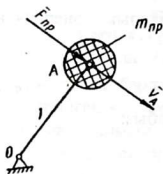
барабар болгон, каалаган бир чекитке топтоштурулган шарттуу масса аталат. (5.10) формуланы башкача жазууга мүмкүн:

Бирок,  $m_k \ell_{ok}$  - тогоонун айлануу огуна карата инерция моменти. Белгилейбиз:

$$J_k = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{V_{Si}}{\omega_k} \right)^2 + J_{Si} \left( \frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \right], \quad (5.11)$$

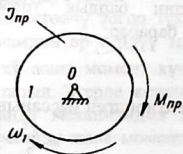
мында,  $J_k$  - келтирилген инерциялык күчтүн өлчөмү;

$\omega_k$  - массалар келтирилген тогоонун бурчтук ылдамдыгы (5.5-сүрөттү кара). Ошентип, жетелөөчү тогоого бардык күчтөрдү (күч моменттерди) жана тогоолордун бардык массаларын жана инерция моментин келтиргенден кийин, татаал механизмдин кыймылын изилдөө, бир гана жетелөөчү тогоонун кыймылын кароону алып келет, схема боюнча көрсөтүлгөн (5.4-сүрөт) же көрсөтүлгөн (5.5-сүрөт) мында келтирилген күч жана масса жалпы учурда өзгөрүлмө чоңдук.



5.4-сүрөт.

Келтирилген тогоо, качан бардык күчтөр, массалар, моменттер бардык тогоолордун инерциялык моменттери келтирилген түрдө көрсөтүлгөн



5.5-сүрөт.

Келтирилген тогоо, качан ага бардык күчтөр келтирилген момент күчү түрүндө, ал эми массалары жана бардык тогоолордун момент инерциялары келтирилген момент инерция түрүндө көрсөтүлгөн

#### 5.4. Машинанын кыймылынын теңдемеси

Жетелегич тогоого бардык массаларды жана инерциялык моменттерди, ошондой эле бардык күчтөрдү жана күчтөрдүн моменти келтиргенден кийин, механизмдин кинетикалык энергиясын келтирилген масса (же келтирилген инерциялык моменттер), ал эми бардык күчтөрдүн жумушун келтирилген күчтүн (же келтирилген күчүнүн моменттерин) аркылуу туюнтууга мүмкүн болот. Анда төмөнкү теңдеме:

$$T_1 - T_0 = A \quad (5.12)$$

мында,  $T_1$  - механизмдин акыркы мезгилиндеги кинетикалык энергиясы;

$T_0$  - механизмдин баштапкы мезгилиндеги кинетикалык энергиясы.

5.4-сүрөт үчүн:

$$\frac{m_{a1} \cdot v_{a1}^2}{2} - \frac{m_{a0} \cdot v_{a0}^2}{2} = \int_{S_0}^{S_1} F_k \cdot dS_k; \quad (5.13)$$

5.5-сүрөт үчүн:

$$\frac{J_{a1} \cdot \omega_1^2}{2} - \frac{J_{a0} \cdot \omega_0^2}{2} = \int_{S_0}^{S_1} M_k d\varphi \quad (5.15)$$

мында,  $m_{a1}$  - механизмдин жетектөөчү тогоосунун А чекитине келтирилген акыркы мезгилиндеги, абалындагы механизмдик масса;

$m_{a0}$  - механизмдин жетектөөчү тогоосунун А чекитине келтирилген баштапкы мезгилиндеги абалындагы механизмдик масса;

$F_k$  - жетелегич тогоого келтирилген күч;

$v_{a1}$  - жетелегич тогоонун баштапкы мезгилиндеги А чекитинин ылдамдыгы;

$v_{a0}$  - жетелегич тогоонун акыркы мезгилиндеги А чекиттин ылдамдыгы;

$J_{a1}$  - жетелегич тогоонун баштапкы мезгилиндеги келтирилген механизмдин инерциялык моменти;

$J_{a0}$  - жетелегич тогоонун акыркы мезгилиндеги келтирилген механизмдин инерциялык моменти;

$M_k$  - жетелегич тогоого келтирилген күчтүн моменти;

$\omega_1$  - жетелегич тогоонун акыркы мезгилиндеги бурчтук ылдамдыгы;

$\omega_0$  - жетелегич тогоонун баштапкы мезгилиндеги бурчтук ылдамдыгы.

Биз мындан ары көбүнчө (5.15) негизги формуланы жана (5.5-сүрөттө) көргөзүлгөн схеманы колдонобуз. Себеби көпчүлүк жетелегич тогоолор айланма кыймыл жасайт, алар үчүн бул формуланы колдонуу ыңгайлуу.

(5.14) жана (5.15) теңдемелердин оң жагын башкача жазабыз. Механизмдердин жана машиналардын назариятында кыймылга келтирүүчү жана каршылык күч деп айырмалайбыз. Эске салсак кыймылга келтирүүчү күч кыймылга багытталган болсо, анда анын

жумушу оң, ал эми каршылык күч кыймылга карама-каршы багытталса, анда анын жумушу терс деп эсептелет.

Бул күчтөрдө жекече жетелөөчү тогоого келтирилсе, анда (4.9) жана (5.15) теңдемелер төмөнкүчө болот:

$$\frac{m_{к1} \cdot v_{д1}^2}{2} - \frac{m_{к0} v_{д0}^2}{2} = A_{кый} - A_{кар}; \quad (5.14a)$$

$$\frac{J_{к1} \cdot \omega_1^2}{2} - \frac{J_{к0} \cdot \omega_0^2}{2} = A_{кый} - A_{кар}, \quad (5.15a)$$

мында,  $A_{кый}$  – кыймылдаткыч күчтүн жумушу;

$A_{кар}$  – каршылык күчтүн жумушу.

Бирок,  $A_{кый} = \int_{S_0}^{S_1} F_{кк, кый} dS_A$  же  $A_{кый} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_{к, кар} d\varphi$

Анда кыймылдын теңдемеси төмөнкүчө болот:

$$\frac{m_{к1} \cdot v_{д1}^2}{2} - \frac{m_{к0} v_{д0}^2}{2} = \int_{S_0}^{S_1} (F_{к, кый} - F_{к, кар}) dS_A \quad (5.14b)$$

жана

$$\frac{J_{к1} \cdot \omega_1^2}{2} - \frac{J_{к0} \cdot \omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} (M_{к, кый} - M_{к, кар}) d\varphi \quad (5.15b)$$

Кийинкиге ыңгайлуу болсун үчүн,  $A_{кый}$  кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушун жана  $A_{кар}$  – каршылык күчтүн жумушунун айырмасын артык жумуш деп атап жана  $A_{арт}$  менен белгилейбиз:

$$A_{арт} = A_{кый} - A_{кар}. \quad (5.16)$$

Анда кыймылдын жалпы теңдемеси төмөнкүчө болот:

$$\Delta T = T_1 - T_0 = A_{арт}. \quad (5.17)$$

## 5.5. Механизмдин калыптанбаган кыймылы

Ар түрдүү режимдеги механизмдин кыймылы машинанын кыймылынын (5.16) теңдемесинен оңой байкоого болот, машина (тагыраак, машинанын жетелөөчү тогоосу) жалпы абалда бир калыпта кыймылдабайт. Чындыгында бул теңдемени жетелөөчү тогоонун каралып жаткан акыркы мезгилинин  $\omega_1$  бурчтук ылдамдыгына карата чыгарсак:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2(A_{кый} - A_{кар}) + J_{к0} \cdot \omega_0^2}{J_{кк1}}}. \quad (5.18)$$

Бул теңдемеден көрүнүп турат  $-\omega_1$  жалпы учурда турактуу эмес, себеби биринчиден  $A_{\text{кый}}$  кыймыл күчтүн жумушу жана  $A_{\text{кар}}$  - каршылык күчтүн жумушу эркин кичине убакыттын ичинде реалдуу машиналарда өз ара барабар эмес жана экинчиден келтирилген инерциялык момент чоңдугу турактуу болуп эсептелбейт.

Машинанын ар түрдүү мезгилдеги жана режимдеги кыймылын карап көрөлү. 5.6-сүрөттө жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгынын убакыт боюнча өзгөргөн диаграммасы көргөзүлгөн. Машинанын толук иштегенинен баштап анын толук токтоого чейинки кыймылын үч мезгилге бөлүүгө мүмкүн.

1. Т  $\omega_{\text{жүр}}$  - машина жүргүзүү же коё берүү мезгили, ушул мезгилде машинанын жетелөөчү тогоосунун бурчтук ылдамдыгы ( $\omega_0 = 0$ ) баштапкы  $\omega_1$  - кээ бирки мааниге ээ болот. Машинанын кыймылынын теңдемеси (5.15) ушул мезгил үчүн төмөнкүчө болот:

$$\frac{J_{\text{дт}} \cdot \omega_1^2}{2} = A_{\text{кый}} - A_{\text{кар}}. \quad (5.19)$$

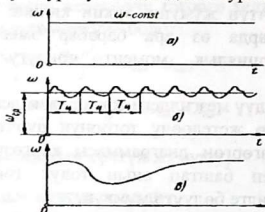
Кинетикалык энергия ар дайым оң болгондуктан, анда машинаны



5.6-сүрөт. Машинанын толук убактысындагы, анын бурчтук ылдамдыгынын өзгөргөн диаграммасы

жүргүзүүгө мүмкүн болуш үчүн, кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушу, каршылык күчтүн жумушунан чоң болуусу зарыл  $A_{\text{кый}} > A_{\text{кар}}$ .

1.  $T_{кат}$  - калыптанган мезгилдеги кыймыл. Мындай кыймылда жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгы турактуу болот  $\omega_1 = const$



5.7-сүрөт. Машиналардын калыптанган кыймылынын ар түрдүү режимдери:

а-калыптанган; б-мезгилдүү калыптанбаган; в-калыптанбаган.

Эгерде аз убакыт кичине түрдө болбогон болсо, 5.7а-сүрөттөгү кыймыл болушу мүмкүн.

Убакыттын ичинде кыймылдаткыч күчтүн жумушу, каршылык күчтүн жумушуна барабар болсо:

$$A_{кый} = A_{кар}. \quad (5.20)$$

Мындай болушу мүмкүн, өз кезегинде качан төмөнкү барабардык

$$M_{кел.кый} = M_{кел.кар}.$$

аткарылган болсо:

Механизмдин калыптанган кыймылында жетелөөчү келтирилген тогоонун бурчтук ылдамдыгы мезгил-мезгил менен (циклдик) өзгөрөт, бирок циклдин аягында жана ар бир циклдин башында тогоонун ылдамдыгы бирдей  $\omega_1 = \omega_0$  (5.7б-сүрөт).

Механизмдин келтирилген инерциялык моменттери дагын циклдин башында жана аягында бирдей:  $T_{кыл} = T_0$ .

Анда (5.15а) кыймылдын теңдемеси, толук циклда:

$$A_{кый} - A_{кар} = 0 \text{ же } A_{кый} = A_{кар}. \quad (5.21)$$

3. Машинаны токтотуу мезгили, мында жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгы  $\omega_0$  - нөлгө ( $\omega_1 = 0$ ) чейин кыскарат. Андан тышкары, күчтөрдүн кыймылы машина токтоогоондо өчүрүлөт

$$(A_{кый} = 0).$$



Машинанын кыймылынын теңдемеси ушул мезгил үчүн

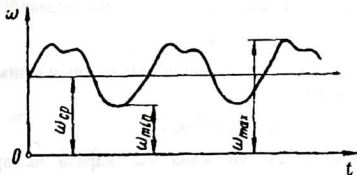
$$\text{төмөнкүгө барабар: } \frac{J_{\text{кесто}} \cdot \omega_0^2}{2} = -A_{\text{exp}}, \text{ же } \frac{J_{\text{кесто}} \cdot \omega_0^2}{2} = A_{\text{exp}}. \quad (5.22)$$

б.а. машина токтойт, качан гана машинанын бардык кинетикалык энергиясы, каршылык күчтүн жумушуна жумшалган учурда.

## 5.6. Машинанын орточо ылдамдыгы. Машинанын калыптанбаган коэффициенти

Ылдамдыктын чоңдугунун өзгөрүүсү бирде жогорулап, бирде төмөндөп термелме касиетке ээ болоору шексиз. Эгерде келтирүү тогоонун ылдамдыгы убакытка карата мезгилдүү көз карандылыкка ээ болсо, же убакыттын мезгилдүү функциясы болсо, мындай кыймыл калыптанган кыймыл деп аталат. Ал эми механизмдин ылдамдыктары анык бир планга ээ болуп, ал план бүткөндөн кийин ошол ылдамдыктар кайрадан мурдагы маанисине келип термелүү аталат. Тескерисинче, ылдамдыктардын термелүүсү анык планга ээ боло албаса, анда мындай термелүү мезгилсиз кыймыл деп аталат.

Биз адегенде механизмдин калыптанбаган кыймылындагы ылдамдыктардын мезгилдүү термелүүсүн карап көрөлү (5.8-сүрөт). Мында, механизмдин келтирүү тогоосунун ылдамдыгы  $\omega_{\text{max}}$  жана  $\omega_{\text{min}}$  маанилеринин арасында термелет дейли.



5.8-сүрөт. Калыптанбаган коэффициентти табууга

Бурчтук ылдамдыктардын эң чоң жана эң кичине маанилеринин айырмасынын орточо бурчтук ылдамдыкка болгон катышы механизмдин кыймылынын тең өлчөмсүздүк коэффициенти деп аталат.

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{opt}}} \quad (5.24)$$

Бул термелме кандайдыр бир ылдамдыктардын орточо ( $\omega_{орп}$ ) маанисинин тегерегине өтөт:

$$\omega_{орп} \approx \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \quad (5.23)$$

Ылдамдыктардын эң чоң жана эң кичине маанилеринин айырмасы канчалык чоң болсо, механизмдин тогоосу ошончолук тең өлчөмсүздүктө кыймылдайт.

Бул коэффициент механизмдин кыймылы канчалык тең өлчөмсүздүктө экендигин жана бурчтук ылдамдыктын термелүүсүн мүнөздөйт. Бурчтук ылдамдыктын термелүүсү канчалык чоң болсо, машинанын кыймылы ошончолук калыптанбаган болот жана тең өлчөмсүздүк коэффициентинин мааниси чоң болот. Тескерисинче бурчтук ылдамдыктын термелүүсү канчалык кичине болсо, машинанын кыймылы ошончолук калыптанган болот жана тең өлчөмдүк коэффициенти андан кичине болот. Жеке учурда, машинанын кыймылы калыптанып качан  $\omega = const$  болсо, анда  $\delta$  тең өлчөмсүздүк коэффициенти нөлгө барабар. Көпчүлүк учурда, берилген орточо бурчтук ылдамдык жана тең өлчөмдүк коэффициент боюнча эң кичине жана эң чоң бурчтук ылдамдыктын маанилерин табууну талап кылат. Ошол көз карандылыкты чыгарабыз. (5.23) жана (5.24) барабардыктардын негизинде төмөнкүнү жазууга болот:

$$\omega_{max} + \omega_{min} = 2 \cdot \omega_{орп} \quad (5.23a)$$

Жеке учурда, качан  $\omega = const$  болуп, машинанын кыймылы калыптанган болсо, анда:

$$\omega_{max} - \omega_{min} = \delta \cdot \omega_{орп} \quad (5.24a)$$

Бул барабардыкты кошуп жана  $\omega_{max}$  карата чыгарып төмөнкүнү алабыз:

$$\omega_{max} = \omega_{орп} \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right) \quad (5.25)$$

Кемитип жана  $\omega_{min}$  карата чыгарып, андан алабыз:

$$\omega_{min} = \omega_{орп} \left( 1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad (5.25a)$$

### 5.7. $T = f(J_{кел})$ диаграммасы

Машинанын кыймылын изилдөөдө энергия масса деп аталган диаграмманы колдонуу абдан ыңгайлуу. Энергомасса бул машинанын  $T$  кинетикалык энергиясынын анын келтирилген инерция моментине болгон көз карандылыгынын диаграммасы. Бул көз карандылык,  $T$  жана  $J_{кел}$  маанилери мезгил-мезгил менен кайталанып, мезгилдүү калыптанбаган кыймыл үчүн, туюк жабык ийри сызыкты (чалманы) берет.

Машинага таасир этүүчү күчтөр, массалар, тогоолордун инерция моменттери жана механизмдин  $T_0$  баштапкы кинетикалык энергиясы берилген болсо, ар бир машина үчүн  $T = f(J_{кел})$  диаграммасын тургузууга болот. Ал үчүн механизмдин түрдүү абалы үчүн анын кинетикалык энергиясын төмөнкү теңдемеден аныктап алуу зарыл:

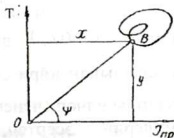
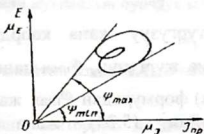
$$T = T_0 + A_{опт} \quad (5.12г)$$

(бул теңдеме, (5.12) теңдемеден жана  $T_{кел}$  мааниси (5.11) теңдемеден келип чыгат). Машинанын  $T$  кинетикалык энергиясынын анын  $J_{кел}$  келтирилген инерция моментинин жана келтирилген жетелөөчү тогоонун  $\omega$  бурчтук ылдамдыгынан көз карандылыгы төмөнкүчө болот:

$$T = \frac{J_{кел} \cdot \omega^2}{2},$$

андан

$$\omega^2 = \frac{2T}{J_{кел}} \quad (5.12а)$$



9-сүрөт.  $T = f(J_{кел})$  диаграммасы.

5.10-сүрөт.  $T = f(J_{кел})$  диаграммадан эң чоң жана эң кичине бурчтук ылдамдыктарды аныктоо

Бул формулаларды пайдаланып,  $T = f(J_{\text{кел}})$  диаграмма боюнча жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгын, табып алууга болот. Эгерде механизмдин берилген абалына  $T = f(J_{\text{кел}})$  диаграммадан координаттары менен В чекити дал келсе, анда ал абал үчүн:

$$T = y \cdot \mu_T, \quad J_k = x \cdot \mu_J,$$

мында,  $\mu_T$  - кинетикалык энергиянын масштабы;

$\mu_J$  - инерция моментинин масштабы;

$x$  - келтирилген инерция моментин  $\mu_T$  масштабында көрсөтүүчү кесинди; мм;

$y$  - кинетикалык энергияны  $\mu_T$  масштабында көрсөтүүчү кесинди, мм.

Т жана  $J_{\text{кел}}$  маанилерин (5.12а) формулага коюп, андан алабыз:

$$\omega^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \frac{y}{x},$$

$$\omega^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \text{tg} \varphi, \quad (5.116)$$

Координаттын башталышынан  $T = f(J_{\text{кел}})$  диаграммасы камтыган эки жаныма жүргүзөбүз (5.10-сүрөт). Анда талашсыз төмөнкү жаныма менен  $J_{\text{кел}}$  огунун ортосундагы  $\varphi_{\text{min}}$  - минималдык бурч,  $\omega_{\text{min}}$  кичине бурчтук ылдамдыкка дал келет, ал эми жогорку жаныма менен  $J_{\text{кел}}$  огунун ортосундагы  $\varphi_{\text{max}}$  - максималдык бурч,  $\omega_{\text{max}}$  чоң бурчтук ылдамдыкка дал келет:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\text{min}}^2 &= 2 \frac{\mu_T}{\mu_J} \text{tg} \varphi_{\text{min}}; \\ \omega_{\text{max}}^2 &= 2 \frac{\mu_T}{\mu_J} \text{tg} \varphi_{\text{max}} \end{aligned} \right\} \quad (5.12в)$$

Ошентип,  $T = f(J_{\text{кел}})$  диаграмманы тургузуу жана координаттын башталышынан ийри сызыкка жаныма жүргүзүп,  $\varphi_{\text{max}}$  жана  $\varphi_{\text{min}}$  бурчтарды өлчөп (ченеп) алып, (5.12в) формуладан  $\omega_{\text{max}}$  жана  $\omega_{\text{min}}$  маанилерин эсептеп, андан кийин (5.23) жана (11.31) формулаларынан  $\omega_{\text{орт}}$  орточо ылдамдыкты жана  $\delta$  тең өлчөмсүздүк коэффициент табып алууга болот. Мисал карап көрөлү:

**12-Мисал.** 11.10,6-сүрөттө көргөзүлгөн ийри муунак жылгыч механизмдин берилген абалы үчүн жетелегич тогоого келтирилген инерция моментин тапкыла.

Берилиши:  $\ell_{OA}$  жана  $\ell_{AB}$  тогоолордун узундуктары;

$\ell_{OS_1}$  жана  $\ell_{AS_2}$  тогоолордун салмак борборлорунун абалы  $m_1, m_2$  жана  $m_3$  тогоолордун массалары;  $J_{S_1}, J_{S_2}$  тогоолордун окко карата салмак борборунан өтүүчү инерциялык моменттери. Эсеп жалпы түрдө чыгарылат.

**Чыгарылыш.** 1. Механизмдин кинетикалык энергиясын табабыз. Механизм үч кыймылда болгон тогоолордон турат. Биринчи тогоо (ийри муунак) айланма кыймыл жасайт, ошондуктан анын кинетикалык энергиясы:

$$T_1 = \frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2}.$$

Экинчи тогоо (тээк) татаал кыймыл жасайт, ошондуктан анын кинетикалык энергиясы:

$$T_2 = \frac{m_2 \cdot V_{S_2}^2}{2} + \frac{J_{S_2} \cdot \omega_2^2}{2};$$

Үчүнчү тогоо (жылгыч) түз сызыктуу кыймыл жасайт, анда ал тогоонун

$$T_3 = \frac{m_3 \cdot V_C^2}{2},$$

кинетикалык энергиясы:

Мында  $V_C$  - С чекиттин түз сызыктуу ылдамдыгы. Механизмдин кинетикалык

энергиясы: 
$$T_w = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{J_{S_1} \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{S_2}^2}{2} + \frac{J_{S_2} \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 V_C^2}{2},$$

андан

$$J_{кел} = J_{S_1} + m_2 \left( \frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left( \frac{V_C}{\omega_1} \right)^2.$$

бирок

$$\omega_1 = \frac{V_A}{\ell_{OA}} \quad \text{жана} \quad \omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}}.$$

Анда

$$J_{кел} = J_{S_1} + m_2 \cdot \ell_{OA}^2 \left( \frac{V_{S_2}}{V_A} \right)^2 + J_{S_2} \left( \frac{\ell_{OA}}{\ell_{AB}} \right)^2 \cdot \left( \frac{V_{BA}}{V_A} \right)^2 + m_3 \ell_{OA}^2 \left( \frac{V_B}{V_A} \right)^2.$$

Механизмдин ушул абалына эркин масштабта ылдамдыктын планын тургузабыз

1 Ийри муунактын бурчтук ылдамдыгын аныктайбыз:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}.$$

2. А чекиттин ылдамдыгын табабыз:

$$V_A = \omega_1 \ell_{OA}.$$

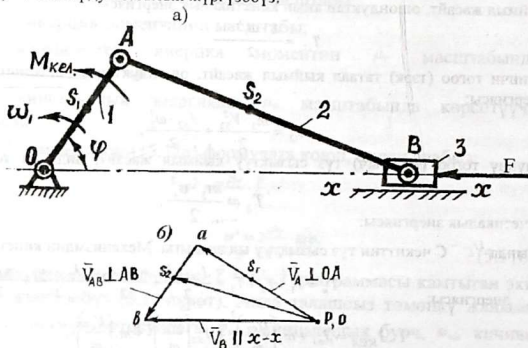
А чекитинин вектордук ылдамдыгы  $V_A \perp OA$ . Ийри муунактын айлануу багытына багытталат. р уюлунан  $V_A$  векторун көрсөтүлгөн багытка  $\mu$ , масштабында  $[pa]$  кесиндини коебуз (5.11-сүрөт).

3. В чекиттин ылдамдыгын табуу үчүн 2,3 Ассур тобуна вектордук

теңдеме түзөбүз:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}.$$

Бул теңдемеден  $V_A$  - вектору толук белгилүү чондугу жана багыты боюнча.  $v_{BA}$  - вектору перпендикулярдуу АВ тогоого, ал эми  $v_B$  - вектору багыттоочуга жарыш  $xx$  огуна. Бул векторлордун чондуктары боюнча белгисиз. Вектордук теңдемеге ылайык,  $v_B$  вектордун аягынан (а чекиттин)  $v_{BA}$  - вектордун багытын жүргүзөбүз, ал эми  $v_A$  - вектордун башталышынан (р уюлдан)  $v_B$  вектордун багытын жүргүзөбүз.



5.11-сүрөт. 13-мисалга

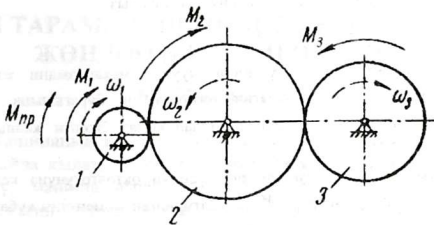
Көрсөтүлгөн багыттардын кесилишин  $\theta$  менен белгилейбиз.  $J_{кел}$  үчүн формулага ылдамдыктын ордуна тийиштүү кесиндилерди ылдамдыктын жанынан коёбуз. Анын жыйынтыгында:

$$J_{кел} = J_{s1} + m_2 \ell_{OA}^2 \left( \frac{ps_2}{pa} \right)^2 + J_{s2} \left( \frac{\ell_{OA}}{\ell_{AB}} \right)^2 \cdot \left( \frac{as}{pa} \right)^2 + m_3 \ell_{OA}^2 \left( \frac{p\theta}{pa} \right)^2.$$

Бул формула аркылуу, механизмдин каалаган абалы үчүн келтирилген инерциялык моментти табып алууга болот.

**13-Мисал.** 5.12-сүрөттөн, тиштүү механизмдин биринчи тогоонун бурчтук ылдамдануусун табуусун талап кылат, эгерде тогоолорго  $M_1 = 100H \cdot m$ ;  $M_2 = 60H \cdot m$ ;  $M_3 = 80H \cdot m$  моменттер таасир этсе; тогоолордун айлануу огуна карата болгон инерциялык моменттери;  $J_1 = 1кг \cdot м^2$ ;  $J_2 = 4,5кг \cdot м^2$ ;  $J_3 = 2кг \cdot м^2$ ; тиштердин сандары төмөнкүгө барабар:  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 60$ ,  $Z_3 = 40$ .





5.12-сүрөт. 13-мисалга

**Чыгарылышы:**

1. Биринчи тогоого  $M_1, M_2$  жана  $M_3$  - моменттерди келтирип,  $M_{\text{сез}}$  келтирилген моментти табабыз. Ал үчүн, келтирилген моменттин кубаттуулугун,  $M_1, M_2$  жана  $M_3$  - моменттердин кубаттуулугунун суммасына барабарлайбыз:

$$N = M_{\text{кел}} \cdot \omega_1 = M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2 + M_3 \cdot \omega_3,$$

андан 
$$M_{\text{сез}} = M_1 + M_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} + M_3 \frac{\omega_3}{\omega_1}.$$

Бирок, 
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{Z_1}{Z_2}$$

жана 
$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_3}.$$

Анда 
$$M_{\text{сез}} = M_1 - M_2 \frac{Z_1}{Z_2} + M_3 \frac{Z_1}{Z_3} = 100 - 60 \frac{20}{60} + 80 \frac{20}{40} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Биринчи тогоого келтирилген, механизмдин  $J_{\text{сез}}$  инерция моментин аныктайбыз. Ал үчүн, келтирилген инерция моменттин кинетикалык энергиясын, бардык тогоолордун кинетикалык энергияларынын суммасына барабарлайбыз:

$$T = \frac{J_{\text{сез}} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{J_3 \cdot \omega_3^2}{2},$$

андан 
$$J_{\text{сез}} = J_1 + J_2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \left( \frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2,$$

же 
$$J_{\text{сез}} = J_1 + J_2 \left( \frac{z_1}{z_2} \right)^2 + J_3 \left( \frac{z_1}{z_3} \right)^2 = 1 + 4,5 \left( \frac{20}{60} \right)^2 + 2 \left( \frac{20}{40} \right)^2 = 2,82 \cdot \text{м}^2.$$

3. Биринчи тогоонун бурчтук ылдамдануусун табабыз:

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{кел}}}{J_{\text{кел}}} = \frac{40}{2} = 20 \text{сек}^{-2}$$

**14-Мисал.** 5.11а-сүрөттөгү ийри муунак механизмдин жылчыгына таасир эткен  $F_3$  күчүн, жетелегич тогоонун ок бурагычына келтирип, келтирилген  $M_{\text{кел}}$  моментин табууну талап кылат. Эсепти жалпы түрүндө чыгаруу талап кылынат.

**Чыгарылышы.**  $F_3$  күчүн жетелегич тогоонун октолгогучуна келтирилген моментин аныктайбыз, ал үчүн  $M_{\text{кел}}$  келтирилген моменттин кубаттуулугун жана  $F_3$  күчтүн кубаттуулугун барабарлайбыз:

$$N = M_{\text{кел}} \cdot \omega_1 = F_3 \cdot U_B,$$

$$M_{\text{кел}} = F_3 \frac{U_B}{\omega_1}.$$

андан

$\omega_1$  - бурчтук ылдамдыкты ийри муунактын А чекиттин ылдамдыгы менен туюнтабыз:

$$\omega_1 = \frac{v_A}{\ell_{OA}},$$

анда

$$M_{\text{кел}} = F_3 \cdot \ell_{OA} \frac{v_B}{v_A}.$$

Эркин масштабда ылдамдыктын планын тургузабыз (5.11б-сүрөт) жана ылдамдыктын катышынын ордуна, кесиндилердин катышын коёбуз, планда ошол ылдамдыктарды көрсөтүүчү (масштабарды кыскарып кетет).

$$M_{\text{кел}} = F_3 \cdot \ell_{OA} \left[ \frac{p_B}{p_A} \right].$$

Белгилеп кетсек,  $M_{\text{кел}}$  келтирилген момент жылгычка таасир эткен  $F_3$  күчүнүн ийри муунактагы октолгогучтун momenti.

### Текшерүүчү суроолор

1. Келтирилген күчтөн жана келтирилген моменттен эмнени түшүнүүгө болот?
2. Келтирилген же тең салмактоочу күчтөрдү табуу үчүн Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы эмнеден турат?
3. Механизмдин келтирилген массасы жана келтирилген инерция momenti деп эмнени айтабыз?
4. Рычагдуу механизмдин келтирилген момент инерциясы (келтирилген массасын) кантип табууга болот?
5. Келтирилген момент инерция (келтирилген масса) келтирилген тогоонун (чекиттин) ылдамдыгынан көз каранды эместигин далилдегиле?

## VI ТАРАМ. МАШИНАНЫН КЫЙМЫЛЫН ЖӨНДӨӨ (РЕГУЛИРОВАЛОО)

### 6.1. Жалпы абалы

Машинанын калыптанбаган кыймылы, кошумча инерциялык күчтү пайда кылат, демек, кинетикалык жуптарда кошумча басым күчтөрдү, машина агрегаттарынын тогоолорунун термелүүсүнө, фундаменттин термелүүсүнө машинанын ПАКынын азаюусуна, технологиялык процесстин жүрүшүнө ыңгайсыз шарт түзөт ж.б. Эгерде тең өлчөмдүк коэффициент абдан чоң болсо, анда ал ушундай ыңгайсыз шарт түзүшү мүмкүн, машина нормалдуу иштей албайт. Мындан, алдын ала тең өлчөмсүздүк коэффициентин берүү менен машинанын кыймылын камсыздоо зарылдыгы келип чыгат.

6.1 таблицада ар түрдүү машиналар үчүн көп жылдык тажырыйбанын негизинде бекитилген, машиналар нормалдык иштен алуучу тең өлчөмсүздүк коэффициенти менен, машинанын кыймылын кантип камсыз кылууну карап көрөлү.  $\Delta T = A_{\text{спм}}$  машинанын кинетикалык энергиясы ар дайым өзгөрүп турат, ошол себептен жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгы дагы өзгөрөт. Ошондуктан,

$$T = \frac{J_{\text{кел}} \cdot \omega^2}{2},$$

анда, бурчтук ылдамдыктын өзгөрүлүшү мында аз болот (демек, тең өлчөмдүк коэффициенти дагы аз болот), механизмдин келтирилген инерциялык моменти канчалык чоң болсо.

Ошентип, машинанын тең өлчөмсүздүгүн азайтууга, жетишүүгө мүмкүн болот, машинанын инерциялык моментин көбөйтүү жолу менен,  $J_m$  - ни кээ бирки чоңдукка өстүрүүнүн негизинде. Бул максатка инерциялык моменти  $-J_m$ , болгон дөңгөлөк маховикти отургузуунун негизинде.

Бирок, маховиктин жардамы менен калыптанган кыймылга жөндөөгө мүмкүн болот, бир гана мезгилдүү калыптанбаган кыймылда, себеби ушундай кыймылда гана  $A_{\text{кый}}$ ,  $A_{\text{кар}}$ , жана  $A_{\text{орт}}$  чоңдуктардын маанилери толук өзгөрүүгө дуушар болот. Бирок, калыптанбаган мезгилсиз кыймылда, качан толук белгилүү мезгилдүүкыймылга келтирүүчү күчтүн, каршылык күчтүн жана

ушул күчтөрдүн жумушунун өзгөрүлүшү жок болсо анда маховик жарабайт.

Мисалы, кандайдыр бир себептен узак мезгилге кыймылга келтирүүчү дуушар болсо, анда маховик жарабайт. Мындай кыймыл жөндөлөт, регуляторлордун жардамы аркылуу

6.1- таблица

Машинанын түрлөрү	Тең коэффициенти $\delta$
Насостор	0,03...0,20
Айыл чарба машиналары	0,02...0,10
Металлды иштетүүчү тестер	0,02...0,05
Ичтен күйүүчү кыймылдаткычтар, компрессорлор	0,005...0,015 0,005...0,010
Турактуу токтуң электр генераторлору	0,003...0,005
Өзгөрүлмө токтуң электр генераторлору	0,010...0,15
Пресстер	0,02...0,10
Чыгаруучу машиналар	0,005 жана андан
Учак кыймылдаткычтары	төмөн

## 6.2. Механизмдин инерция моменти турактуу болгондогу, маховиктин инерция моментин табуу

Келтирилген инерция моменти турактуу болгон учурда машинанын кыймылынын теңдемеси төмөнкүгө барабар болот:

$$\frac{J\omega_1^2}{2} - \frac{J\omega_0^2}{2} = A_{\text{арм}},$$

$$\omega_1^2 - \omega_0^2 = \frac{2A_{\text{арм}}}{J},$$

б.а.  $A_{\text{арм}}$  канчалык чоң болсо, бурчтук ылдамдыктардын акыркы жана баштапкы айырмалары ошончолук чоң болот. Демек,  $\omega_1^2 - \omega_0^2$  эң чоң айырма тийиштүү болот, эң чоң  $(A_{\text{арм}})_{\text{max}}$  артыкчылык жумуш болгон учурда. Демек, ошондой эле  $\omega_1^2 - \omega_0^2$  эң чоң айырмага ээ болот,  $\omega_1$  качан эң чоң мааниге ээ, ал эми  $\omega_0$  эң кичине мааниге ээ болгондо. Анда:

$$\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2 = \frac{2(A_{\text{арм}})_{\text{max}}}{J} \quad (6.1)$$

$\omega_{max}^2$  жана  $\omega_{min}^2, \omega_{opt}$  орточо бурчтук ылдамдык жана  $\delta$ -тең өлчөмсүздүк коэффициенти аркылуу туюнтуп, мурда биз (11.22 жана 11.22a) алганбыз;

$$\omega_{max} = \omega_{opt} \cdot (1 + \delta / 2);$$

$$\omega_{min} = \omega_{opt} \cdot (1 - \delta / 2)$$

Теңдемени квадратка көтөрүп андан:

$$\omega_{max}^2 = \omega_{opt}^2 \left( 1 + \delta + \frac{\delta^2}{4} \right);$$

$$\omega_{min}^2 = \omega_{opt}^2 \left( 1 - \delta + \frac{\delta^2}{4} \right).$$

$\frac{\delta^2}{4}$  мүчө кичине болгондуктан  $\delta$  эске албоого мүмкүн, анда:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{max}^2 &= \omega_{opt}^2 (1 + \delta) \\ \omega_{min}^2 &= \omega_{opt}^2 (1 - \delta) \end{aligned} \right\} \quad (6.2)$$

Бул маанилерди (6.1) теңдемеге коюп, андан алабыз:

$$\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2 = 2\delta \cdot \omega_{opt}^2 = \frac{2(A_{opt})_{max}}{J} \cdot 4$$

Бул теңдеме менен  $J$  карата чыгарып, андан алабыз:

$$J = \frac{(A_{opt})_{max}}{\omega_{opt}^2 \delta} \quad (6.3)$$

Ошентип, машина берилген  $\delta$  тең өлчөмдүк коэффициенттен жана берилген  $\omega_{opt}$  орточо бурчтук ылдамдыктан чыкпастан кыймылдаш үчүн, анын инерциялык моменти (12.3) теңдемеден аныкталуусу зарыл.

Машинанын инерциялык моменттери,  $J_0$  - механизмдин инерциялык моментинен жана  $J_M$  - маховиктин инерциялык моментинин кошундуларынан турат:

$$J = J_0 + J_M,$$

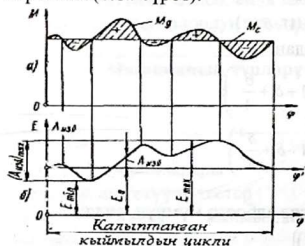
андан,

$$J_M = J - J_0$$

же маховиктин инерциялык моменти төмөнкүгө барабар:

$$J_M = \frac{(A_{opt})_{max}}{\omega_{opt}^2 \cdot \delta} - J_0. \quad (6.3a)$$

Эгерде,  $M_{кый}$  келтирилген кыймылга келтирүүчү күч momenti жана  $M_{кар}$  каршылык күч momenti берилсе, анда  $(A_{арт})_{max}$  чоңдугун жеңил табууга болот. Мейли, бул моменттер графикалык түрүндө берилсин (6.1а-сүрөт).



6.1-сүрөт



6.2-сүрөт

$A_{арт}$  артыкчыл жумуш ар түрдүү бөлүктөр үчүн  $M_{кый}$  жана  $M_{кар}$ , диаграммалардын арасындагы аянтчалардан аныкталат, себеби

$$A_{арт} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кый} - M_{кар}) d\varphi.$$

Бирок, бизге бурчтук ылдамдык  $\omega_{min}$  ден  $\omega_{max}$  чейин өзгөргөн бөлүктөгү  $(A_{арт})_{max}$  артык жумушту аныктоо зарыл.  $M_{кый}$  жана  $M_{кар}$  графиктердин өз ара жайланышы боюнча  $\varphi$ -бурчунун кайсыл абалында,  $\omega$  бурчтук ылдамдык эң чоң жана кичине болорун аныктоо көпчүлүк учурда кыйынчылыкты туудурат. Ошондуктан,  $(A_{арт})_{max}$  артык жумушту аныктоо кыйын. Анын аткарылышын карап көрөлү:

$$A_{арт} = \int_0^{\varphi} (M_{кый} - M_{кар}) d\varphi.$$

интегралдуу ийрине тургузабыз (6.1,6-сүрөт). Мында  $(A_{арт})_{\varphi}$  огуна эсептелинет. Эгерде баштапкы абалында кинетикалык энергия  $T_0$  болсо, анда ординаты  $\varphi$  абсцисс огуна төмөн жагынан эсептелген, абсцисс огуна үстүндө  $T_0$  чоңдугунда жаткан ийри сызык,  $T$  - кинетикалык энергиянын  $\varphi$  бурчунан көз карандылык графиктин берет. Анда талашсыз,  $T_{min}$  кичине кинетикалык энергияга,  $\omega_{min}$



кичине бурчтук ылдамдык дал келет, ал эми  $T_{max}$  чоң кинетикалык энергиянын мааниси  $\omega_{max}$  бурчтук ылдамдыкка дал келет.

6.2-сүрөттө  $T_{кый} = f(\varphi)$  жана  $T_{кар} = f(\varphi)$  калыптанган кыймылдын мезгили үчүн диаграммалар көрсөтүлгөн. Мында Оа бөлүгүндө  $T_{кый} < T_{кар}$  болгондуктан машинанын ылдамдыгы басаңдайт, андан ары **ав** бөлүктө  $T_{кый} < T_{кар}$  болгондуктан ылдамдык өсөт. Андан кийин **вс** бөлүктө ылдамдык кайрадан басаңдайт. Ошондуктан талашсыз, эң кичине бурчтук ылдамдык  $\bar{\omega}$  -чекиттин абалына дал келет, ал эми эң чоң бурчтук ылдамдык  $\omega$  -чекиттин абалына дал келген болот. Демек,  $(A_{opt})_{max}$  бул учурда  $T_{кый}$  жана  $T_{кар}$  диаграммалардын арасындагы, **ав** бөлүкчөдөгү аянтчадан табылат.

### 6.3. Маховиктин инерция моментин эсептөө жана механизмдин келтирилген тогоосунун маховик менен болгон кыймылынын мыйзамы

Маховиктин  $J_{\omega}$  инерциялык моментин түрдүү ыкмалардан аныктоого болот. Виттенбауэрдин ыкмасын карап көрөлү. Жогортон бизге белгилүү болгон,  $T_{кый} = f(J_{кый})$  энергомасса берилген болсо, анда ал аркылуу, эң чоң жана эң кичине бурчтук ылдамдыктарды жана андан кийин  $\delta$ -тең өлчөмсүздүк коэффициентин жеңил эле аныктоого болот.

Азыр бизге эсепти тескери чыгаруу керек, берилген  $\delta$  тең өлчөмдүк коэффициентти жана орточо бурчтук ылдамдык берилген болсо, маховиктин инерциялык моментин аныктоо зарыл. Ал үчүн, алдын ала толук эмес  $\Delta T = f(J_{кый})$  энергомасса диаграммасын тургузуп алуу зарыл. Мындай диаграмманы жеңил эле тургузууга болот. Чындыгында эле, машинага таасир эткен, кыймылдаткыч жана каршылык күчтөр белгилүү болсо, анда ар убакта, ушул күчтөрдүн келтирилген моменттеринин чоңдуктарын аныктоого мүмкүн жана андан кийин интегралдап, механизмдин ар бир абалы үчүн  $\Delta T$  аныкталат:

$$\Delta T = A_{opt} = \int_0^{\varphi} (M_{кый} - M_{кар}) d\varphi.$$

Андан кийин, механизмдин ар түрдүү абалы үчүн, белгилүү ыкма менен анын  $J_{кый}$  келтирилген инерциялык моменти аныкталат.



$$J_M = \mu_J [O^1 m]$$

Машина берилген тең өлчөмдүк коэффициентте кыймылдаш үчүн, машина коюлуучу маховик. Кээде  $\varphi_{\max}$  жана  $\varphi_{\min}$  бурчтар бири биринен аз айырмалангандыктан ( $\delta$  аз маанисинде), жанымалар чийменин чегинен кесилишпейт. Мындай учурда маховиктин инерциялык моменти төмөнкүчө аныкталат. 5.3-сүрөттөн көрүнүп турат:

$$tg\varphi \max = \frac{km}{O^1 m}, \quad tg\varphi \min = \frac{\ell m}{O^1 m}.$$

Кемитип, андан алабыз:

$$tg\varphi \max - tg\varphi \min = \frac{km - \ell m}{O^1 m} = \frac{k\ell}{O^1 m}.$$

Бирок, (5.4) теңдемеден келип чыгат:

$$tg\varphi \max - tg\varphi \min = \frac{\mu_J}{\mu_T} \omega_{\text{орп}}^2 \cdot \delta.$$

Акыркы барабардыктын оң жагын барабарлап, андан алабыз:

$$\frac{k\ell}{O^1 m} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \omega_{\text{орп}}^2 \cdot \delta,$$

$$O^1 m = \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \frac{k\ell}{\omega_{\text{орп}}^2 \cdot \delta}.$$

же

$O^1 m$ -кесиндини  $\mu_J$  масштабы маховик-күүлөнткүчтүн инерциялык

$$J_M = \frac{\mu_T \cdot [k\ell]}{\omega_{\text{орп}}^2 \cdot \delta}.$$

моменти болот, же жыйынтыгында:

Жанымалар ордината огунда кескен кесиндини өлчөп алуу, эч кандай кыйынчылыкты туудурбайт. Кээде ( $\varphi_{\max}$  жана  $\varphi_{\min}$  бурчтардын маанилери чоң болгон учурда) жанымалар  $\Delta T$  ордината огун чийменин чегинде кесишпейт. Бирок, алар абцисса огун  $C$  жана  $d$  чекиттерди кесишет. Анда,  $Oc$  жана  $Od$  кесиндилерди өлчөп алып,  $k\ell$ -кесиндини төмөнкүчө эсептеп алууга мүмкүн болот. 6.3-сүрөттөн көрүнүп тургандай:

$$OK = Oc \cdot tg\varphi \max;$$

$$Ol = Od \cdot tg\varphi \min.$$

андан

$$k\ell = Ol - Ok = Od \cdot tg\varphi \min - Oc \cdot tg\varphi \max.$$

#### 6.4. Маховикти орнотуучу тогоону тандоо жана анын өлчөмдөрүн аныктоо

Маховиктин инерциялык моментинин чоңдугу, ошондой эле анын өлчөмдөрү маховик орнотулуучу октолгоо күчтүн бурчтук ылдамдыгынан көз каранды. Чындыгында, кайсыл октолгогучка орнотулуусуна карабастан, маховиктин кинетикалык энергиясы машина иштегенде өзгөрбөөсү зарыл, б.а.

$$T_M = \frac{J_M \omega^2}{2} = \frac{J_M \cdot \omega_0^2}{2};$$

мында  $\omega$  – бурчтук ылдамдык  $J_M$  – маховиктин инерциялык моменти;  $J_{M_i}$  деген  $i$  тогоосуна орнотулган маховиктин өлчөмү,  $\omega_i$  – ошол тогоонун бурчтук ылдамдыгы. Бул теңдемеден

$$\frac{J_M}{J_{M_i}} = \frac{\omega_0^2}{\omega_i^2} \quad (6.5)$$

Мында,  $i$  тогоонун бурчтук ылдамдыгы канчалык чоң болсо маховиктин өлчөмү ошончолук кичине болору көрүнүп турат. Ошондуктан, маховикти жогорку ылдамдыктагы тогоого орноштуруу керек экендигин мурда да айткан элек.

Экинчи жагынан  $J_M$  турактуу болгондуктан жогорку шартты канааттандырыш үчүн  $\omega/\omega_0$  да турактуу болушу зарыл, б.а. маховиктин келтирүү тогоосу менен турактуу кыймыл өткөргүч катышты пайда кылгандай болуп байланышкан тогоого орнотуу керек. 6.4-сүрөттө дөңгөлөк түрүндө жасалган маховиктер көргөзүлгөн. Адатта маховик оор тогоолуу күпчөгү менен (чабактардын жардамы менен туташтырылган) дөңгөлөк түрүндө жасалат. Эгерде күпчөк менен чабактардын инерциялык өлчөмдөрүн эске албаса жана тогоонун орточо диаметрин  $D_{орч}$ , салмагын  $G$  десе, анда маховиктин инерциялык моменти төмөнкүгө барабар:

$$J_M = mR^2 = \frac{GD^2}{4g}.$$

$mD^2$  көбөйтүндү маховикти мүнөздөйт. Акыркы барабардыктан:

$$mD^2 = 4J_M. \quad (6.6)$$

алдык, эсептелген  $J_M$  күч моменттин мааниси боюнча массаны берип дөңгөлөктүн огунун диаметрин (обод) аныктоого мүмкүн, же диаметрди берип массаны аныктоого болот. Масса, диаметрдин

квадратна тескери пропорционалдуу. Маховиктин салмагын азайтуу үчүн диаметрдин чоңдугун чоң алуу зарыл, бирок мында маховиктин көлөмү жана айланма ылдамдыгы өсөт, берилген материал үчүн уруксат берилген чоңдуктан ашпоосу зарыл. Акыркы аткарылуучу шарт төмөнкүчө жазылат:

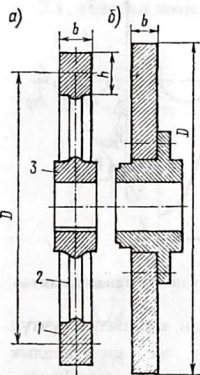
$$v = \pi D n / 60 \leq [\delta] \quad (6.7)$$

мында,  $v$  – маховиктин айланма ылдамдыгы:  $n$  – айланма жыштыгы ай/мин;  $[\delta] = 40 \text{ м/с}$ , болот материал үчүн:  $-100...150 \text{ м/с}$ . Маховик дөңгөлөктүн тогунун массасын  $v_{\text{ав}}$  көлөм жана тыгыздыгын  $\rho$  туюнтсак:

$$m = v_{\text{ав}} \cdot \rho = \pi \cdot D \cdot v \cdot h \cdot \rho.$$

Эгерде белгилөөнү киргизсек:  $\varphi_{\text{в}} = v/D$  жана  $\varphi_{\text{п}} = h/D$ , мында  $v$  – ны, ал эми  $h$  – тогундун калыңдыгы, андан алабыз:

$$m = \pi D^3 \cdot \rho \varphi_{\text{в}} \cdot \varphi_{\text{п}}$$



6.4-сүрөт. Эки түрдүү маховик көрсөтүлгөн. 1-тогун, 2-чабак, 3-күпчөк

эки түрдүү маховик

Ошентип, Виттенбаурдин ыкмасы (энергомасса) боюнча маховик дөңгөлөктү эсептөө удаасы менен төмөнкүчө жүргүзүлөт:

Акыркы туюнтманы эске алып жана (6.5) барабардыктан, маховик дөңгөлөктүн тогунун диаметри төмөнкүгө барабар:

$$D = \sqrt[3]{4J_M / (\pi \cdot \rho \cdot \varphi_{\text{в}} \cdot \varphi_{\text{п}})} \quad (6.8)$$

Курстук долбоорлоодо төгөрөктөп кабыл алууга болот:  $\varphi_{\text{в}} = \varphi_{\text{п}} = 0,15...0,2$ . Чоюн үчүн

$-\rho = 7100 \text{ кг/м}^3$ ; (6.6) формула боюнча маховиктин диаметрдин аныктап, (6.7) шарты боюнча текшерилет. Эгерде бул шарт аткарылган болсо, анда тогундун ээни, калыңдыгын төмөнкү көз карандылыгын аныкталат:  $v = D \varphi_{\text{в}}$  жана  $h = D \varphi_{\text{п}}$ . Эгерде (31) боюнча шарт аткарылбаса, анда ошол шарт боюнча диаметрдин чоңдугун табабыз:

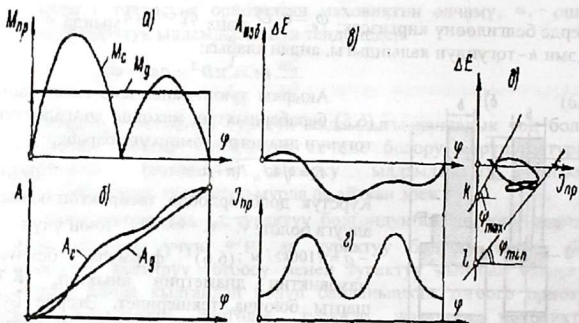
$D \leq 60[v] / \pi n$ , андан  $D \leq 60[v] / \pi n$  андан кийин (6.8) теңдемедеги

коэффициенти:  $\varphi_{\text{в}}$  жана  $\varphi_{\text{п}}$ , алар аркылуу тогундун ээни жана калыңдыгы аныкталат.

1. (5.16) формула боюнча кыймылга келтирүүчү күчтүн жана каршылык күчтүн келтирилген моменттеринин маанилерин эсептөө (ал үчүн алдын ала ылдамдыктын планын тургузуу керек) жана (6.4а-сүрөт) диаграммаларды тургузат:

$$M_{кый} = f(\varphi) \text{ жана } M_{кар} = f(\varphi).$$

1. Графикалык интегралдоо ыкма аркылуу кыймылга келтирүүчү күчтүн жана каршылык күчтөрдүн жумуштарынын диаграммаларынын  $A_{кый} = f(\varphi)$  жана  $A_{кар} = f(\varphi)$  тургузулат (6.5б-сүрөт). (толук бир циклда  $A_{кый} = A_{кар}$  бул ийри сызыктардын башталышы жана аягы бир циклда дал келүүсү зарыл.



6.5-сүрөт. Маховиктин инерция моментинин удаасы менен аныктоо

3. Кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушунан, каршылык күчтүн жумушун кемитип  $A_{арм}$  артык жумуштун же кинетикалык энергиясынын өсүшүнүн диаграммасы тургузулат. (6.4в-сүрөт):

$$A_{кый} - A_{кар} = A_{арм} = \Delta T = f(\varphi).$$

4. (6.11) формула боюнча, механизмдин ар бир абалы үчүн  $J_{кес}$  келтирилген инерциялык моментин эсептеп жана анын  $J_{кес} = f(\varphi)$  диаграммасын тургузат (6.5г-сүрөт).

5. Акыркы эки диаграммалардын негизинде толук болбогон  $\Delta T = f(J_{кес})$  энергомассанын диаграммасы тургузулат (6.5д-сүрөт).



6. (6.4) формула боюнча  $\varphi_{max}$  жана  $\varphi_{min}$  энергомассанын сызыгына жүргүзүлгөн жантак жаныма менен абсцисса огунун арасындагы бурчтардын маанилери аныкталат. Ошол бурчтар тиешелүү маанилери менен  $\Delta T = f(J_{...})$  ийри сызыгына тиешелүү жаныма жүргүзөбүз, ордината огун кескенге чейин жана ордината огун жанымалар кескен кесиндини өлчөп алабыз.

7. Төмөнкү формуладан маховик дөңгөлөктүн инерциялык моментин эсептейбиз:

$$J_M = \frac{M_T [кВ]}{\omega_{cp}^2 \cdot \delta}$$

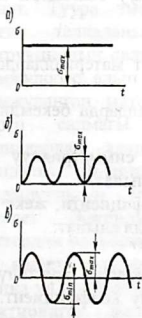
## VII ТАРАМ. МАШИНАНЫН ТЕТИКТЕРИН ДОЛБООРЛООНУН НЕГИЗДЕРИ

### 7.1. Иштөө жөндөмдүүлүгүнүн негизги көрсөткүчтөрү жана машинанын тетиктерин эсептөө

И ш е н и м д ү ү болуу үчүн, баарынан мурда, ар дайым иштөөгө жөндөмдүү абалда болуусу б.а. техникалык талап кылган чегинде тетиктер өздөрүнүн берилген функциясын так аткара турган болуусу зарыл.

И ш т ө ө ж ө н д ө м д ү ү л ү г ү н жалпысынан тетиктердин бир топ көрсөткүчтөр: бекемдиги, ийкемсиздиги, жешилбөөчүлүгү, жылуулукка туруштугу, титирөө бекемдиги менен мүнөздөлөт.

Ар бир көрсөткүчтөрдүн мааниси берилген тетик үчүн, алардын иштөө шартынан алынат. Бекемдик машинанын тетиктеринин эң керектүү иштөө жөндөмдүүлүгүн көрсөтөт. Бекемдикке эсептөөдө үч түрдүү негизги чыңалуунун убакыт боюнча өзгөрүүсүнөн айырмаланат: Берилген жүктө жана тандалып алынган материал боюнча анын өлчөмдөрүн жана формасын сынбастык, жетиштүү бекемдиги камсыз



#### 7.1-сүрөт

-статикалык чыңалуу (7.1,а-сүрөт); -нөлдүк циклдик чыңалуу (7.1,бсүрөт); -симметриялык циклдик чыңалуу (7.1,в-сүрөт).  
эсептөөнүн негизинде, кылынат.

Машинанын тетиктеринин бекемдигин баалоочу кеңири колдонуучу ыкма бул эсептеп алынган (жумушчу) эксплуатациялык

жүктөн пайда болгон чыңалууну уруксат берилген чыңалуу менен салыштыруу. Эгерде бекемдиктин шарты аткарылып, төмөнкү барабарсыздык аркылуу туюнтулган болсо бул талап канааттандырылат:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (7.1)$$

же

$$\tau \leq [\tau] \quad (7.2)$$

мында,  $\sigma$  жана  $[\sigma]$  тийиштүү жумушчу жана уруксат берилген нормалдык чыңалуулар.

$\tau$  жана  $[\tau]$ - тийиштүү жумушчу жана уруксат берилген жаныма чыңалуулар.

Машинанын тетиктерин бекемдиктин долбоорлоочу эсебинде, уруксат берилген чыңалуунун формулалары боюнча аныкталат:

$$[\sigma] = \sigma_{пред} / [n], \quad [\tau] = \tau_{пред} / [n],$$

мында,  $\sigma_{пред}$ ,  $\tau_{пред}$  чек чыңалуу (коркунучтуу), булардын пайда болуусунан тетиктин коркунуч чекитинде сынуу белгилери пайда болот же бейморттуу деформация пайда болот.

Четки чыңалуунун эсебинен:

1. Статикалык жүктөлүүдө жана морт-бейморт материалдарда  $-\sigma_T$  агуу чеги.
2. Статикалык жүктөлүүдө жана морт материалдарда бекемдиктин чеги  $-\sigma_e$ .
3. Чыңалуу, убакыт боюнча өзгөрүлмө жана симметриялуу цикл боюнча өзгөрсө,  $-\sigma_1$  чыдамдуулук чеги кабыл алынат.

Талап кылынган бекемдиктин запас коэффициенти, жекече үч запас коэффициентинин көбөйтүндүсүндөй кабыл алынат:

$$[n] = [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3] \dots$$

Мында,  $[n_1]$  табылган чоңдуктун жана жүктүн жүктөлүүсүн мүнөздөөчү тактыктын даражасын эске алуучу коэффициент. Так эсептелүүчү ыкмалар үчүн:  $[n_1] = 1.1 \dots 1.5$  ал эми тагыраак болбогон эсепте:  $[n_1] = 3 \dots 6$   $[n_2]$  материалдардын касиетинин бирдей эместигин эске алуучу даража коэффициенти.

Качан тетикке өзгөчө иштөө жөндөмдүүлүгүн талап кылганда  $[n_3] = 1 \dots 1.5$ , болот материалдар үчүн  $[n_2] = 1.2 \dots 1.5$ , чөйүн материалдар үчүн  $[n_2] = 3 \dots 6$   $[n_3]$ - коэффициент өзгөчө учурларда киргизилет.

Ошентип, бейморттук материалдан жасалган тетиктердеги статикалык жүктүн, жүктөлгөн анын уруксат берилген чыңалуусу:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3]}$$

жана

$$[\sigma]_p = (0,5 \dots 0,6) [\sigma]_p.$$

Бекем болбогон тетиктер иштей албайт. Машинанын бөлүктөрүнүн сынуусу бир гана токтоп калууга эмес, кээде коркунуч абалды түзүүсүн эске алуу керек. Тетиктердин сынуусу статикалык жана чарчоодон сынуу болуп айырмаланат. Качан жумушчу чыңалуунун чоңдугу,  $\sigma_e$  материалдын статикалык бекемдигинин чегинен ашып кеткен болсо, **статикалык сынуу** болот. Бул эсептөө учурда эске алынбай калган же тетиктеги жашырын деффекттен (жарака, материалдын көндөйүнөн ж.б.) кокусунан жүктүн бир нече эсеге ашып кетүүсүнө байланыштуу. Чарчап-чаалыгуу сынуу өзгөрүлмө чыңалуу узак убакыт бою таасир этүүсүнүн негизинде анын чоңдугу материалдын чарчоо бекемдигинин мүнөздөмөсүнүн чоңдугунан ашкан учурунда пайда болот. Инженердик эсептөөдө, эсептелүүчү схеманы тандап алууга жана уруксат берилген чыңалуунун чоңдугуна абдан чоң көңүл бурулат. Туура эмес, тандалып алынган бекемдиктин запасы, тетикти талкаланып сынууга алып келет же болбосо конструкциянын салмагынын өсүүсүнө жана материалды көбүрөөк коромжулоого алып келет. Чоң масштабдагы машина өндүрүүдө, коромжуланган материалдын мааниси абдан чоң ролду ойнойт. Негизги салмагы эбегейсиз өскөн автоунаага окшогон машиналардан, алардын эксплуатациялык мүнөздөмөсүн кескин төмөндөтөт. Жешилүү тийишип турган тетиктердин иштөө жөндөмдүүлүгүн мүнөздөөчү керектүү көрсөткүчтөрү болуп эсептелет. Жешилүү процессинде сүрүлүүнүн негизинде тетиктердин өлчөмдөрүнүн акырындап азаюусуна жана көбөйүүсүнө алып келип, мындан тетиктин формасы да өзгөрүлүшү мүмкүн. Машина үндүү иштеп, динамикалык күчтү пайда кылат. Кыймылдуу бириктирилген машиналардын тетиктеринин 90% чейинкиси жешилүүнүн негизинде иштен чыгат. Жешилүүнүн негизинде, пайдалуу аракет коэффициенти, бириктирүүнүн тактыгы, ишенимдүүлүгү, көпкө иштемдүүлүгү жана машинанын тетиктеринин үнөмү кескин төмөндөйт. Тетиктердин жешилүүсү, машинанын эксплуатациялык баасын кескин түрдө өстүрөт, алардын абалын мезгил-мезгили менен текшерип, ремонттоого байланыштуу, анын токтоп калуусуна жана өндүрүмдүүлүгүнүн азаюусуна алып келет. Жешилүүнүн ар түрдүү түрлөрү бар: чарчоо, абразивдик, эрозиялык, механика-коррозиялык ж.б.

Машинанын тетигинин жешилишин интенсивдүүлүгү, анын формасынан өлчөмдөрүнөн, физика-механикалык касиеттеринен, жүктөлүү шартынан, ошондой эле майлоочу майлардын физика-механикалык касиеттеринен көз каранды. Тийишип турган тетиктердин жешилүүсүн азайтуу үчүн антифрикциондук материалдар жана беттерди иштетүүчү атайын химико-жылуулук технологиялар колдонулат.

**Ийкемсиздик – бекемдиктин** катарында бирден-бир керектүү эсептелүүчү критерийлеринен болуп эсептелет. Көпчүлүк учурда, бир гана ийкемсиздиктин шарты боюнча тетиктердин өлчөмдөрү аныкталат. Октолгоочтордун ийкемсиздиги жетиштүү жогору болгондо гана муунакжаздыктын жана кыймыл өткөргүчтүн канааттандыраарлык иштөөсүнө жетишүүгө болот. Машинанын тетиктери, көлөмдүк жана тийишүү ийкемсиздиги болуп айырмаланат; мындай эсептөөлөрдө, тетиктердин бардык материалдарынын деформациядагы жылышуудан чектейт. Тийиштүү ийкемсиздикке эсептөөдө, деформацияга байланыштуу болгон катмар беттин жылышын чектейт. Тетиктердин ийкемсиздик нормасын эсептөөдө жана практикада эксплуатациялоонун негизинде бекитилет. Бекемдиги жогору болгон материалдарды кенен масштабда колдонууга байланыштуу, ийкемсиздикке эсептөөнүн мааниси өсүүдө.

Анда бекемдик ( $\sigma_e$  жана  $\sigma_T$ ) мүнөздөмөлөр өсүп,  $E$ –серпилгич модулу өзгөрүлбөстөн калат.

**Температурага чыдамдуулугу** – көптөгөн тетиктердин иштөө жөндөмдүүлүгүнүн керектүү критериясы. Кээ бирки машиналардын иштөөсүндө, сүрүүгө байланыштуу, жылуулук пайда болот. Жылуулук кыймылдаткычтын машинанын, прокаттык тестердин иштөөсүнөн бир топ жылуулук пайда болот. Чон даражадагы жылуулуктун бөлүнүп чыгуусу, машинанын тетиктеринин иштөө жөндөмдүүлүгүн басаңдатат жана анын сапаттуу иштөөсүн начарлатат. Болоттон жасалган тетиктерден 300...400° С жогору болгон температурада жана жеңил куймаларда жана пластмассалык тетиктердин бир кыйла механикалык касиетин (бекемдик чегин, агуу чегин, чыдамдуулук чегин ж.б.) басаңдатат. Жогорку даражадагы температуранын узак убакытка таасир этүүсүнөн машинанын тетиктеринде жылышчаактыгы башталат б.а. тарактуу жүктө үзгүлтүксүз жылышчаактык деформация башталат. Жогорку температура, тийишип турган тетиктердин ортосундагы

май катмарынын коргоо мүмкүнчүлүгү азаят, демек, ушул тетиктердин желүүсүнө алып келет. Тетиктердин эбегейсиз жылуулугу, тийишкен беттин касиетин (мисал, тормузда жана муфтада сүрүлүү коэффициентин басаңдатат), муунакжздыктын жылчыгы өзгөрөт жана машинанын тактыгы азаят. Тиштүү дөңгөлөктүү жана тиш буроочу кыймыл өткөргүч механизмдердин жылуулук бөлүп чыгарууга эсептөө, жылуулук баканынын теңдемесин түзүүгө негизделет. Эсептөөдө механизмдин анык көтөрүлгөн температурасын, уруксат берилген температура менен салыштырылат.

**Титирөөгө-термелүүгө турактуулугу-титирөө** кошумча өзгөрүлмө чыңалууну пайда кылат жана тетиктерди чарчап сынууга алып келет. Кээ бир учурда титирөө машинанын иштөө сапатын басаңдатат. Мисалы, металлдарды кесүүчү тестерде титирөө иштетүүнүн тактыгын басаңдатат жана иштелип жаткан беттин сапатын начарлатат. Көбүнчө термелүү менен кесүү коркунучтуу болот.

Машинанын ылдамдыгынын өсүшүнө байланыштуу, титирөөнүн коркунучу өсүүдө, ошондуктан термелүүгө эсептөөнүн мааниси да өсүүдө. Тетиктерди жөнөкөй титирөө турактуулукка эсептөө материалдын каршылыгындагы формулалар боюнча жүргүзүлөт, ал эми татаалыраак эсептөө атайын адабияттардан каралат.

## 7.2. Машина куруудагы материалдар

Машина куруудагы негизги материалдар: бул көмүртек кошулмасы 2% ге чейин болгон темир менен көмүртек эритмеси; чоюн бул көмүртек кошумчасы 2% ден жогору болгон темир менен көмүрдүн эритмеси; түстүү металлдардын эритмеси; пластмассалар бул синтетикалык же жаратылыштык жогорку молекулярдык чайырдын негизиндеги материалдар; андан тышкары, кээ бирки тетиктерди жасоо үчүн, жыгач, резина, тери, графит, асбест, металлокерамика ж.б. материалдар кенен колдонууда.

**Конструкциялык** болот материалы- машина курууда кенен колдонуучу материал. Алар көмүртектүү жана магыздалган, атайын кошунду болуп бөлүнөт. Мисалы, хром, никель ж.б.

Көмүртектүү конструкциялык болот материалы эки категорияга бөлүнөт: кадимки сапаттуу көмүртектүү болот (ГОСТ-380-71), өз кезегинде А тобуна, механикалык касиеттери боюнча жөнөтүлгөн, В



тобуна химиялык касиеттери боюнча жөнөтүлгөн болуп бөлүнөт. Сапаттуу конструкциялык көмүртектүү болот (ГОСТ 1050-74), алар өз кезегинде I-тобунда марганецтин нормалдуу кошулган жана 2-тобуна марганецтин жогорулатып кошулган болуп экиге бөлүнөт. Көмүртектүү болот, көмүртектин кошулмасы боюнча, көмүртектин кошундусу 0,25% ке чейинки, төмөнкү көмүртектүү, көмүр кошундусу 0,25...0,6% түзгөн орточо көмүртектүү жана көмүрдүн кошундусу 0,6...2% ти түзгөн жогорку көмүртектүү болуп бөлүнөт.

К о н с т р у к ц и я л ы к магыздалган болоттор (ГОСТ 4543-71) элементтердин кошундулары боюнча хромдуу, хромникелденген ж.б. болуп айырмаланат. Сапаты боюнча сапаттуу жана жогорку сапаттуу болуп бөлүнөт. Андан тышкары, магыздалган болот, кошулма элементтерге жараша: кошулма 2...5% чейинкини төмөнкү магыздалган, кошунду 2,5...10% түзсө орточо магыздалган жана 10% жогору болсо, жогорку кошулмалуу болуп бөлүнөт.

Машинанын тетиктеринин даярдамасын жогоркуда келтирилген материалдардан жана кээ бирки болот материалдарынан басым менен иштелип алынат. Машинанын кээ бирки тетиктеринин даярдамалары көмүрлүү (ГОСТ 977-75) же кошулмалуу болотту эритип куюу жолу менен алат. ГОСТ 977-75 алынган көмүрлүү болоттун куймасы үч топко бөлүнөт: I кадимки сапаттуу куйма; II жогорулатылган сапаттуу куйма жана III өзгөчө сапаттуу куйма.

К а д и м к и сапаттуу көмүртектүү болот, көбүнчө температура менен иштетилген машинанын тетиктерин жасоо үчүн колдонулат, ал эми конструкциялык сапаттуу болот температура менен иштетилүүчү машинанын тетиктерин жасоодо колдонулат. Магыздалган болот материалы өзгөчө жооптуу машинанын тетиктеринде, жогорку бекемдикте болуу менен бирге түзүлүшү чакан жана массасы боюнча жеңил, коррозияга турактуу болгон конструкцияны талап кылган учурларда колдонулат. Көмүртектүү болот материалынын куймасынан чоң жүктүн таасиринин астында турган же согулууда татаал формадагы машинанын тетиктерин алууда колдонулат. Магыздалган болот куймасынан, өзгөчө жооптуу формасы татаал, ошондой эле кандайдыр спецификалык касиеттүү тетиктерди алууда колдонулат.

Болот материалдардын жана ар түрдүү металл куймаларынын механикалык жана башка касиеттерин жогорулатуу үчүн



температуралык жана химико температуралык иштетүү кенен колдонулат.

Болот материалдарды температуралык иштетүүнүн түрлөрү болотту күйгүзүү, нормалдаштыруу, жакшыртуу, бошотуу, бышыгуу жана бошондотуу.

**Б о л о т т у к ү й г ү з ү ү** (отжиг) – болотту белгилүү температурага чейин ысытып, ушул температурада, белгилүү убакытта кармап туруп, андан кийин жай-баракат суутулат. Болотту күйгүзүүнүн негизинде, болотто тең салмактуу структуралык түзүүчүлөр пайда болот.

Болотту күйгүзүүнүн жардамы менен болоттун структурасындагы анын формасын жана өлчөмүн өзгөртүүгө мүмкүн болот, андан, бир түрдүү болбогон, анын химиялык бөлүгүн жок кылып, зыяндуу ички чыңалууну азайтат жана ушуга байланыштуу болоттун сапаты жогорулайт.

Күйгүзүү менен механикалык иштетүүдөн кийин калган машинанын тетигиндеги калдык чыңалууну азайтат, ошондой эле анын катуулугун басаңдатып жана анын механикалык иштетүүсүн жакшыртат.

**Б о л о т т у н о р м а л д а ш т ы р у у** -деп качан болотту жогорку критикалык чекиттен (7230) 30...50°-га жогору ысытып жана ошол температурада кармап, абада суутуп температуралык иштетүү түрүн айтабыз. Ошентип, күйгүзүүдөн нормалдаштыруу айырмаланып, тетикти бачымыраак (болжолдоп алганда 2 эсеге) суутуудан айырмаланат. Нормалдаштыруу арзан операция болуп эсептелет, күйгүзүүгө караганда, себеби, мында печка бир гана ысытуу үчүн колдонулат. Ал эми суутуу печкасыз жүргүзүлөт. Аз көмүрөктүү болотту нормалдаштырууга сунуш кылынат, себеби күйгүзүүдөн жана нормалдаштыруудан кийин алардын структурасында практикалык жактан айырмасы байкалбайт.

**Нормалдаштыруу** куймада майда бөлүкчөлүү структураны алуу үчүн колдонулат.

**Б о л о т т у б ы ш ы р у у** – бул температуралык иштетүү операцияда, болотту аустениттин структурасы пайда болгонго чейин ысытып, ошол температурада белгилүү убакыттын ичинде кармап, андан кийин бачым суутат. Суутуучу материал катары суу, май, туздардын суудагы эритмелери колдонулат. Болотту бышыруу көбүнчө, болоттон жасалган тетиктердин катуулугун жана бекемдигин жогорулатуу үчүн колдонулат.

**Болотту бошондотуу.** Бышытылган болот чыңалуу абалында турган болот, ошондуктан ал мортураак структурага ээ. Болот материалынын касиетин жакшыртуу үчүн жана көпкө иштөө жөндөмдүүлүгүн жогорулатуу үчүн ички чыңалууну алып салуу зарыл, жок дегенде аны азайтуу керек. Ал үчүн болоттон жасалган тетик же буюм бышыруудан кийин, ар дайым экинчи жолу кайталанып ысытылат, критикалык чекиттен төмөн болгон температурага чейин ( $723^{\circ}$ ) жана ошол температурада кармап туруп, жай баракат же бачым суутат. Болотту мындай температуралык иштетүү **бошондотуу** деп аталат.

Ысытуу, бошондотууда абдан жооптуу операция болуп эсептелет. Ошондуктан, туура температураны тандап алууга жана ошол температурада кармап турууга өзгөчө көңүл буруу зарыл. Бошондотууну дароо эле күйгүзүүдөн кийин жүргүзүү зарыл. Ушундай шартты сактабаган учурда тетикте жарака пайда болушу мүмкүн.

**Болотту химия-температуралык иштетүү.**

Болотту жылуулук менен иштетүү процессинде, металлдын бир гана структурасы өзгөрбөстөн, анын бетинин катмарынын химиялык составы дагы өзгөргөн болот, мындай жылуулук операцияны химиялык-жылуулук иштетүү деп аталат.

Химиялык-жылуулук иштетүүнүн жардамы менен металлдын түрдүү кыртышында, химиялык составы бирдей болбогон кыртышты алууга мүмкүн болот, демек, ар түрдүү түзүлүштө болгон тетикти алууга болот.

Көп сандаган тетиктер жана буюмдар кездешет, ал металлдын катмар бетинин түзүлүшү башкача болуусу зарыл, ички катмардын түзүлүшүнө караганда. Мисалы, тиштүү дөңгөлөктүн тиши иштөө процессинде катуу сүрүлүүгө дуушар болот, ошондуктан алар чоң катуулукка ээ болуусу зарыл. Бирок, дөңгөлөктүн металлынын ички катмары жумшак жана илешимдүүлүгү жакшы болуп, алар соккудан жана термелүүдөн талкаланып сынбоосу керек. Демек, тиштүү дөңгөлөктүн бети катуу жана ортосунда жумшак болуусу зарыл.

Металлдын бетинин катмарынын химиялык составын өзгөртүш үчүн, анын бетин керектүү химиялык элементтер менен кандыруу зарыл. Химиялык-жылуулук иштетүү көпчүлүк төмөнкү максатка жетүү үчүн колдонулат:

1) Катуурак жешилүүгө турактуу болгон бетти алуу үчүн;

2) Коррозияга турактуу каршы турган бетти алуу үчүн. Көбүрөөк колдонуучу химиялык-жылуулук иштетүүнүн негизги түрү, металлды цементтөө болуп эсептелет.

**Болотту цементтөө.** Болоттон жасалган тетиктердин жана жасалгалардын беттерин көмүртек менен каныктыруу процессин цементациялоо деп аталат. Жешилүүгө согулуп урулган жана титирөөгө дуушар болуп иштеген тетиктер, жасалгалар цементацияланат. Мындай тетиктердин беттери катуу бышырылган жешилүүгө жакшы каршы турган, ортосу жумшак согулуп урунууга жана титирөөгө чыдамдуу жөндөмдүүлүгү болуусу зарыл.

Көбүнчө 0,12...0,25% көмүрөктүү болот материалдары цементацияланат. Көбүрөөк жүктөлгөн жасалгалар үчүн, атайын химиялык элементтери бар болоттор колдонулат: хром, никель ж.б.

Цементациялоонун негизинде, металлдын бетинин катмарына көмүртек составы 0,9...1,0% чейин көбөйөт. Көмүртектин составын көбүрөөк көбөйтүүнүн зарылдыгы жок, себеби, металлдын кыртыш бетти абдан морт болуп жана ушаланып кетүүсү мүмкүн. Көпчүлүк учурда цементациялоо 0,5...2мм тереңдикте жүргүзүлөт. Цементациялоодо, тетиктик же жасалганы критикалык чекиттен жогору болгон температурада ысытылат жана көмүрөкти көбүрөөк абада узак убакыт бою кармайт.

**Азоттоштуруу.** Тетиктин бетинде жогорку катуулукту жана коррозияга турактуу болгон бетти алуу зарыл болгон учурда химиялык-жылуулук иштетүү азоттоштуруу колдонулат. Азоттоштуруу процессинин мааниси тетиктин же буюмдун бетин азот менен кандыруу болуп эсептелет. Азоттолгон тетиктин бети, жогорку катуулугу менен айырмаланат, андан тышкары, ал суу, кар кээ бир кислоталарга жана туз сыяктуу чөйрөлөрдөгү коррозияга жакшы каршылык көргөзө алат. Азоттоштурулгандан кийин тетиктин катуулугун жана коррозияга турактуулугунун өсүшүнүн жетишине себеп болуп, анын кыртыш бетинде абдан майда литриддердин пайда болуусу, азот металл менен химиялык кошулгандыгы менен түшүндүрүлөт. Азоттошуу процесси 500°...600° температурада жүргүзүлөт. Ушул температурада аммиактын түзүлүш бөлүгүнөн азот жана суутек бөлүнөт. Пайда болгон атомардык азот тетиктин бетине сиңип калат.

**Циандаштыруу.** Циандаштыруу - бул химиялык-жылуулук иштетүү операциясы; мында тетиктин бети бир эле убакта көмүр жана азот менен каныктырылат. Циандаштыруу-тетиктин же

жасалганын катмар бетинде жука абдан катуу болгон бетти алууда колдонулат. Циандаштырууну эритилген тузда, цианит (CN) бар газдуу чөйрөдө жүргүзүүгө мүмкүн болот. Төмөнкү температурадагы циандаштырууну тез кесүүчү болот аспабынын чыдамдуулугун жогорулатуу үчүн колдонулат. Бул операция акыркы операция болуп эсептелет жана аспапты жылууулук операциядан кийин жүргүзүлөт.

**Ч о ю н д а р** - машина куруу материалы катары абдан кенен колдонууга ээ болууда. Алар **күрөң** чоюн жана **ак** чоюн болуп айырмаланат; **күрөң** чоюнда көмүртек өзүнчө графит түрүндө, ак чоюнда көмүртек цемент ( $Fe_3C$ ) түрүндө кездешет. Ийлөөчү чоюн күйгүзүү жумшалат ак чоюндан алынат. **Күрөң чоюн** (ГОСТ1412-79) – негизги куюучу машина куруучу материал. Ал жакшы куюучу жана жетиштүү механикалык касиетке ээ боло алат жана куюлган металл куймасы арзаныраак болот. Жооптуураак машинанын чоюн тетиктери үчүн түрдөтүлгөн болоттор болгон жогорку бекемдиктеги чоюн колдонулат. Бекемдиги жогору чоюн (ГОСТ7293-79) магнийдин кошундусунун кошулгандыгынын себебинен, кадимки күрөң чоюнга караганда механикалык касиети бир кыйла жогору.

Ак чоюн, күрөң чоюнга салыштырганда начар куюлуу касиетке ээ болот, абдан катуу жана кесүүгө кыйындык менен берилет. Ошондуктан аны колдонуу, машинанын кээ бир жешилүү иштеген тетиктери менен гана чектелет. Ийлөө чоюн (ГОСТ1215-79) машина иштеген учурда пайда болгон согулуу жүктү пайда болгон машинанын тетиктерин жасоодо колдонулат, мисал тетиктер үчүн текстилдик, айыл-чарбалык, темир жол машиналарынын тетиктери үчүн колдонулат.

### **Түстүү металлдардын эритмелери.**

Азыркы машина курууда, өзгөчө прибор курууда түстүү металлдар жана алардын эритмелери менен колдонулууда. Алар көптөгөн баалуу физикалык жана химиялык касиеттерге ээ: электр өткөрүмдүүлүгү, жылууулук өткөрүмдүүлүгү, ар түрдүү магниттик мүнөздөмөлөрү боюнча. Кээ бир түстүү металлдар, аз салыштырма салмагы менен айырмаланат (алюминий, титан, магний).

Өзгөчө, машина курууда кенен колдонулат, алюминийдин, жездин, магнийдин жана титандын негизиндеги эритмелер жез жана анын эритмелери. Жездин өзгөчө айырмасы болуп, анын жогорку электр өткөрүмдүүлүгү ошондой эле жылууулук өткөрүмдүүлүгүндө. Жез, атмосфералык шартта, ошондой эле сууда коррозияга абдан



туруктуу. Ал жогорку температурада темирге жана болотко караганда көбүрөөк окистелет.

Таза жез, салыштырмалуу механикалык касиети жогору болбогондуктан жана кээ бир технологиялык касиеттери боюнча машинанын тетиктерин жасаш үчүн аз колдонулат. Көргөзүлгөн максат үчүн, бекемдиги боюнча жогору болуп айырмаланган жана абдан куюуга жакшы касиетке ээ болгон, жездин негизиндеги эритмелер колдонулат. Көбүрөөк колдонуучу техникалык жездин эритмеси латунь жана бронза болуп эки топко бөлүнөт.

**Л а т у н д а р.** Латунь-бул жез менен цинктин эритмеси. Цинктин, латундагы кошундусу көпчүлүк учурда 45% дан(пайыздан) ашпайт.

Түзүлүшү боюнча, демек жана касиети боюнча латунь, андагы цинктин кошундусунан көз каранды. Эгерде цинк 39% аз болсо, анда латунь бир фазалуу структурага ээ болот. Мындай латунь  $\alpha$ -латунь деп аталат жана жумшактуулугу жана бай морттугу боюнча айырмаланат.

ГОСТ боюнча латунь төмөндөгүчө каралат: латунь Л-тамга менен белгиленет андан кийин экилик сан коюлат, жездин процентин калганы цинктин процентин түзөт. Мисалы, латунь Л68 маркасында, 68% жез жана 32% цинкти түзөт.

Татаал маркадагы латундар Л-тамгадан башка дагы бир топ тамгалар болот, латундун составындагы кошунду элементтерди көрсөтөт.

Латунь маркасынын тамгасынан башка, бир топ сандар болот, алардын биринчи эки саны, жездин кошундусун, ал эми калгандары кошунду элементтердин процентин көргөзөт. Мисалы, латунь ЛКС80-3-3 маркасында 80% жез, 3% кремний, 3% коргошун ал эми калганын 14% цинк түзөт. Латундар электр зымдарын, гильзаларды электр аппаратуралардын тетиктеринин арматуралары, электр машинаны ж.б. жасоодо колдонот.

**Б р о н з о л о р.** Бронза деп жездин негизинде калайдын, алюминийдин, коргошундун, кремнийдин, берилийдин, хромдун, сурманын кошундуларын кошкондон алынган эритмени айтат. Ошого тиешелүү бронзолор айырмаланат: калайлуу, хромдуу, кремдүү, коргошундуу ж.б. Кээ бир бронзого, ошондой эле темир, никель, марганец, цинк кошундулары кошулат. Бронзолор, коррозияга жогорку турактуулугу жана кесүүгө жакшы иштемдүүлүгү менен айырмаланат. Алардын көпчүлүгү жогорку

антифрикциондук касиетке ээ б.а. сүрүлүү шартында жакшы иштейт. Бронзолор төмөнкүчө маркаланат: марканын башталышында Бр (бронза) тамгасы коюлат, андан кийин бронзанын составына кирген элементтердин тамга белгиси коюлат жана андан кийин сандар, орточо элементтердин кошундусунун пайыздын көргөзөт. Мисалы, бронза БРОФГО-1 маркасы 10% калайдан, 1% фосфордон жана 89% жезден турат: бронза БРАЖ 10-4-4 маркасында - 10% алюминий, 4% темир, 4% никель, 82% жез жана башка кошундулар түзөт. Машина курууда колдонуучу калайлуу бронзанын составын 10%дан ашпаган калай түзөт, андан көбүрөөк болгондо бронзо, бир кыйла морттугу боюнча айырмаланган болот. Калайлуу бронзанын жышылышын жакшыртуу үчүн, ага анчалык чоң болбогон коргошун кошулат, ал эми жакшыртуу үчүн жана бекемдигин жогорулатууда калай цинк менен алмаштырылат.

**Б а б б и т т е р** – түстүү металлдардын эритмеси жогорку антифрикциондук касиеттүү сыйгалануучу жаздыктын кепилин (вкладыш) куюуда колдонулат. Баббиттер жогорку калайлуу болуп айырмаланат, алар калай менен сурма жана жез эритмелеринде калайдын кошундусу 70% жогору болот: калай коргошундуу баббит 5...20% калай, 15% жакын сурма жана 65...75% коргошундан турат: жогорку калайлуу бабиттер, абдан кубаттуу муунакжаздыкта жана жооптуу машиналарда колдонулат, мисал, авиациялык кыймылдаткычта, буу турбиналарда ж.б. Калган бабиттер орточо жооптуу машиналардын муунакжаздыгында жана оор машиналарды курууда колдонулат.

**П л а с т м а с с а л а р** (байморттук масса)-синтетикалык же жогорку молекулярдык чайыр жасалат, көпчүлүк учурда башка кошундуларды, боңкторду жана башка заттарды кошуу керектүү болгон физикалык жана химиялык касиеттерин алат. Ошентип, пластмассаны таза чайыр же чайырдын композициясындай кароого болот. Пласстмассада чайырды толуктоочулар болуп бириктирүү (байланыштыруучу) элементтер болуп эсептелет. Толуктоочулар (жыгач уну, пахтанын тараны, кагаз, кагаз пахта тканы, асбест, графит, айнек тканы ж.б.) жакшыртуу үчүн жана механикалык, антифрикциондук, диэлектрикалык жана башка касиеттерин өзгөртүш үчүн колдонулат. Машина курууда пластмассанын материал катарында кенен таралышы кээ бир пластмассалардын түрлөрү көптөгөн оң касиеттерге ээ, тыгыздыгы аз, механикалык бекемдиги канааттандыраарлык, химиялык чыдамдуулугу, жогорку



антифрикционалдык касиети, жогорку электроизоляцияндук касиети, оптикалык жакшы касиети, салыштырмалуу ар түрдүү машинанын тетиктерин жана башка нерселерди жасоодо эмгек сыйымдуулугу анчалык чоң эмес жана көпчүлүк учурда баасы арзан. Көптөгөн пластмассанын түрүнүн ичинен машина курууда колдонулат. Фенопластыр · амидопласты, винипласты, этилемопласты, фторопласты жана айнек пластиктер.

**Резина** - натуралдык же синтетикалык каучуктун негизинде жасалат. Резина термелүүнү жакшы басаңдатат, жешилүүгө жакшы каршылык көргөзөт жана жогорку диэлектрдик касиетке ээ. Резинадан шиналарды, амортизаторлорду, муфтанын серпилгич элементтерин кыймыл өткөргүч куралды тыгыздоочу шакектерди, электроизоляцияндук тетиктерди ж.б. 40..60% күкүрттөн турган катуу резина, э б о н и т деп аталат. Аны электр өндүрүш тармагында колдонот.

**Терни** - бекемдиги жогору жана ийкемдүү болгондуктан, кыймыл өткөргүч нурларды муфтанын амортизацияндук тетиктерин, тыгындоочу шакектерди, прокладкаларды жасоо үчүн колдонот.

**Графит** - жакшы электр өткөргүч жана жылуулук өткөргүчтүгүнө ээ, жогорку температурага чыдамдуу (эрүү 3850° С жакын) жана сүрүлүү коэффициенти кичине. Андан, электроддорду, отко чыдамдуу тетиктерди, сүрүлүүчү жаздыктын кепилдердин (вкладыштарын) жана башка антифрикционалдук тетиктерди, ошондой эле машинанын тетиктеринин тийишип турган беттерин майлоо үчүн колдонулат

#### **Текшерүүчү суроолор:**

1. Машиналардын тетиктеринин конструкциясына кандай негизги талаптар коюлат?
2. Машиналардын тетиктеринин иштөө жөндөмдүүлүгү деген эмне, жана кандай критерийлер менен бааланат?
3. Тетиктердин бекемдиги деген эмне?
4. Машиналардын тетиктеринин талкаланып сынуусунун кандай түрлөрү бар?

## VIII ТАРАМ. ШПОНКАЛУУ, ТИШТҮҮ ЖАНА КАПТАЛ БЕТТҮҮ БИРИКТИРҮҮ

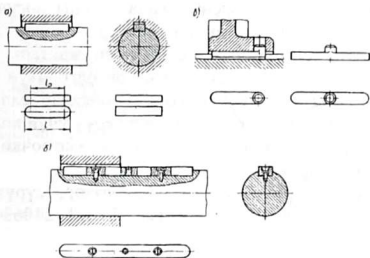
Шпонкалуу, тиштүү (шлицалык) жана профилдүү бириктирүүлөр тетиктерди окторго жана октолгоочторго бекитүү үчүн колдонулат. Андай тетиктерге жылгалуу чыгырыктар (шквивтер), тиштүү дөңгөлөктөр, муфталар маховиктер, урчуктар ж.б. кирет. Бирикмелер негизинен айланма толгоочу момент менен жүктөлөт.

### 8.1. Шпонкалуу бириктирүү

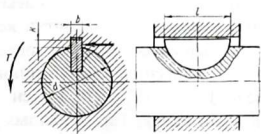
Шпонка толгоо momenti октолгоочтон тетиктин күпчөгүнө (ступицасына) (тиштүү дөңгөлөккө) шквивке ж.б. өткөрүп берүү үчүн колдонулат же тескерисинче күпчөктөн октолгоочко кээ бир учурда шпонканын толгооч моментин өткөрүүдөн башка дагы октолгоочко олтургузулган күпчөктү ок багыты боюнча багыттап бекитет. Шпонканын негизги түрлөрү стандартталган. Бардык шпонканын түрүн шынаалуу жана призмалык кылып бөлүүгө мүмкүн. Шпонканын биринчи тобун чыңалуу, ал эми экинчи тобу – чыңалуусуз бириктирүүнү түзөт. Чыңалуусуз шпонкалуу бириктирүү призмалык (8.1-сүрөт) жана сегменттик шпонкалардын жардамы аркылуу (8.2-сүрөт), ал эми чыңалуусу болсо – шынаалуу шпонка аркылуу (8.3-сүрөт) ишке ашырылат. Призмалык шпонкалар колдонушу боюнча айырмаланат.

Кадимки (ГОСТ 23360-78 и СТ СЭВ 189-75, 8.1а-сүрөт) жана бийигирээк (ГОСТ 8790-79 8.1б-сүрөт) күпчөк менен октолгоочту кыймылсыз бириктирүү үчүн колдонулат; багыттоочу (ГОСТ 8790-79 8.1б-сүрөт) качан күпчөк октолгооч боюнча жылууга мүнкүнчүлүгү болгон учурда колдонулат; сыйгалануучу (8.1в-сүрөт), октолгоочтун узундугу боюнча күпчөк менен бирге жылышат жана качан күпчөктү чоң аралыкка жылдырууну талап кылган учурда колдонулат. Багыттоочу шпонканы октолгоочко буралмалар аркылуу бекитилет, ал эми жылуучу тетикти күпчөк менен цилиндрдик формадагы дөңсөө аркылуу бириктирилет.

Октоолгоочтун оюгуна олтургузулган шпонка **кийгизилүүчү шпонка** деп аталат. Болжолдоп алганда анын бийиктигинин жарымы октолгоочко жана жарымы – оюгуна кирип турат



8.1-сүрөт



8.2-сүрөт

(8.1-сүрөт). Призмалык шпонканын жумушчу кыры болуп, алардын капталдары, ичкерээк кырлары кызмат кылат.

Шпонкалык бирикмелерди чогултуп жыйноону жеңилдетип жөнөкөйлөтүү үчүн багыттоочу шпонка менен күпчөктүн (8.1а,б-сүрөт), ошондой эле сыйгалануучу шпонка менен октолгоочтун (8.1в-сүрөт) ортосуна радиалдык жылчык каралат (шпонканын бийиктиги боюнча).

**Призмалык шпонка** кененирээк колдонулат, себеби шынаалуу шпонкаларга салыштырмалуу, алар жогорку тактыктагы күпчөктү октолгоочторго олтургузууну талап кылат, ал эми сегменттик шпонкага караганга алар, октолгоочко азыраак тереңдикке олтургузулат. Демек, октологоочтордун бекемдиги азыраак төмөндөйт.

**Сегменттик шпонкалар** (ГОСТ 24071-80 8.2-сүрөт) призмалык шпонкаларга окшоп, каптал кырлары менен иштейт. Керек болгондо күпчөктүн узундугу боюнча эки (кээде үч) сегменттик шпонка орнотулат. Сегменттик шпонкалардын өзүн жана

алар үчүн оюктарды жасоо жеңил жана аларды чогултуп жыйноо оңой болгондуктан, сегменттик шпонкалар – абдан тестөөлүктүү болот. Сегменттик шпонканын жетишпеген жактары октолгоочко терең оюк жасоо зарыл, ал болсо октолгоочтун бекемдигин төмөндөтөт. Ошондуктан, сегменттик шпонкалар салыштырмалуу чоң болгон толгооч моменттерди өткөрүп берүү үчүн колдонулат.

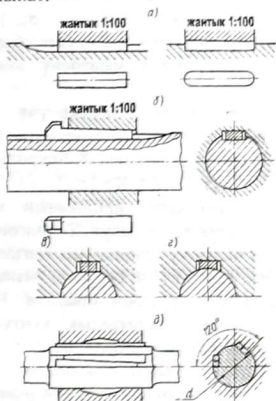
Шынаа формасындагы шпонкалар, октолгоочко орнотуунун ыкмасы боюнча айырмаланат:

Киргизилүүчү (врезные) (8.3-а,б-сүрөттөр, сүрүлгүч шпонка (фрикционалдык)) жана тангенциалдык (ГОСТ 24068-80 и 24069-80, 8.3, д-сүрөт).

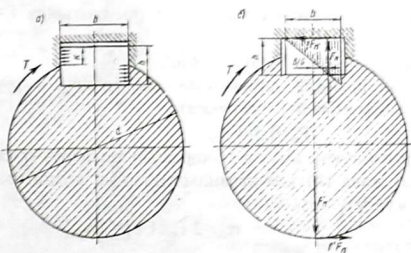
**Тангенциалдык шпонка** башка шпонкалардан айырмаланып октолгооч менен күпчөктүн ортосундагы керүү (натяг) радиандык багытта болбостон жаныма багытта пайда болот. Тангенциалдык кырдын бирөөсү октолгоочтун кесилишине жаныма багытталган, ал энсиз кырынын бирөөсү октолгоочтун радиусу боюнча багытталган. Тангенциалдык шпонканын ушундай жайланышы бирикмеде  $120^{\circ}$ ... $135^{\circ}$  бурч менен жайгашкан экиден шпонканы орнотууга алып келет. Тангенциалдык шпонка негизинен кысууга иштейт жана ошондуктан көбүрөөк ишенимдүү, бирок мындай шпонкалар менен бириктирүү татаалыраак. Тангенциалдык шпонка көбүнчө чоң динамикалык жүктөмдө иштеп оор машина курууда колдонулат.

**Шынаалуу шпонка** чектүү колдонулат, себеби күпчөктүн огун октолгоочтун огуна салыштырмалуу жылышына, ал эми кыска күпчөктө болсо бириктирилүүчү тетиктердин жылышына алып келет. Качан октолгоочко орнотулуучу тетиктердин кыйшаюусу мүмкүн болбогон учурда (көбүнчө тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтө), шынаалуу шпонка колдонулбайт. Кээде төгөрөк, алты кырлуу шпонкалар колдонулат ж.б. Шпонкалар үчүн материал болуп, бекемдигинин чеги 600МПи ден төмөн болбогон көмүртектүү болоттор кызмат кылат. Призмалык жана шынаалуу шпонкалар таза чоюлган болоттон жасалат (ГОСТ 8787-68) сегменттик шпонкаларды, сегменттик профилиндеги болоттон жасалат (ГОСТ 8786-68). Шпонкалуу бирикмени долбоорлоодо шпонканын энин жана бийиктигин тийиштүү ГОСТ боюнча октолгоочтун диаметринен көз карандылыгынан кабыл алынат жана ГОСТтогу шпонкалар менен макулданат. Шпонканын кабыл алынган өлчөмдөрүнүн жетиштүүлүгүн шпонканын бекемдикке

эсептөө жолу менен текшерилет. Демек, шпонкалуу бирикмелерде бекемдикке эсептөө, көбүнчө текшерүү катары жүргүзүлөт. Призмалык шпонкалар кысып-сыгууга жана кесүүгө эсептелинет. Эсепти жөнөкөйлөтүү үчүн шпонкага аракет эткен күчтүн, октолгоочтун огунун сызыгына салыштырмалуу, октолгоочтун радиусуна барабар алынат.



8.3-сүрөт



8.4-сүрөт

Тийиштүү призмалык шпонканы текшерүүчү эсеп төмөнкү формула боюнча жүргүзүлөт (19.1, а, 19.4, а-сүрөттөр):



сыгууга:

$$\sigma_{cm}=2T/(d\ell_p K)\leq[\sigma_{cm}] \quad (8.1)$$

кесүүгө:

$$\tau_c=2T/(d\ell_p b)\leq[\tau_c], \quad (8.2)$$

мында,  $T$ -толгооч momenti;  $d$ -октолгоочтун диаметри;  $b$  жана  $\ell=\ell-b$ -тийиштүү шпонканын эни жана жумушчу узундугу;  $K$ -сыгуу үчүн эсептелүүчү түзөтмө өлчөм;  $\sigma_{cm}$  жана  $[\sigma_{cm}]$ -сыгууга эсептелүүчү жана шпонкалуу бирикмелер үчүн уруксат берилген чыңалуу жана  $[\tau_c]$ -шпонкаларды кесүү үчүн эсептөөчү жана уруксат берилген чыңалуу;

Сегменттик шпонкаларды текшерүүчү эсеп, призмалык шпонкалардагыдай эле жүргүзүлөт, кесүүгө-(8.2) формула боюнча жана сыгууга (8.1) формула боюнча (8.2-сүрөт).

$$\sigma_{cm}=2T/(d\cdot\ell\cdot K)\leq[\sigma_{cm}] \quad (8.3)$$

Киргизилүүчү шынаалуу шпонканын эсебин жөнөкөйлөтүү үчүн шпонкалуу бирикме аркылуу  $T$  толгооч моментти өткөрүп берүүдө сынуунун чыңалуу шпонканын каптал бетинин эни боюнча бөлүнөт, деп кабыл алынат (8.4, б-сүрөт). Мындай абалда күпчөктөн өткөрүлүп берилүүчү  $T$  толгооч momenti,  $F_n$  күпчөк менен шпонканын ортосундагы нормалдык күчтүн моментинен жана күпчөк менен шпонканын ортосундагы  $f F_n$  сүрүлүү күчүнүн моментинен кошулат, мында  $f$ -алардын арасындагы сүрүлүү коэффициенти, жана  $F_n$  сүрүлүү күчүнүн momenti, күпчөктүн жана шпонканын ортосундагы,  $f'$ - алардын ортосундагы сүрүлүү күчүн жакындаштырып алууга болот,  $f$ ,  $F_n$  ийиндин күчү барабар октолгоочтун радиусуна жана  $f^1 = f$  (чындыгында  $f^1 \approx 1.3f$ ) мындай шартта  $T=F_n b/6+fF_n d$ ,

$$\text{мындан,} \quad F_n = 6T/(b+6fd). \quad \text{a)}$$

Кабыл алынган шпонканын эни боюнча сыгуу чыңалуунун бөлүнүү мыйзамынан келип чыгат :

$$F_n = 0.5b\ell\sigma_{cm} \quad \text{б)}$$

Киргизилүүчү шынаа шпонканын текшерүүчү сыгууга болгон эсеби, (а) жана (б) көз карандылыктардан келип чыккан формула боюнча жүргүзүлөт:

$$\sigma_{cm} = 2 F_n / (\ell \cdot b) \leq [\sigma_{cm}],$$

же

$$\sigma_{cm} = 12T / [\ell \cdot b(b + b \cdot f \cdot d)] \leq [\sigma_{cm}]. \quad (8.4)$$

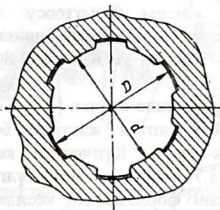


Кыймылсыз шпонкалуу бирикмелерде жалпы машина курууда тынч жүктөмдө уруксат берилген чыңалууну алууну сунуш кылынат: сыгууга болот материалынан болгон күпчөк үчүн  $[\sigma_{сш}] = 100 \dots 150 \text{ МПа}$ , ал эми чоюн материалы үчүн:  $[\tau_c] = 60 \dots 90 \text{ МПа}$ . Бул уруксат берилген чыңалуунун маанилери начар термелүү менен иштеген учурда 1/3-ге, ал эми согулуу жүктөмдө-2/3-гө басаңдатылат.

Эгерде эсептөөнүн негизинде шпонка көбүрөөк жүктөлгөн болсо, анда эки же үч шпонканы олтургузууну кароо зарыл. Эки призмалык шпонка  $180^\circ$  бурч боюнча олтургузулат, ал эми үч призмалык шпонка же эки шынаа шпонка- $120^\circ$  бурч менен олтургузулат.

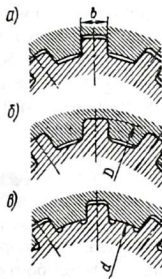
## 8.2 Тиштүү (шлицалык) бириктирүү

Күпчөк менен октолгоочту бириктирүү үчүн көпчүлүк учурларда шпонканын ордуна октолгоочтун сырты күпчөктүн көзөнөгүндөгү тийиштүү ойдуңуна кирип бирикмени түзөт. Мындай күпчөк менен октолгоочту бириктирүү-шлицалуу же тиштүү бириктирүү деп аталат (8.5-сүрөт).



8.5-сүрөт

Тиштүү бириктирүүнүн бардык өлчөмдөрү, ошондой алардын чек талаасы стандартталган. Тиштердин профили формасы боюнча үч түрдүү бирикмеге айырмаланат: Түз капталдуу тиштери менен бириктирүү, тиштердин каптал кырлары боюнча борборлоштуруу(8,а-сүрөт), сырткы(8.6, б-сүрөт) же ички (8.6, в-сүрөт) октолгоочтун диаметри боюнча аткарылат.



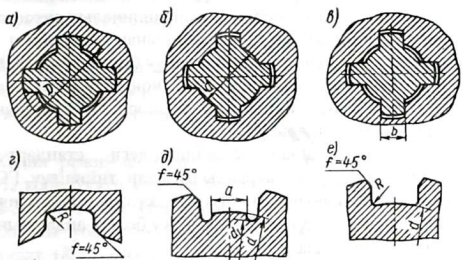
8.6-сүрөт

Стандартта үч сериялуу бириктирүү каралган (жеңил, орточо жана оор), алар бийиктигинин жана тиштеринин сандарынан айырмаланышат. Тиштердин сандары бдан 20-чейинки чекте өзгөрөт.

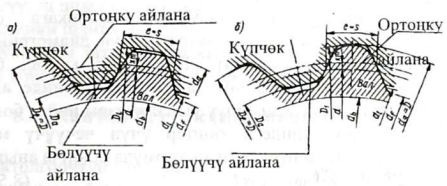
Оор сериядагы бириктирүүдө тиштердин сандары жогору, ал эми тиштердин сандары көбүрөөк, орто жана жеңил сериялуу бириктирүүлөргө караганда ( $D$  же  $d$ ) диаметрлер боюнча борборлоштуруу, октолгоочтун жана күпчөктүн окшоштугу жогорку даражадагы октолгоочту камсыз кылат, каптал кыры боюнча борборлоштурууга караганда тиш боюнча жүктү тезирээк бөлүнүүнү камсыз кылат. Ошондуктан, аны оор шартта иштеген учурда колдонот (чоң чыңалууда, согулуу жүктөмдө ж.б.) Тиштүү бириктирүү кыймылсыз болот, күпчөктү жана октолгоочту кыймылсыз бекитүү үчүн жана кыймылдуу, күпчөктү октолгоочтун огу боюнча айланууну камсыз кылат, тестанын ылдамдыгынын кутучасынын тиштүү дөңгөлөгү, автомобилдердин жана у.с. Шлицалык (жылма тиштүү) бириктирүүнүн артыкчылыгы шпонкалуу бириктирүүгө салыштырмалуу: Чоң даражадагы моменттин өткөрүп берүү мүмкүнчүлүгү, бириктирилүүчү тетиктердин беттериндеги көбүрөөк байланыш болгондуктан негизинде жана ушул беттердеги басымдын тегиз бөлүнүшүнүн, күпчөктүн октолгооч боюнча тагыраак борборлошуусу, күпчөктүн октолгооч боюнча алынгандыгы жакшы багыттоосу жана октолгоочтун чоң бекемдиги. Түз капталдуу шлицалык бирикмелеринженердик практикада абдан кенен тараган (ГОСТ 1139-80, 8.7-сүрөт).

Аны күпчөктүн  $D$  сырткы (8.7, а сүрөт) жана  $d$  ички (8.7, б-сүрөт) диаметрлери жана  $b$  шлицалардын каптал жактары боюнча борборлошууда колдонулат (8.7, в-сүрөт). Күпчөктүн кесилүү формасы каалаган борборлошууда 8.7, г-сүрөттө көрсөтүлгөндөй аткарылат. Октолгоочтун шлицасынын формасынын кесилиши  $d$  боюнча борборлоштуруу 8.7, б-сүрөттө көргөзүлгөн, ал эми  $D$  жана  $b$  боюнча борборлоштуруу, шлицада басым көбүрөөк тегиз тароону камсыз кылат, бирок күпчөктүн жана октолгоочтун так окшоштугун камсыз кыла албайт.

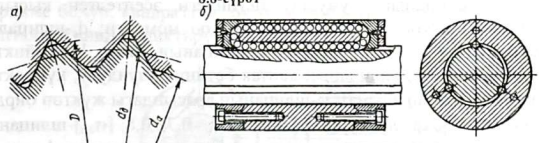
Ошондуктан, аны чоң моментти өткөрүп берүүдө, качан так борборлоштурууга талап кылынбаган учурда колдонот, мисалы, автомобилдердин кардандык октолгоочунун шлицалык бирикмелеринде  $D$  жана  $d$  боюнча борборлоштуруу тагыраак,



8.7-сүрөт



8.8-сүрөт



8.9-сүрөт

ошондуктан бул бириктирүүнүн түрлөрү, качан жогорулатылган тактыктагы бириктирилүүчү тетиктердин геометриялык октору дал келүүнү талап кылган учурда колдонот. Эвольвенталык шлицалуу бирикмелер (ГОСТ 6033-80, СТ СЭВ 268-76), күпчөктү шлицанын каптал S бети боюнча борборлоштуруу (8.8, а-сүрөт) жана D сырткы диаметр боюнча (8.8, б-сүрөт) S-боюнча борборлоштуруу көбүрөөк тарагандыгы менен айырмаланышат. Шлицалуу түз каптал беттүү бирикменин эвольвенталык бирикмеге салыштырмалуу артыкчылыгы төмөнкүлөр:

Шлицалардын жогорку көбүрөөк бекемдиги, алардын негизинин калыңдалышын себебинен жана шлицалык октолгоочтогу технологиялык процессинин жогорулашынан (шлицаны жасоо жеңил жана арзан). Үч бурчтуктуу шлицалуу бириктирүү (8.9-сүрөт) жалаң гана кыймылсыз эсебинде анча чоң болбогон моментти өткөрүүдө колдонот. Бул бирикмени борборлоштуруу шлицанын каптал беттери боюнча аткарылат.

Шлицанын туурасынан кесилишиндеги стандарт жана өлчөмдөрдү диаметрдин көз карандылыгынан тийиштүү ГОСТтон кабыл алынат. Шлицанын узундугу күпчөктүн узундугунан аныкталат, ал эми эгерде күпчөк кыймылдуу болсо, анда анын басып өткөн жолу менен аныкталат.

### 8.3. Тиштүү бирикмелерди эсептөө

Шлицанын тиштеринин өлчөмдөрү, шпонкага окшош, стандарттардын таблицасы боюнча октолгоочтун диаметринин көз карандылыгынан тандалып алынат. Тиштердин каптал беттери сыгылуу чыңалууга иштейт, ал эми анын кесилишинде алардын ойдуңунун негизинде кесүү жана ийүү чыңалуулары пайда болот.

Стандарттык профилиндеги тиштер үчүн чечүүчү мааниде сыгылуу чыңалуу болуп эсептелет, алар формула боюнча аныкталат

$$\sigma_{cm} = 2T / (d_c \cdot z \cdot h \cdot \ell \cdot \varphi) \leq [\sigma] \quad (8.5)$$

мында  $\sigma_{cm}$ -шлицанын жумушчу бетиндеги эсептелген кысылуу чыңалуусу;  $T$ -өткөрүлүп берилүүчү толгоо momenti;  $d_c$ -шлицалык бириктирүүдөгү орточо диаметр;  $z$ -шлицанын саны;  $h$ -бийиктик бетинин каныгы;  $\ell$ -шлицанын кантак бетинин узундугу, күпчөктүн узундугуна барабар алынат;  $\varphi$ -шлицанын арасындагы жүктөн бирдей бөлүнбөгөнүн эске алуучу коэффициент:  $\varphi = 0,7 \dots 0,8$ ;  $[\sigma_{cm}]$ -шлицанын жумушчу беттеринде сыгууга уруксат берилген чыңалуу,  $d$  жана  $h$  өлчөмдөрү туюнтмадан аныкталат:

Түз тиштүү шлицалар үчүн (19.7-сүрөт)

$$d_c = 0.5(D+d) \text{ жана } h = 0.5(D-d) - 2f ;$$

Эвольвенталуу профильдүү  $S$  боюнча борборлошкон шлицалар үчүн (8.8, б-сүрөт):

$$d_c = d_y = m \cdot z \text{ жана } h = 0.9 d_g \cdot z ;$$

Үч бурчтуу профильдүү шлицалар үчүн (19.9, а-сүрөт)

$$d_c = d_g = m \cdot z \text{ жана } h = (D - d_a) / 2 .$$

Шлицалуу бирикменин кысууга уруксат берилген чыңалууну орточо иштеген режимде кабыл алынат. Шлицаларды жылуулук

менен иштеген кыймылсыз бириктирүүдө:  $[\sigma_{см}] = 100 \dots 140 \text{ МПа}$  жана жылуулуксуз иштеткенде:

$$[\sigma_{см}] = 60 \dots 10 \text{ МПа};$$

Жүктөткөн шлица жылуулук менен иштетилген жана кыймылда болгон учур үчүн  $[\sigma_{см}] = 10 \dots 20 \text{ МПа}$ ; шлица жылуулук менен иштетилбеген учурда

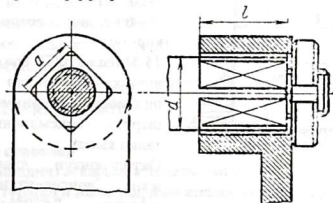
$$[\sigma_{см}] = 20 \dots 30 \text{ МПа}.$$

Жеңил режимде иштеген учурда бул чыңалуунун маанисин 20...40% көбөйтүүгө мүмкүн болот, ал эми оор режимде иштегенде аларды 30...50% төмөндөтүү зарыл.

Акыркы убакытта тогоолок шариктүү шлицалуу бирикмелер колдонулат (8.7,б-сүрөт), күпчөктү жылдыруу үчүн абдан аз күч талап кылынат. Күпчөк жүктөмдүн астында жылганда төгөрөк шариктүү шлицалык бирикменин жүк көтөрүмдүүлүгү бир нече чоң, кадимки шлицалык бирикмеге караганда шариктүү бирикменин конструкциясы татаал жана кымбат болгондуктан аларды колдонуу атайын конструкциялар менен чектелүүдө.

#### 8.4. Каптал беттик (шпонкасыз) бириктирүү

Октолгоочтун төгөрөк болбогон бойшакегин орноштуруу каптал бетин бириктирүү деп аталат. Жөнөкөй каптал беттик бирикме болуп, квадраттуу октолгооч болуп эсептелет (8.10-сүрөт). Каптал бетинин бириктирүүнүн ичине

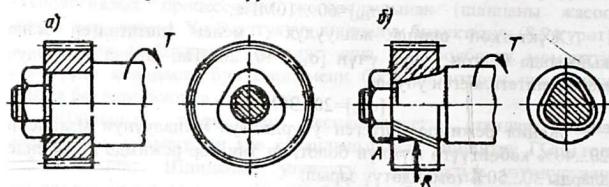


8.10-сүрөт

көбүрөөк жашырылган, анын түзүүчү бети октолгоочтун огуна жарыш (8.11, а-сүрөт) жана ошондой эле ага жантык жайланышы (8.11,б-сүрөт) каптал беттүү бирикмелерге кирет. 8.11,б-сүрөт көргөзүлгөн бирикме толгооч момент менен бирге жана октук жүктү өткөрүп берүү мүмкүнчүлүгү бар каптал беттүү бириктирүү



ишенимдүү, бирок технологиялык жактан аны жасоо оор, ошондуктан аларды колдонуу чектелген.

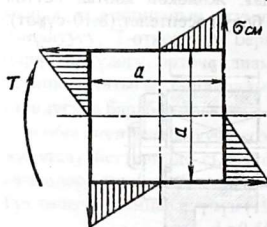


8.11-сүрөт

Инженердик практикада бириктирүүнү кыймылдуу түрдө олтургузулат  $\frac{H7}{f7}$  же  $\frac{H8}{e8}$  жана негизинен күүлөнткүчтү (моховикти) орнотуу үчүн колдонот ж.б.

Каптал беттик бириктирүүнү, жумушчу кырында пайда болгон сыгуу - чыңалууну болжолдоп эсептейт. Эсептөөчү формуланы чыгарууда, бирикмедеги жылчык нөлгө барабар деп алынат. Мында сыгуу-чыңалуу 8.14-сүрөттө көргөзүлгөн схема боюнча бөлүнөт жана эсептелүүчү теңдеме болот:

$$T = 4\sigma_{cm} / 2a / 2la / 3 = \sigma_{cm} \frac{la^2}{3} 7 \sigma_{cm} = 3T / l a^3.$$



8.12-сүрөт

Квадраттын жактарынын өлчөмдөрүн  $a \approx 0.75d$  алууну сунуш кылынат.

Инженердик эсептөөгө мисал карап көрөлү.

**15. Мисал** ГОСТ боюнча призмалык шпонканы тандап алып жана шпонкалуу бирикменин төмөнкү шартта, бекемдигин текшерүүнү талап кылат:

Октолгоочтун диаметри  $\approx 32$  мм жана дөңгөлөктүн күпчөгүнүн узундугу  $L = 50$  мм, шпонкалуу бирикме аркылуу өткөрүлүп берилүүчү толгоо момент  $T = 250$  Нм, октолгоочтун материалы – болот 45, дөңгөлөктүн күпчөгүнүн материалы болот-40Х.



### Чыгарылышы:

1. Октолгоочтун диаметрине  $d=32\text{мм}$  жана дөңгөлөктүн күпчөгүнүн узундугуна  $L=50\text{мм}$  тийиштүү ГОСТ23360-78 (СТ СЭВ 189-75) боюнча призмалык шпонканы кабыл алабыз  $10\times 8\times 45$ . Шпонка үчүн болот 45 кабыл алабыз.

Төмөнкү формула боюнча бирикмени сыгууга текшеремиз:

$$\sigma_{\text{см}}=2T/9(dl_p b)=2\cdot 250/(0.032\cdot 0.45\cdot 0.0033)=105.3\cdot 10^6\text{Па}=105.3\text{МПа}\leq 150\text{МПа}.$$

2. Шпонканы кесүүгө текшеремиз:

$$\tau_c=2T/(dl_p b)=2\cdot 250/(0.032\cdot 0.45\cdot 0.01)=34.7\cdot 10^6\text{Па}=34.7\text{МПа}< [\sigma_{\text{см}}]=80\text{МПа}.$$

16. Мисалы ГОСТ боюнча тийиштүү кошок (блок) жана ылдамдыктын кутучасынын октосу үчүн шлицалык бириктирүүнү тандап алып (8.9-сүрөт) жана төмөнкү берилгендер боюнча алын бекемдигин текшерүүнү талап кылат: шлицалык бирикме аркылуу өткөрүлүп берилүүчү толгооч момент  $T=120\text{Нм}$ , октолгоочтун диаметри  $D=30\text{мм}$ , кошоктун ээни  $\ell=50\text{мм}$ , октолгоочтун материалы-болот 45, тиштүү кошоктун материалы- сталь 40x, жылуулук менен иштетилген, тиштүү кошоктор жүк менен жылбайт.

### Чыгарылышы:

Берилген мисалдын шартына ылайык, шлицалык түз капталдуу бирикмени кабыл алабыз:  $6\times 26\times 30$  ГОСТ 1139-80 (СТ СЭВ 188-75) ( $d$  ички диаметр боюнча борборлоштуруу) жеңил сериялуу шлицанын саны  $z=6$ , ички диаметр  $d=26\text{мм}$  жана сырткы  $D=30\text{мм}$ . Тандалып алынган бирикмени формула боюнча сыгылууга текшеремиз.

Ал үчүн СТ СЭВ 188-75, пайдаланып алдын ала шлицалуу бирикменин  $d_c$  орточо диаметри жана  $h$  шлицанын тийишкен бетинин бийиктигин эсептейбиз:

$$d_c=0.5(D+d)=0.5(30+26)=28\text{мм}$$

$$H=0.5(D+d)-2f=0.5(30+26)-2\cdot 0.3=1.4\text{мм}$$

Толгооч моментти өткөрүп берүүдө шлицанын жалпы санынын 75% катышат деп кабыл алынат б.а.  $\varphi=0.75$ (8.17)формулага сан маанилерин койгондон кийин андан алабыз.

$$\sigma_{\text{см}}=2T(d \quad h \quad l \quad z \quad \varphi)=2\cdot 120/((28\cdot 10^{-3})\cdot 1.4\cdot 10^{-3}\cdot 50\cdot 10^{-3} \cdot 6\cdot 0.75)=27.4\cdot 10^6\text{Па}=27.4\text{МПа}<[\sigma_{\text{см}}]=30\text{МПа}.$$

### Текшерүүчү суроолор

1. Шпонканын (кепилдин) аткарган кызматы эмне?
2. Шпонкалардын түрлөрүн жана алардын колдонуу чөйрөсүн айтып бергиле?
3. Чыңалуусуз шпонкалуу бириктирүү, шпонканын кандай түрлөрү менен аткарылат?
4. Призмалык шпонканын жумушчу кырын атап бергиле?
5. Кайсыл шпонка күпчөктү октолгоочко тагыраак олтургузуп бириктирүүнүн бекемдигин аз даражада басаңдатат?
6. Сегменттик шпонкалардын, призмалык шпонкаларга караганда артыкчылыгы эмнеде?

# IX ТАРАМ. МАШИНАНЫ КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРҮҮЧҮ МЕХАНИЗМДЕР

## 9.1. Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөрдүн түзүлүшү жана классификациясы

Кыймылды тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин илинишүүсүнүн жардамы менен өткөрүп бере турган механизмдер, **тиштүү кыймыл өткөргүчтөр** деп аталат.

Тиштүү кыймыл өткөргүчтөр айланма кыймылды бир октон экинчи ок бурагычына өткөрүп (азайтып же көбөйтүп) жана багытын өзгөртүп берүү үчүн колдонулат.

Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер геометриялык өзгөчөлүгү боюнча жалпак жана мейкиндиктик болуп бөлүнөт. Жалпак тиштүү механизмдерге айлануу октору жарыш жана бардык тогоолор жарыш тегиздикте айланышат.

Ал эми мейкиндиктик тиштүү механизмдерге тогоолордун айлануу октору кесилишет же кайчылашат. Тиштүү кыймыл өткөргүчтүү механизмдер азыркы машинанын приборлорунда жана учак аппараттарын курууда кенен пайдаланат. Алар бардык эле машиналарда колдонулат. Практикалык жактан алганда кубаттуулукту өткөртүп берүү чеги абдан чоң жана каалаган айлануу ылдамдыгында пайдаланылат. Тиштүү дөңгөлөктөрдүн диаметри бир миллиметрден, бир нече метрди түзөт, ал эми алардын айлануу ылдамдыгы 1 м/мин ден 100м/сек жана андан да жогору болушу мүмкүн.

Айлануу ылдамдыгы боюнча тиштүү кыймыл өткөргүчтөр төмөнкүдөй болот:  $V=3\text{м/сек}$  жай айлануучу,  $V=3\text{...}15\text{м/сек}$  орточо айлануучу жана  $V>15\text{м/сек}$  тез айлануучу.

Тиштүү кыймыл өткөргүч, эки дөңгөлөктөн турат, анын чоңу **дөңгөлөк**, ал эми кичинеси **дөңгөлөкчө** деп аталат.

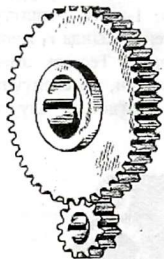
Айланма кыймылды өткөрүүчү октордун жана ок бурагычтын жайланышы ар кандай бурчта болот: ошол себептүү алар каалаган бурчта кесилишкен жана кайчылаш октуулар болуп бөлүнөт. Эгерде алар жарыш болсо, анда айлануу кыймылы цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы аркылуу өткөрүлөт (9.1-сүрөт).

Эгерде алар кесилишсе анда кыймыл конустук тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы аркылуу өткөрүлөт (9.2-сүрөт).

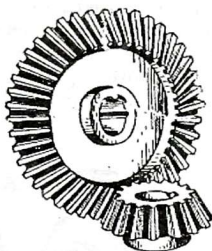
Эгерде алар кайчылаш болгон болсо, анда кыймыл гиперболоиддик тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы аркылуу өткөрүлөт (9.3-сүрөт).

Практикада колдонулуучу дөңгөлөктүү жана бурама тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдү, ошондой эле гиперболоиддик кыймыл өткөргүчтүү механизмдин түрүнө төмөнкүлөр кирет: оромо тиштүү (9.4-сүрөт), бурама тиштүү жана цилиндрдик кыймыл өткөргүчтөр (9.5-сүрөт).

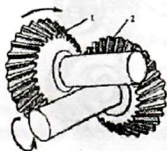
Ал эми тиштеринин жайланышы боюнча: (9.6, а, г-сүрөт) түз, кыйгач (9.6, б-сүрөт), кайчылаш (шеврондук) (9.6, в-сүрөт), тегерек (9.6, д-сүрөт), бурама (9.6, е-сүрөт) тиштүүлөр болуп бөлүнөт.



9.1-сүрөт. Цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктөр



9.2-сүрөт. Конустук тиштүү дөңгөлөктөр



9.3-сүрөт. Гиперболоиддик дөңгөлөктөр



9.4-сүрөт. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүч

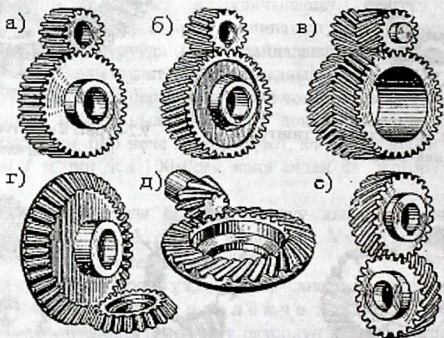


9.5-сүрөт. Бурама тиштүү дөңгөлөктөр

Тиштеринин каптал сызыктарынын түрү боюнча тиштүү дөңгөлөктөр: эвольвенттүү, Новиковдун илинишүүсү, циклоиддүү, сааттык, манжалуу болуп бөлүнүшөт. Өткөрүүчү катнаштын мааниси боюнча: туруктуу жана өзгөрүлмө өткөрүүчү катнаштуу болуп бөлүнүшөт. Кээде техникада өзгөрмө катнаштуу тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер колдонулат.

Алардын эң жөнөкөй түрү, тегерек эмес тиштүү дөңгөлөктөрдөн турат. (9.7-сүрөт). 9.7,а,б,в,г-сүрөттөн кыймыл өткөрүүчү катнашы өзгөрүлмө болгон, тиштүү дөңгөлөктүү механизмдерге мисал көрсөтүлгөн.

$a_w=r_1+r_2$  октордун аралыктары туруктуу болгон учурда, өзгөрүлмө катнашты каалаган мыйзамда берип, 1-жана 2-тиштүү дөңгөлөктөрдүн тегерек эмес профилдерин эсептейт. Мында  $r_1$  жана  $r_2$ -тиштүү дөңгөлөктүн радиустары туруктуу эмес. Тегерек эмес тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөрүүчү механизмдин, жетеленүүчү тогоолордо, ар түрдүү татаал кыймылдын мыйзамын алууга мүмкүндүк берет.

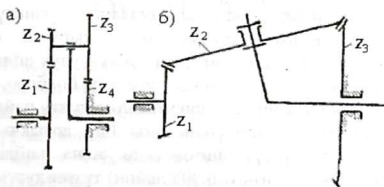


9.6-сүрөт

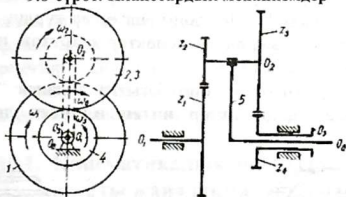
Тиштүү дөңгөлөктөр октолгоочторго орноштурулуусуна жараша: кыймылсыз жана кыймылдуу болуп бөлүнөт. Кыймылдуу октуулар өз кезегинде *планетардык* (9.8-сүрөт) жана *дифференциалдык* (9.9-сүрөт) механизмдерге бөлүнөт.

Айланма кыймыл өткөрүүчү эки дөңгөлөктө тиштердин ойдуну, чокулары бар жана бир дөңгөлөктүн чокусу экинчи дөңгөлөктүн ойдунуна кирет. Эки дөңгөлөктүн тиштери бири-экинчисине таасир этип, жогорку класстагы кинетикалык жупту түзөт. Айланма кыймыл жалпысынан эки дөңгөлөктүн ар түрдүү бурчтук ылдамдыгынын айлануусунун негизинде өткөрүлөт. Алар  $\omega_1$  жана  $\omega_2$ .

Айланма кыймылды өткөрүүчү дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыгынын катышы же болбосо айлануу жыштыгынын катышы **кыймыл өткөргүчтүн катышы** деп аталат.



9.8-сүрөт. Планетардык механизмдер



9.9-сүрөт. Дифференциалдык механизм

Кыймыл өткөргүч катыштын чоңдугу «U» тамга менен, ал эми тогоолордун арасындагы кыймыл өткөргүч катыш болсо  $U_{12}$  менен белгиленет жана төмөнкүтө барабар:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (9.1)$$

же болбосо,



$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (9.1, a)$$

мында,  $U_{12}$ -биринчи дөңгөлөктүн ок толгогучунан, экинчи дөңгөлөктүн ок толгогучуна болгон кыймыл өткөргүч катышы;

$U_{21}$ -экинчи дөңгөлөктүн ок толгогучунан биринчи дөңгөлөктүн ок толгогучуна болгон кыймыл өткөргүч катышы;

Бир эле механизм үчүн:

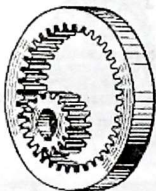
$$U_{21} = \frac{1}{U_{12}} \quad (9.2)$$

Курлуу жана сүрүлгүчтүү (фрикциондук) кыймыл өткөргүчтүү механизмдеринен айырмаланып, тиштүү кыймыл өткөргүчтөрүнүн негизги артыкчылыгы, кыймыл өткөргүчтүн катышынын турактуулугунда. Мындай турактуулук абдан керектүү. Эгер кыймыл өткөргүчтүн катышы турактуу болбосо, тогоолордо термелүү пайда болуп, кошумча динамикалык күчтү пайда кылмак.

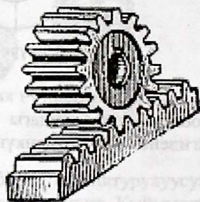
Тиштүү кыймыл өткөрүүнүн дагы бир артыкчылыгы анын чакандыгында, үзгүлтүксүз иштөөсүндө жана пайдалуу аракет коэффициентин (ПАК) жогору (0,995 чейин) түзгөндүгүндө.

Эгерде октору жарыш дөңгөлөктөр үчүн анын кыймыл өткөрүү катышы терс болсо,  $U_{12} < 0$ , дөңгөлөктөр ар түрдүү багытта айланса (20.6, а, б, в-сүрөт), мындай дөңгөлөктөр **сырттан илинген тиштүү дөңгөлөктөр** деп аталат.

$U_{12} > 0$ , дөңгөлөктөр бир багытка айланса “+” болот (9.20-сүрөт), мындай дөңгөлөктөр **ичтен илинген дөңгөлөктөр** деп аталат.



9.20-сүрөт. Ичтен илинген дөңгөлөктөр



9.21-сүрөт. Рейкалык илинүү



Качан гана, дөңгөлөктөрдүн бирөөсүнүн радиусу эбегейсиз чоң болгон болсо, анда ал дөңгөлөк, түз сызыктуу рейкага айланат (9.21-сүрөт). Мындай илинүү **рейкалуу** деп аталат. Алар айлануу кыймылды, түз сызыктуу кыймылга өзгөртүү үчүн колдонулат жана анын тескерисинче. Рейкалуу илинүүнүн кыймыл өткөрүү катышы  $U_{12}=\infty$  же  $U_{21}=0$  (рейка айланбайт, анын бурчтук ылдамдыгы нөлгө барабар).

## **Х ТАРАМ. ТИШТҮҮ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТҮҮ МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ**

Үзгүлтүксүз айлануу кыймылды бир октолгогучтан башкага берилген кыймыл өткөрүү катышы менен өткөрүп берүү, көпчүлүк учурда тиштүү механизмдин жардамы менен ишке ашырылат.

Тиштүү механизм машина жана приборлорду курууда, өзүнүн чакандыгы жагынан, тынымсыз иштөөсүнөн жана чоң тактыктагы берилген кыймылдын мыйзамын өндүргөндүктүн негизинде, абдан кенен колдонулат.

Эгерде октолгогучтардын октору жарыш болсо, анда аксоиддери алардын цилиндрлери болот, ошонун негизинде тиштүү кыймыл өткөргүчтөр цилиндрдик деп аталат, алар жалпак механизмдерге кирет. Ушул бөлүмдө цилиндрдик кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасынын негиздери берилген.

### **10.1. Кинематикалык анализдин максаты жана ыкмалары**

Тиштүү механизмдердин кинематикалык жактан изилденүүсүнүн негизги максаты аларга таасир эткен тышкы күчтөрдү эске албаган учурда механизмдеги тогоолордун кыймыл мыйзамын аныктоо болуп эсептелет.

Тиштүү механизмдерди кинематикалык изилдөөнүн негизи механизмди динамикалык изилдөөгө негиз түзөт, б.а., октолгогучка таасир эткен толгоо моменти, өткөрүлүүчү кубаттуулукту, инерциалык күчтөрдү, пайдалуу аракет коэффициенти өткөргүчтүн өткөрүү катышы аныкталат. Бул эсептерди аналитикалык, графоаналитикалык жана тажрыйбалык ыкмалар аркылуу чечүүгө

болот. Ыкмаларды тандап алуу, механизмди колдонуу чөйрөсүнө жана эсептик тактыгына жараша болот.

Аналитикалык ыкма башка ыкмаларга караганда тагыраак, ошондуктан бул ыкма жогорку тактыкты талап кылган эсептерди чыгарууда колдонулат. Графоаналитикалык ыкма салыштырмалуу жөнөкөй, атайын кошумча аспаптарды талап кылбайт, өзгөчө татаал механизмдерди изилдөөгө ыңгайлуу.

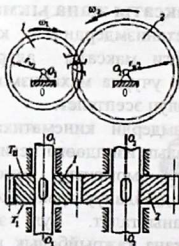
Тажрыйбалык ыкма болсо, башка ыкмаларга караганда көбүрөөк эмгекти, атайын аппаратты, приборду жана изилдөөчү механизмдин моделин талап кылат, ошондуктан, бул ыкма башкаларга караганда сейрек колдонулат.

Механизмдерди кинематикалык жактан изилдөөдө: механизмдин схемасы, тогоолордун өлчөмдөрү жана жетектөөчү тогоонун кыймыл мыйзамы белгилүү болуусу зарыл.

## 10.2. Сырттан жана ичтен илинишкен бир баскычтуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасын аналитикалык ыкма боюнча изилдөө

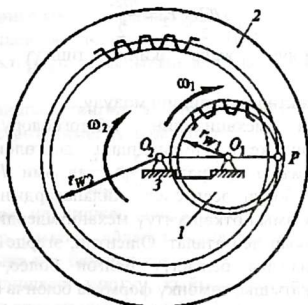
Жөнөкөй бир баскычтуу тиштүү кыймыл өткөргүч деп, геометриялык октору кыймылда болбогон, тиштери жарыш, кыйгач жана кайчылаш болгон, илинишип турган бир жуп тиштүү дөңгөлөктөрдү айтабыз.

10.1-сүрөттөн жөнөкөй цилиндрдик сырттан илинишкен тиштүү кыймыл өткөргүч көрсөтүлгөн: биринчи жана экинчи тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы менен айланма кыймыл жетектөөчү октолгогучтан жетеленүүчүгө өткөрүлөт,  $O_1O_1$  жана  $O_2O_2$ -октору жарыш жана кыймылда болбогон  $O$ -тирөөч.



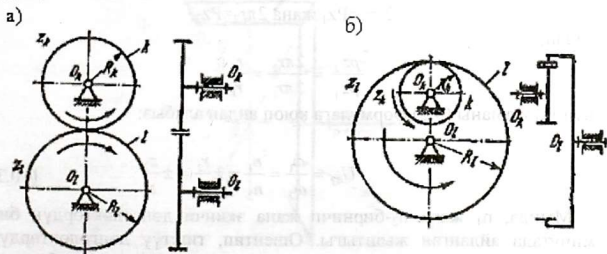
10.1-сүрөт с

Сырттан илинишкен кыймыл өткөргүчтөрдүн негизинде, жөнөкөй бир баскычтуу ичтен илинген кыймыл өткөргүчтөрдү алууга болот (10.2-сүрөт). Мында, экинчи чоң дөңгөлөктүн тиштери ичинен жайланышкан,  $O$ -тирөөч,  $O_1$  жана  $O_2$ -окторуна ээ. Ичтен илинүүдө биринчи жана экинчи дөңгөлөктөр экөө тең бир багытка айланышат.



10.2-сүрөт

1. Октору жарыш болгон кыймыл өткөргүчтөргө цилиндрик сырттан жана ичтен илинишкен кыймыл өткөргүчтөр кирет (10.3-сүрөт).



10.3-сүрөт

*а-сырттан жана б-ичтен илинишкен кыймыл өткөргүчтөр*

10.3-сүрөттөн тогоолордун номерлери  $\omega_1, r_1, r_2$  белгиленгендеги индекстерге дал келет, мында,  $\omega_1, \omega_2$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктары;  $n_1, n_2$ -бир минутада айланган тиштүү дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыгы;  $r_1, r_2$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары.

$$r_1 = \frac{mz_1}{2}, r_2 = \frac{mz_2}{2} \quad (10.1)$$

Мында,  $z_1, z_2$ -биринчи жана экинчи тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин саны;

$m$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн илиниш модулу.

10.3-сүрөттөн механизмдин 1-2-тогоолору салыштырма кыймылда болгон кезде цилиндрдин дөңгөлөктөрүнүн жана центроиддин  $r_1$  жана  $r_2$ - радиустары, ал эми  $P_0$ -чекити болсо айлануу борбору болуп эсептелет. Айланалардын радиустары  $r_1$  жана  $r_2$ -тиштүү кыймыл өткөргүчтүү механизмдердин назариятында башталгыч айланалар деп аталат. Ошентип, эгерде дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланалары белгилүү болгон болсо, анда алардын кыймыл өткөрүү катышы, төмөнкү формула боюнча аныкталат:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_2}{r_1} \quad (10.2)$$

Практикалык жактан радиустардын катышын, тиштердин катышы менен алмаштырууга ыңгайлуу.

Башталгыч айланалары төмөнкүгө барабар болгондуктан,

$$2\pi r_1 = Pz_1 \text{ жана } 2\pi r_2 = Pz_2,$$

андан,

$$\frac{Pz_2}{Pz_1} = \frac{2\pi r_2}{2\pi r_1} = \frac{r_2}{r_1}.$$

Бул туюнтманы (5.2) формулага коюп андан алабыз:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (10.3)$$

Мында,  $n_1$  жана  $n_2$ -биринчи жана экинчи дөңгөлөктөрдүн бир минутада айланган жыштыгы. Ошентип, тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин тескери катышы, ошол дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктарынын катышына барабар.

### 10.3. Бир баскычтуу тиштүү кыймыл өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышы

1. Сырттан илинишкен тиштүү кыймыл өткөргүчтөр үчүн кыймыл өткөрүү катышы (10.3,а-сүрөт):

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{r_2}{r_1} \quad (10.4)$$

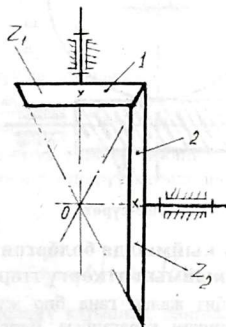
Качан тиштүү дөңгөлөктөр карама-каршы багытта айланган учурда сырттан илинишкен дөңгөлөктөр үчүн (10.3,а-сүрөт), «-» белгиси тиштүү дөңгөлөктөрдүн катышынын алдына коюлаарын эске алуу зарыл.

Ичтен илинишкен тиштүү дөңгөлөктөр үчүн кыймыл өткөрүү катышы (10.3,б-сүрөт) төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (10.5)$$

Эгерде ичтен илинишкен дөңгөлөктөр болгон болсо (10.3,б-сүрөт), анда бир багытта айланат жана тиштүү дөңгөлөктөрдүн катышынын алдына «+» белгиси коюлат.

2. Октуруу кесилишкен тиштүү кыймыл өткөргүчтөргө тиштүү конустук кыймыл өткөргүчтөр кирет (10.4-сүрөт).



10.4-сүрөт

Бир жуп конустук тиштүү дөңгөлөктөрдүн кыймыл өткөрүү катышы төмөнкү формула боюнча аныкталат:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{z_2}{z_1} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (10.6)$$

мында,  $\delta_1, \delta_2$  - конустук бурчтар.

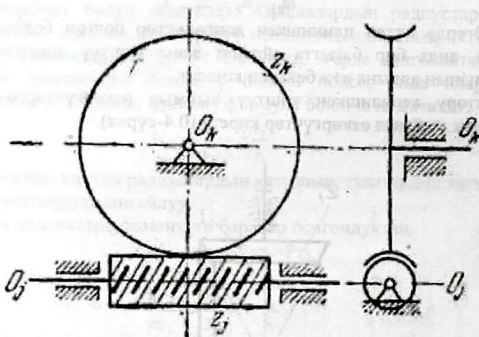
1. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүч үчүн (10.5-сүрөт).

оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтүн катышы төмөнкү формула боюнча аныкталат:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_k}{r_\phi} \times \operatorname{tg} \varphi_4 \quad (10.7)$$

мында,  $\varphi_4$  - оромонун бурама сызыгынын жантак бурчу;

$z_1$  - оромо тиштин саны;  $z_2$  - тиштүү дөңгөлөктүн тишинин саны.



10.5-сүрөт

#### 10.4. Октору кыймылда болбогон көп баскычтуу кыймыл өткөргүчтөр

Жогору жакта биз жалаң гана бир жуптан турган тиштүү дөңгөлөктөрдүн илинишин караганбыз, бирок, алардын жардамы менен практикалык жактан анча чоң болбогон кыймыл өткөргүч катышын алууга болот. Көпчүлүк учурда, механикалык кыймыл



өткөргүчтөр үчүн рационалдык жактан алганда бир жуп тиштүү дөңгөлөктөр  $U_{12}=5\dots 7$ .

Машина куруу практикасында өткөрүү катышы, бир топ чоң болуусун талап кылат. Ошондуктан, андай талапты аткаруу үчүн, бир канча жуп тиштүү дөңгөлөктөн турган татаал тиштүү механизмдер колдонулат.

Көп баскычтуу кыймыл өткөргүчтөр, качан чоң даражадагы өткөрүү катышын талап кылган учурда колдонулат. Бир баскычтуу өткөргүч андай санды бере албагандыктан, жетелөөчү дөңгөлөктүн өлчөмү абдан өсүп кетет. 10.6-сүрөттө алардын бирөөсү көрсөтүлгөн.

Мындай өткөргүчтөрдү үч баскычтуу кыймыл өткөргүч деп аташат. Бул механизм үч баскычтан турат жана аны төмөнкү дөңгөлөктөр түзөт:

- 1-2-биринчи б а с к ы ч;
- 2<sup>1</sup>-3- экинчи б а с к ы ч;
- 3<sup>1</sup>-4- үчүнчү б а с к ы ч.

Бул өткөргүчтөрдүн өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4}.$$

Ар бир жуп дөңгөлөктөрдүн өткөрүү катышын таап:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad U_{2^1 3} = \frac{\omega_{2^1}}{\omega_3}; \quad U_{3^1 4} = \frac{\omega_{3^1}}{\omega_4},$$

мындан,  $U_{14}$  тү өткөрүү катышы аркылуу туюнтсак,

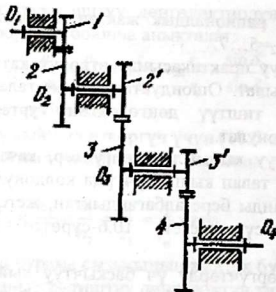
$$U_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = U_{12} \times U_{2^1 3} \times U_{3^1 4}. \quad (10.8)$$

Демек, көп баскычтуу тиштүү механизмдин өткөрүү катышы, баскычтардын ар биринин өткөрүү катыштарынын көбөйтүндүсүнө барабар.

Жалпылап туюнтсак,

$$U_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = U_{12} \times U_{2^1 3} \times U_{3^1 4} \dots U_{(n-1)n}. \quad (10.9)$$

Механизмдин өткөрүү катышын, дөңгөлөктөрдүн тиштеринин саны аркылуу тапсак болот:



10.6-сүрөт

$$U_{14} = (-1)^m \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_{2'}} \times \frac{z_4}{z_{3'}}$$

Жалпылап алганда:

$$U_{1n} = (-1)^m \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_{2'}} \dots \frac{z_n}{z^{l(n-1)}} \quad (10.10)$$

мында,  $(-1)^m$  -жалпы өткөрүү катышынын белгисин аныктоодо колдонулат,  $m$  – сырткы илиништердин саны.

Эгерде тескерисинче,  $n$ -тогоодон 1-тогоого берүүчү катышын табуу керек болсо, ал:

$$U_{n1} = \frac{1}{U} \quad (10.11)$$

Тиштүү татаал өткөргүчтөрдүн экинчи түрү (10.7-сүрөт) **тиштүү катарлуу өткөргүчтөр** деп аталат.

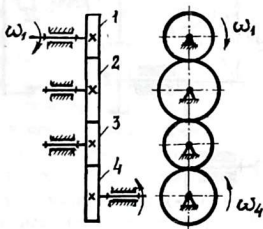
Мындай механизмдер кыймылды алыскы аралыкка берүү жана багытын өзгөртүү үчүн колдонулат. Мындай өткөргүчтөрдүн өткөрүү катышы:

$$U_{14} = \frac{\omega_1}{-\omega_4} = (-1)^m \frac{z_4}{z_1}$$

Жалпылап алганда,

$$U_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1} \quad (10.12)$$

Демек, мындай тиштүү механизмдин өткөргүч катышы акыркы жана алгачкы дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандарынын катышына барабар.



10.7-сүрөт

Ортосундагы 2-3-дөңгөлөктөр өткөрүү катышынын маанисине таасирин тийгизбейт, бирок ал, белгисин өзгөртпөйт. Бул дөңгөлөктөрдү *багыт өзгөртүүчү* деп коюшат.

17-мисал. Эгерде дөңгөлөктөрдүн тиштери төмөнкүгө барабар болсо:

$z_1=20, z_2=40, z_2' = 15, z_3=45, z_3^1=z_4=20, z_5=80$ , бардык дөңгөлөктөрдүн тишинин модулу  $m = 10\text{мм}$ , жетелөөчү биринчи дөңгөлөктүн бир минутадагы айлануу жыштыгы  $n_1=1440\text{айл/мин}$ . Берилген 10.8-сүрөттөгү механизмдин кыймыл өткөрүү катышын,  $a_{23}^1$ -октордун аралыгын жана жетеленүүчү 5-дөңгөлөктүн октолгочунун минутадагы айлануу жыштыгын аныктоо талап кылынат,

**Чыгарылышы:**

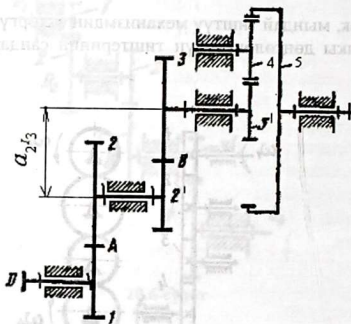
Механизм үч баскычтан турат жана аларды төмөнкү жуп дөңгөлөктөр түзөт:

- 1-б а с к ы ч 1-2; ( $z_1-z_2$ );
- 2-б а с к ы ч 2<sup>1</sup>-3; ( $z_2^1-z_3$ );
- 3-б а с к ы ч 3<sup>1</sup>-4; 4-5; ( $z_3^1-z_4$ ), ( $z_4-z_5$ ).

Жалпы кыймыл өткөрүүнүн катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{15} = U_{12} \times U_{23}^1 \times U_{34}^1 = (-2) \times (-3) \times (-4) = -24.$$

Ар бир баскычка карата алганда, ал төмөнкүгө барабар:



10.8-сүрөт

$$1). U_{12} = (-1) \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} = -2;$$

$$2). U_{2'3} = (-1) \frac{z_3}{z_{2'}} = \frac{45}{15} = -3;$$

$$3.) U_{3'5} = -\frac{z_4 \cdot z_5}{z_{3'} \cdot z_4} = -\frac{z_5}{z_{3'}} = \frac{80}{20} = -4.$$

Бешинчи дөңгөлөктүн октолгоочунун (жетеленүүчү) айлануу жыштыгы төмөнкү барабардыктан аныкталат:

$$U_{15} = \frac{n_1}{n_5},$$

мындан,

$$n_5 = \frac{n_1}{U_{15}} = \frac{1440}{-24} = -60 \text{ ай/мин.}$$

Жуп дөңгөлөктөрдүн окторунун аралыгы, төмөнкү формуладан аныкталат:

$$a_{2'3} = r_{2'} + r_3 = \frac{mz_{2'}}{2} + \frac{mz_3}{2} = 15 + 45 = 60 \text{ мм.}$$

## XI ТАРАМ. САТЕЛЛИТТҮҮ ТИШТҮҮ МЕХАНИЗМДЕР

Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдерди долбоорлоодо, көпчүлүк машиналарда жана приборлордо, тахометрлерди, эсептеп чыгаруучу машиналардын басма механизмдеринде айлануу кыймылын чоң даражадагы өткөрүү катыш менен өткөрүп берүүнү талап кылынат. Ушундай учурларда көп тогоолуу тиштүү механизмдер колдонулат. Чыгуучу октолгочучтагы бурчтук ылдамдыкты басаңдатса редуктор же болбосо көбөйтсө **а м у л ь т и п л и к а т о р** деп аталат.

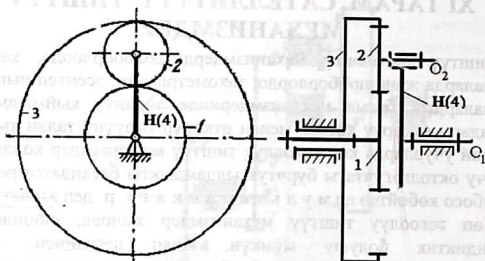
Көп тогоолуу тиштүү механизмдер жалпак, ошондой эле мейкиндиктик болушу мүмкүн. Алар негизинен: бардык дөңгөлөктүн октору кыймылда болбогон тиштүү механизмдер жана кээ бирки дөңгөлөктөрдүн октору кыймылда болгон болуп эки түргө бөлүнүшөт. Тиштүү механизмдердин экинчи түрүнө планетардык жана дифференциалдык механизмдер кирет. Бул механизмдердин абдан чоң жетишкен жагы, анын чакандыгы жана жеңилдиги.

### 11.1. Көп тогоолуу эки кыймылдуу планетардык механизмдердин кинетикасы

Биз ушул мезгилге чейин кээ бирки дөңгөлөктөрдүн геометриялык октору кыймылда болбогон тиштүү механизмдерди караганбыз. Ошондой эле, машина жана приборлорду куруу практикасындагы, кээ бир дөңгөлөктөрдүн геометриялык октору кыймылда болгон: тиштүү-рычактуу [2], сателлиттүү [1] же эпициклдик механизмдер абдан көп колдонулат.

Механизмдердин кыймыл санына жараша алар бир, эки жана бир канча кыймылдуу болуп бөлүнүшөт.

11.1-сүрөттө көрсөтүлгөн механизм 4-кыймылдуу тогоодон турат. 1,3-дөңгөлөктөр жана Н-тогоо  $O_1$ -огунун тегерегинде  $\omega_H$ -бурчтук ылдамдыгы менен айланышса, 2-дөңгөлөк болсо бир эле убакта  $O_1$  жана  $O_2$  окторунун тегерегинде  $\omega_2$  бурчтук ылдамдыгы менен айланат. Мында 1-3-дөңгөлөктөр **борбордук дөңгөлөктөр** деп, 2-жандооч (**сателлит**) дөңгөлөк деп, ал эми тогоо **Н-жетелөөчү** деп аталышат.



11.1-сүрөт. Дифференциалдык механизм

Чиймеде көрсөтүлгөн механизмде кыймылдуу 4 тогоо бар:  $n=4$ , бир кыймылдуу кинетикалык жуптар:  $p_1=4(0_1-1; 2-H; H-0; 3-0_1)$  жана эки кыймылдуу кинетикалык жуптар болсо:

$$p_2=2(1-2; 2-3).$$

Анда механизмдин кыймыл санын Чебышевдын формуласы боюнча төмөнкүнү алабыз:

$$W=3n-2p_1-p_2=3 \cdot 4-2 \cdot 4-2=2.$$

Ошентип, механизмдин кыймыл саны экиге барабар болгондуктан, механизмдеги тогоолордун кыймылы белгилүү кыймылда болуш үчүн эки жетелөөчү тогоону талап кылат, башкача айтканда, эки тогоого кыймыл берүү зарыл. Бир жетелөөчү тогоодо мисалы, биринчи дөңгөлөктө (же  $H$ -тогоодо) болгон болсо, анда калган тогоолордун кыймылы белгилүү кыймылда болбойт.

Ошондуктан, тогоолордун бурчтук ылдамдыктарынын катышы турактуу болбойт. Ошондой эле, мындай дифференциалдык тиштүү механизм турактуу кыймыл өткөргүч санга ээ боло албайт. Бирок, бардык тогоолордун бурчтук ылдамдыктары бири-бири менен белгилүү көз карандылыкта байланышкан. Бардык тогоолордун бурчтук ылдамдыктарын байланыштыруучу формуланы чыгарабыз.

Механизмдеги 1,2,3 жана  $H$ -тогоолордун бурчтук ылдамдыктарын  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  жана  $\omega_H$  менен белгилеп алсак, мындай механизмдердин кыймыл өткөрүү катышын аныктоо үчүн, «кубулма» кыймыл ыкмасы деп аталган ыкма колдонулат. Бул ыкманын мааниси бүткүл механизмге, жетелөөчү бурчтук ылдамдыгына карама-каршы, бирок барабар болгон ( $-\omega_H$ ) кыймыл



берилет. Анда жетелөөчү  $H$ -тогоо кыймылсыз болгон, «кубулма» деп аталган механизм пайда болот. Анда ал механизмдин тогоолорунун тийиштүү бурчтук ылдамдыктары:

$$\begin{aligned}\omega_1^H &= \omega_1 - \omega_H, \\ \omega_2^H &= \omega_2 - \omega_H, \\ \omega_3^H &= \omega_3 - \omega_H, \\ \omega_H^H &= \omega_H - \omega_H = 0.\end{aligned}\quad (11.1)$$

болуп калышат же төмөнкү жадыбал түрүндө көрсөтүлгөн болот.

Тогоолордун №	Чыныгы бурчтук ылдамдыктары	Кубулма механизмдин тогоолорунун бурчтук ылдамдыктары
1	$\omega_1$	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
2	$\omega_2$	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
3	$\omega_3$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
$H$	$\omega_H$	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$

Эми «кубулма» механизмдин кыймыл өткөрүү катышын туюнталы.

$H$ -жетелөөчүнүн бурчтук ылдамдыгы нөлгө барабар болуп калгандыктан 1-тогоону кирүүчү тогоо десек, 3-тогоо болсо, чыгуучу тогоо болот. Булардын кыймыл өткөрүү катыштары:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (11.2)$$

Экинчи жагынан дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары аркылуу:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} = -\frac{z_3}{z_1},$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$  - «кубулма» механизмдин,  $H$ -жетелөөчүсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы кыймыл өткөрүү катышы;  $m$  - тышкы илиништердин саны.

Бул учурда 25.1-сүрөттөн көрсөтүлгөн механизм үчүн:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (11.3)$$

Бул барабардык 1,3 жана  $H$ -тогоолорунун бурчтук ылдамдыктарын байланыштырат. Талап кылгандай, механизмдин эки тогоосуна белгилүү бурчтук ылдамдыктарды берип, үчүнчү тогоонун ылдамдыгын таап алууга болот. Жалпысынан, эгерде дифференциалдык механизм  $n$ -дөңгөлөктөрдөн турган болсо, анда формула төмөнкүчө болот:

$$U_{in}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} \quad (11.4)$$

Бул формуладагы бурчтук ылдамдыктардын ордуна, тогоолордун айлануу жыштыгын коюуга болот, анда:

$$U_{in}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_n - n_H} \quad (11.5)$$

Бул формула, тогоолордун кыймылы белгилүү болсун үчүн эки тогоого кыймыл берүү зарылдыгын дагы бир ирет көрсөтүп турат. Мисалы,  $\omega_1$  жана  $\omega_n$ -ди берип,  $\omega_H$  ты табууга болот же,  $\omega_1$  жана  $\omega_H$  берип,  $\omega_n$  ди эсептеп чыгарууга мүмкүнчүлүк түзүлөт.

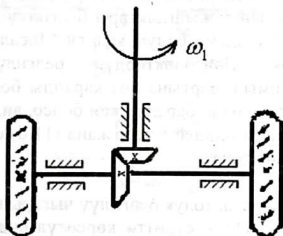
## 11.2. Автомобилдик дифференциалдардын кинематикасы

Автомобилдерде дифференциалдык механизмдердин жардамы менен айлануу кыймылын, мотордон жетелөөчү автомобилдин арткы дөңгөлөктөрүнө өткөрүп берет. Андай кыймылды, кадимки эле тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн жардамы аркылуу өткөрүп берүүгө болобу деген суроо туулушу мүмкүн. Мисалы, 11.2-сүрөттөн көрсөтүлгөндөй. Жок, болбойт. Себеби ал сүрөттөн бир октолгоочко бекитилген эки дөңгөлөктүн айлануу жыштыгы бири-бирине барабар, жалпысынан машинанын кыймылында автомобилдин оң жана сол дөңгөлөктөрүнүн айлануу жыштыктарынын ар башка болуусу зарыл.

Мисалы, бурулушта кыймыл өткөрүлүп берүүдө эки дөңгөлөктүн айлануу жыштыгы автомобилдин кыймыл шартына жараша болуусу зарыл. Бул шарт, дифференциалдык механизмдин жардамы аркылуу аткарылат. 12.3-сүрөттөн автомобилдин жетелөөчү арткы дөңгөлөктөрүнө дифференциалдык механизмдин жардамы аркылуу кыймыл берүүнүн схемасы көрсөтүлгөн.

Дифференциалдык механизм: борбордук 3 жана 4 конустук дөңгөлөктөрдөн, алар автомобилдин жетелөөчү дөңгөлөктөрү менен бирге жекече октолгогучтардан, конустук дөңгөлөк 5-жандоочу (сателлит) жана 2-жетелөөчүдөн турат.

2 (H)-жетелөөчү конустук дөңгөлөк түрүндө жасалган, ага айлануу кыймылы, 1-кордандык октолгогучтан жөнөкөй 1-2-конустук кыймыл өткөргүчтүн жардамы аркылуу өткөрүлүп берилет.



11.2-сүрөт

Борбордук 3-4 дөңгөлөктөрдүн жана 2-жетелөөчүнүн айлануу жыштыктарынын байланышкан туюнтмасынын формуласын жазыбыз. (11.5) формуласынын негизинде төмөнкүнү алабыз:

$$U_{34}^{(2)} = \frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_4 - \omega_2}$$

Мында,  $U_{34}^{(2)}$  3-дөңгөлөктөн 4-дөңгөлөккө өткөрүү катышы. 2-жетелөөчү кыймылсыз.

11.3,6-сүрөттөн 3-4-дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары барабар болгондуктан,  $U_{34}^{(2)}$ -кыймыл өткөрүү катышы төмөндөгүгө барабар болот:

$$U_{34}^{(2)} = -\frac{z_4}{z_3} = -1$$

(5-дөңгөлөк «багыт өзгөртүүчү» (паразиттик) болгондуктан ал катышпайт).

Анда,

$$\frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} = -1$$

же болбосо

$$n_3 - n_2 = -(n_4 + n_2),$$

андан алабыз,

$$2n_2 = n_3 + n_4. \quad (11.6)$$

Бул формула жетелөөчүнүн жана автомобилдин оң жана сол дөңгөлөктөрүнүн айлануу жыштыктарынын байланышын туюнтат. Формуладан бир гана жетелөөчүнүн айлануу жыштыгы белгилүү болуп,  $n_2$ - эсептелет. Эгерде, автомобилдин дөңгөлөктөрүн жолдун бетинен көтөрүп койгон болсок (көтөргүчтүн жардамы менен), анда дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыктары белгилүү кыймылда болбойт (эки белгисиз бир теңдеме болуп калат). Мисалы, бир дөңгөлөктү токтотуп койсок. Дөңгөлөктөрдүн белгилүү кыймылдашы, автомобилдин кыймыл шартына көз каранды болот. Мисал, эгерде автомобил тегиз түз жолдо бара жаткан болсо, анда эки дөңгөлөктүн айлануу жыштыктары бирдей болот жана (11,6) формулага төмөнкү барабардык кошумчаланат:

$$n_3 = n_4.$$

Бул эки барабардык толук белгилүү чыгарылышка ээ болот. Эгерде автомашина (11.4)-сүрөттө көрсөтүлгөндөй кандайдыр бир радиус боюнча бурама-кыймылда болгон болсо, анда, дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыгы төмөнкү көз карандылык боюнча туюнтулат:

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{R + B/2}{R - B/2}.$$

Бул барабардык, (11,6)-барабардык менен бирге эсептин белгилүү чыгарылышын берет.

Дифференциалдык механизмдерге башка мисалдарды карап көрөлү:

**18-мисал.** 11.5-сүрөттөгү дифференциалдык механизмдин дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар:

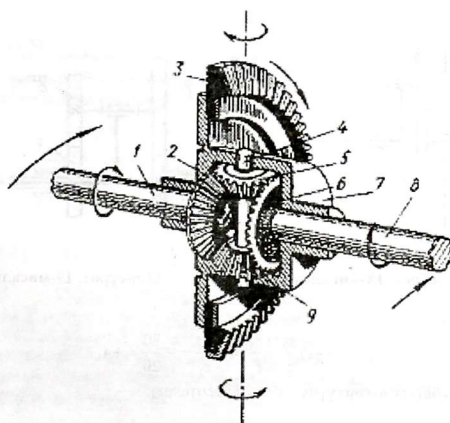
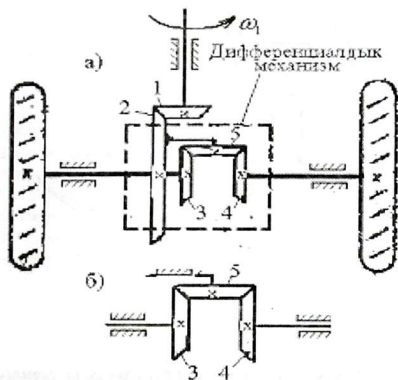
$z_1=20$ ,  $z_2=40$ ,  $z_3=80$ . Биринчи жана үчүнчү дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктары төмөнкүгө барабар:  $\omega_1=100\text{сек}^{-1}$ ,  $\omega_3=50\text{сек}^{-1}$ . Н-жетелөөчү  $\omega_H$  - бурчтук ылдамдыгын табуу керек.

**Чыгарылышы:**

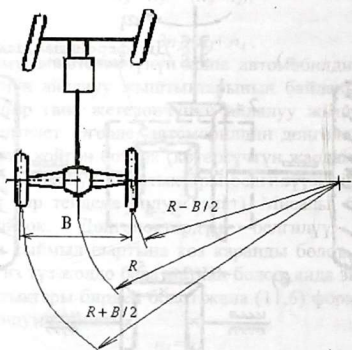
Биздин механизм үчүн (11.3) формуланы жазабыз:

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

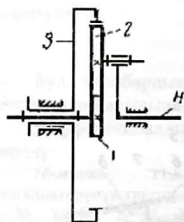
$U_{13}^{(H)}$ -кубулма механизмдин кыймыл өткөрүү катышын табабыз (Н-тогоону токтотуп), ал тиштердин саны боюнча төмөнкүгө барабар:



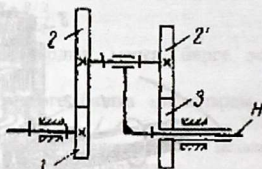
12.3-сүрөт



11.4-сүрөт. Автомобилдин бурулуудагы схемасы



11.5-сүрөт. 18-мисалга



11.6-сүрөт. 19-мисалга

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{80}{20} = -4.$$

(2-дөңгөлөк «багыт өзгөртүүчү» болуп эсептелет).

Анда,



$$-4 = \frac{100 - \omega_H}{50 - \omega_H},$$

андан төмөнкүнү алабыз:

$$\omega_H = -60 \text{сек}^{-1}.$$

**19-мисал.** 11.6-сүрөттөгү дифференциалдык механизмде берилген дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин сандары  $z_1=30$ ,  $z_2=60$ ,  $z_2^1=50$ . Бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей. Дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктары төмөнкүгө барабар:  $\omega_1=50 \text{сек}^{-1}$ ,  $\omega_3=100 \text{сек}^{-1}$   $H$ -тогоонун бурчтук ылдамдыгын табуу талап кылынат.

**Чыгарылдышы:**

3-дөңгөлөктүн тишинин саны «окшоштуктун» шартынын негизинде төмөнкүгө барабар:

$$r_1 + r_2 = r_2^1 + r_3,$$

же тиштердин саны боюнча:

$$z_1 + z_2 = z_2^1 + z_3,$$

андан,

$$z_3 = z_1 + z_2 - z_2^1 = 30 + 60 - 50 = 40.$$

Биздин механизм үчүн тогоолордун бурчтук ылдамдыктарын туюнткан формуланын түрү төмөнкүчө:

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

мында,  $U_{13}^{(H)}$  - кыймылды 1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө бергендеги кыймыл өткөрүү катышы ( $H$ -тогоо кыймылсыз болгондо).

Анда, ал тиштердин сандары боюнча:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2^1} = (-1) \frac{60 \times 40}{30 \times 50} = -\frac{8}{5},$$

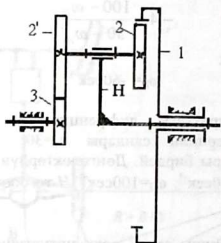
мындан,

$$-\frac{8}{5} = \frac{50 - \omega_H}{100 - \omega_H},$$

төмөнкүнү алабыз:

$$\omega_H = -80,75 \text{сек}^{-1}.$$

**20-мисал.** 11.7-сүрөттөн көрсөтүлгөн дифференциалдык механизмдин  $H$ -жетелөөчүнүн огунун айлануу жыштыгын жана 3-дөңгөлөктүн тишинин санын табууну талап кылат, эгерде бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей жана алардын тиштеринин саны төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1=60$ ,  $z_2=20$ ,  $z_2^1=25$ ; 1-3- дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыктары төмөнкүлөргө барабар:  $n_1=50$  айл/мин,  $n_3=100$  айл/мин.



11.7-сүрөт. 20-мисалга

**Чыгарылышы:**

3-дөңгөлөктүн тиштеринин санын, октоштуктун шартынан табабыз.

$$a_{12} = a_2^1$$

же

$$r_1 - r_2 = r_3 + r_2^1$$

Башталгыч айланалардын радиустарын модулу жана тиштери боюнча туюнтуп, төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{m}{2}(z_1 - z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_2^1),$$

же

$$z_1 - z_2 = z_3 + z_2^1,$$

андан,

$$z_3 = z_1 - z_2 - z_2^1 = 60 - 20 - 25 = 15.$$

Дифференциалдык механизмдин айлануу жыштыгын туюнткан формуланы жазып алабыз:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H},$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$  - кыймылды 1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө бергендеги кыймыл өткөрүү катышы (H-тогоо кыймылсыз болгондо); анда, ал тиштердин сандары боюнча:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2^1} = -\frac{20 \times 15}{50 \times 25} = -\frac{1}{5}.$$

Анда,

$$\frac{1}{5} = \frac{50 - n_H}{100 - n_H},$$

андан:

$$n_H = -58,33 \text{ айл/мин.}$$

### 11.3. Бир кыймылдуу планетардык механизмдер

Эгерде 11.1-сүрөттөн көрсөтүлгөн жөнөкөй дифференциалдык механизмдин 3-дөңгөлөгүн кыймылсыз бекитип койсок, анын бурчтук ылдамдыгы  $\omega_3$  нөлгө барабар болот (11.2-сүрөт), ал эми (11.2) формула төмөнкүчө жазылышы мүмкүн:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - U_{13}^H,$$

андан алабыз:

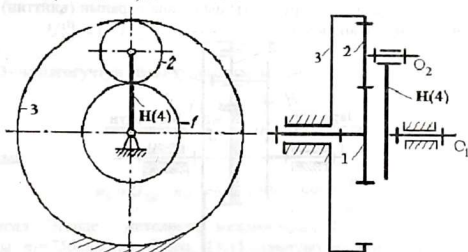
$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^H, \quad (11.7)$$

Бул механизмдеги 1-дөңгөлөктөн Н-тогоосуна болгон  $-U_{13}^H$ -кыймыл өткөрүүнүн катышы.

11.8-сүрөттөгү 3-дөңгөлөк кыймылсыз болгондо, 2-дөңгөлөк, 3-дөңгөлөк боюнча тогоолонот. Мындай механизмдин кыймыл саны Чебышовдун формуласы боюнча төмөнкүгө барабар:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Кыймылсыз октун айланасында айлануучу тиштүү дөңгөлөк борбордук дөңгөлөк деп аталат. Борбордук дөңгөлөккө карата эпициклдик кыймылга ээ болгон тиштүү дөңгөлөк **планетардык же сателлиттик (жандооч)** деп аталат.



11.8-сүрөт. Планетардык механизм

Ошондуктан, кээде планетардык тиштүү механизмдер сателлиттик тиштүү механизмдер деп аталат. Борбордук дөңгөлөк менен сателлитти байланыштырып турган Н-тогоо жетелөөчү деп аталат. (11.7) формуладан көрүнүп тургандай, планетардык

өткөргүчтүн, кыймыл өткөрүү катышын табуу үчүн бирден, кадимки тиштүү өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышын кемитүү зарыл (3-дөңгөлөктү кыймылсыз деп алганда). Ал эми кыймыл жетелөөчү Н-тан берилип 1-дөңгөлөктөн чыккан болсо, анда кыймыл өткөрүү катышынын тулунтмасы төмөнкүчө болот:

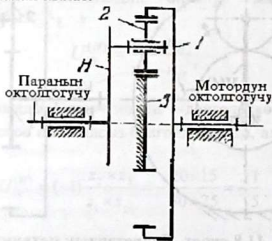
$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}} = \frac{1}{1 - U_{13}^H}.$$

(11.7)-формуладан белгилүү болгондой, планетардык механизм абдан чоң жана эң кичинекей болгон кыймыл өткөрүү катышын өндүрүүгө жөндөмдүү. Ал үчүн, Н-гоогоосу кыймылсыз болгон учурда, кыймыл өткөрүү катышы 1ге жакын болуусу зарыл.

Планетардык механизмдин жардамы менен абдан чоң же эң кичине өткөрүү катышын алуу, бул планетардык механизмдердин артыкчылык жагы. Анын башка артыкчылыгы: конструкциясы жеңил жана чакан, жетелөөчү жана жетеленүүчү октолгогучтары окшош.

Жогорку келтирилген механизмдерге мисалдарды карап көрөлү:

**21-мисал.** Эгерде мотордун октолгогучунун айлануу жыштыгы:  $n_1 = 3000 \text{ ай/мин}$  ал эми дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1 = 60$ ,  $z_2 = 16$ ,  $z_3 = 32$ . 25.9-сүрөттө көрсөтүлгөн планетардык механизмдин (өткөрүү катышын), мотордун 1-октолгогучунан уяктын Н-парасына болгон кыймыл өткөрүү катышын жана паранын (винттин) айлануу жыштыгын табууну талап кылат.



11.9-сүрөт. 21-мисалга

**Чыгарылышы:**

Планетардык механизмдин кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар

$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^H$$

мында  $U_{13}^H$  - «кубулма» механизмдин, Н-жетелөөчү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы. Ал тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{13}^H = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{32}{60} = -0,53.$$

Анда,

$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^H = 1 - (-0,266) = 1,53.$$

Н-паранын айлануу жыштыгын төмөнкү формула боюнча табабыз:

$$U_{1H}^3 = \frac{n_1}{n_2},$$

андан,

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}^3} = \frac{3000}{1,53} = 1960 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}.$$

**22-мисал.** Эгерде Н-жетелөөчү  $n_H=1500$  айл/мин ылдамдыгы менен айланса, ал эми тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1=80, z_2=20, z_2'=35, z_3=25$ . 11.10-сүрөттөн көрсөтүлгөн планетардык механизмдин кыймыл өткөрүү катышын жана 3-дөңгөлөктүн октолгогучунун айлануу жыштыгын табууну талап кылат.

**Чыгарылышы:**

Планетардык механизмдин кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{3H}^{(1)} = 1 - U_{31}^{(H)} = 1 - (-1) \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2} = 1 + \frac{35 \cdot 80}{25 \cdot 20} = 6,6.$$

Ал эми, 3-октолгогучтун айлануу жыштыгын төмөнкү формуладан табабыз:

$$U_{3H}^{(1)} = \frac{n_3}{n_H},$$

андан:

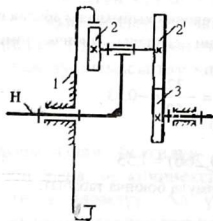
$$n_3 = U_{3H} \cdot n_H = 6,6 \cdot 1500 = 9900 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}.$$

**23-мисал.** Эгерде жетелөөчү механизмдин 1-октолгогучунун айлануу жыштыгы  $n_1=750$  айл/мин болсо, 11.11-сүрөттөн көрсөтүлгөн механизмдин жетеленүүчү 5-октолгогучунун айлануу жыштыгын жана анын айлануу багытын табуу талап кылынат.

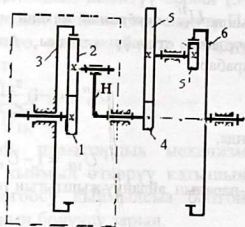
Тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар:

$$Z_1=24, Z_2=36, Z_4=Z_5=16, Z_3=48.$$

Бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей.



11.10-сүрөт. 22-мисалга



11.11-сүрөт. 23-мисалга

**Чыгарылышы:**

Тиштүү дөңгөлөктөр, планетардык, (пунктар менен курчалган) жана эки баскычтуу октору кыймылсыз болгон эки механизмден турат. Ошондуктан, андай механизмдин жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{16} = U_{1H} \times U_{H6},$$

мында,  $U_{1H}$  - планетардык механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{H6} = U_{4'6}$  - эки баскычтуу тиштүү механизмдин өткөрүү катышы.

Бул өткөрүү катыштар төмөнкүгө барабар:

$$U_{1H} = 1 - U_{13}^H = 1 - (-1)^1 \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Мында,  $U_{13}^H$  - «кубулма» механизмдин, H-жетелөөчү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы, тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар

$$U_{H6} = U_{46} = (-1)^1 \frac{z_5 \cdot z_6}{z_4 \cdot z_5}.$$

Андан,

$$U_{16} = U_{1H} \cdot U_{H6} = \left( -1 \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} \right) \cdot \frac{z_5 \cdot z_6}{z_4 \cdot z_5} \quad (a)$$

$z_3$  жана  $z_6$  - дөңгөлөктөрдүн белгисиз тиштеринин сандарынын окшош болгон шарттан:

$$a_{12} = a_{23}; \quad a_{45} = a_{56},$$

же

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2; \quad z_4 + z_5 = z_6 - z_5,$$



андан,

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 24 + 72 = 96;$$

$$z_6 = z_4 + z_5 + z_3 = 48 + 16 + 16 = 80.$$

Табылган тиштердин сандарын формулага (а) коюп, андан алабыз:

$$U_{16} = -(1 + \frac{96}{24}) \cdot \frac{80 \cdot 48}{16 \cdot 16} = -75.$$

6 - октолгогучтун айлануу жыштыгын төмүнкү формуладан алабыз:

$$U_{16} = \frac{n_1}{n_6},$$

андан:

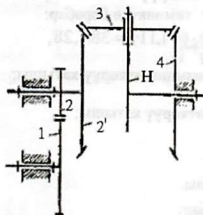
$$n_6 = \frac{n_1}{U_{16}} = \frac{750}{-75} = -10 \text{ айл/мин.}$$

6-дөңгөлөк, 1-дөңгөлөккө карама-каршы багытта айланат.

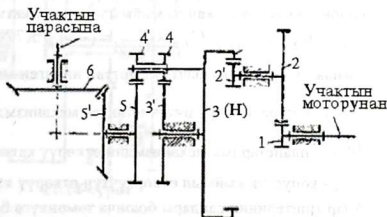
**24-мисал.** Эгерде дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1=100$ ,  $z_2=50$ ,  $z_2'=54$ ,  $z_3=38$ ,  $z_4=52$ . 11.12- сүрөттөн редуктордун (вариатордон)  $U_{1H}$ -кыймыл өткөрүү катышын табуу талап кыланат.

**Чыгарылышы:**

Тиштүү механизм эки механизмден турат: сырттан илинишкен бир баскычтуу 1-2-кыймыл өткөргүчтөн жана конустук планетардык редуктордон (пункту менен көрсөтүлгөн). Ошондуктан, анын жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:



11.12-сүрөт. 24-мисалга



11.13-сүрөт. 21-мисалга

$$U_{1H} = U_{12} \cdot U_{2'H}$$

мында,  $U_{12}$  - бир баскычтуу тиштүү механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{2'H}$  - конустук-планетардык механизмдин өткөрүү катышы.

Бул тиштердин саны боюнча өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = (-1)^1 \frac{z_2}{z_1},$$

$$U_{2' H} = 1 - U_{2' 4}^{(H)} = 1 - (-1)^2 \frac{z_3 \cdot z_4}{z_{2'} \cdot z_3},$$

мында,  $U_{2' 4}^{(H)}$  - «кубулма» механизмдин, H-жетелөөчүсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы;

Алар, тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{1H} = U_{12} \cdot U_{2' H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(1 - \frac{z_4}{z_{2'}}\right) = -\frac{50}{100} \left(1 - \frac{52}{54}\right) = -0,5(1 - 1,368) \approx -0,98.$$

**25-мисал.** Эгерде тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:

$z_1 = 13$ ,  $z_2 = z_3 = 52$ ,  $z_{2'} = 9$ ,  $z_{3'} = 45$ ,  $z_4 = z_{4'} = 11$ ;  $z_5 = 48$ ;  
 $z_{5'} = 36$ ;  $z_6 = 40$ , уяктын парасынын редукторунун өзгөрүлмө кадам менен

болгон  $U_{16}$  кыймыл өткөрүү катышын табуу талап кылынат.

**Чыгарылышы:**

Берилген тиштүү дөңгөлөктүү механизм төрт баскычтан турат:

1-баскыч, сырттан илинген (1-2) кыймыл өткөрүү;  
 2-баскыч, ичтен илинишкен жуп (2'-3) кыймыл өткөрүү;  
 3-баскыч, планетардык механизм эки (3'-4, 4'-5') жуп дөңгөлөктүү кыймыл өткөрүү;

4-баскыч, конустук жуп (5'-6) дөңгөлөктүү кыймыл өткөрүү.

Ошондуктан, анын жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{16} = U_{12} \cdot U_{2' 3(H)} \cdot U_{H5} \times U_{5' 6} = (-4) \cdot (5,77) \cdot 15 \cdot (-1,11) = 384,28,$$

мында,  $U_{12}$  - бир баскычтуу сырттан илинген механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{2' 3}$  - бир баскычтуу ичтен илинген механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{H5}$  - планетардык механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{5' 6}$  - конустук кыймыл өткөргүчтүн өткөрүү катышы.

Алар тиштеринин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{52}{13} = -4; \quad U_{2' 3} = \frac{z_3}{z_{2'}} = +\frac{52}{9} = 5,77,$$

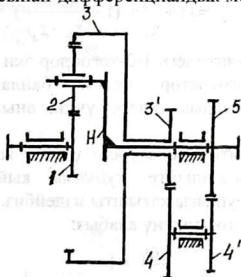
$$U_{H5} = \frac{1}{U_{5H}} = \frac{1}{1 - U_{3' 5}^{(H)}} = \frac{1}{1 - (-1)^2 \frac{z_4 \cdot z_5}{z_{3'} \cdot z_{4'}}} = \frac{1}{1 - \frac{11 \cdot 48}{45 \cdot 15}} = 15$$

$$U_{5' 6} = -\frac{z_6}{z_{5'}} = -\frac{40}{36} = -1,11.$$

## 11.4. Туяк чынжырлуу дифференциалдык механизмдер

Дифференциалдык механизмдердин тогоолору негизги октун айланасында айланат, ошондуктан **негизги ок** деп аталат. Эгерде механизмде үч негизги тогоо (эки борбордук дөңгөлөктөн жана жетелөөчү) болуп, алар кыймылдуу болсо, анда алар жогоруда айтылгандай, механизмдер эки кыймылдуу болот жана **дифференциалдык** деп аталат. Эгерде дифференциалдын эки тогоосун, кошумча дөңгөлөктөр менен байланыштырсак, анда ал туяк чынжырлуу дифференциалдык механизм деп аталган бир кыймылдуу татаал механизмге айланып калат. Мындай механизмдер оор жүк көтөрүүчү машиналарда абдан көп колдонулат. Мисалы, андай механизмдерди, 3-борбордук дөңгөлөк менен H-жетелөөчүнү 25.14-сүрөт 3' - 4 жана 4' - 5 тиштүү жуптардан турган кошумча эки баскычтуу тиштүү өткөргүч менен байлап алууга болот.

Негизги тогоолордун кыймыл өткөрүү катышын жана бурчтук ылдамдыктарын табуу үчүн эки теңдеме түзүүгө болот. Ал, Виллистин формуласынан-дифференциалдык механизм үчүн:



11.14-сүрөт

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

же, эске алып,

$$U_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1},$$

андан төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

(11.8). Кошумча тиштүү кыймыл өткөрүү үчүн:

$$U_{35} = \frac{\omega_3}{\omega_5} = (-1)^2 \frac{z_4 \cdot z_5}{z_3' \cdot z_4'}$$

же  $\omega_5 = \omega_H$  -эске алып, андан,

$$\frac{\omega_3}{\omega_5} = \frac{z_4 \cdot z_5}{z_3' \cdot z_4'} \quad (11.9)$$

(11.8) жана (11.9)-тендемелерин бирге чыгарып,  $\omega_1$ -маанисин берип,  $\omega_3$  жана  $\omega_H$ - маанилерин жана 1-дөңгөлөктөн жетелөөчү тогоого чейин өткөрүү катышын таап алууга болот:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$$

Акыркысы, биз карап жаткан механизм үчүн төмөнкүгө барабар:

$$U_{1H} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \cdot \left(1 - \frac{z_4 \cdot z_5}{z_3' \cdot z_4'}\right)$$

11.15,б-сүрөттөн механизмдеги 1-3-тогоолор эки кошумча  $3^1-4^1$  жана  $1^1-4$ -эки жуп дөңгөлөктөр менен байланышкан. Мындай механизмдерди кыймылдык талдоо үчүн, анын өткөрүү катышы аныкталат.

Өткөрүү катышты аныктоо үчүн жогорудагыдай эле дифференциалдык механизмге кубулма кыймыл берип, 1-3-дөңгөлөктөрдүн ортосундагы катышты издейбиз.

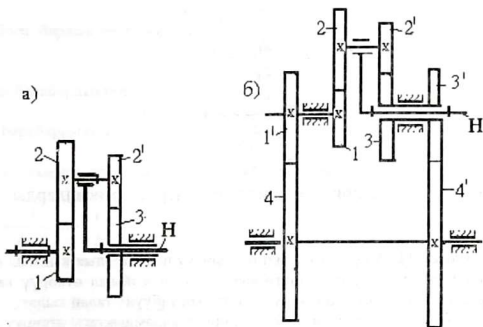
Ал (11.9) туюнтмадан төмөнкүнү алабыз:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_H} - 1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} = \frac{U_{1H} - 1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} \quad (11.10)$$

Экинчи жагынан, 11.15,б-сүрөттөгү механизм үчүн байланыш дөңгөлөктөрдүн, же баскычынын өткөрүү катышы:

$$U_{13'} = \frac{\omega_{1'}}{\omega_{3'}}, \quad (11.11)$$

мындан,  $\omega_1 = \omega_1^1$ ,  $\omega_3 = \omega_3^1$ .



11.15-сүрөт. Туюк чынжырлуу дифференциалдык механизм

Механизмдин жалпы өткөрүү катышы (11.10) жана (11.11) барабардыктарын бирге чыгаруудан төмөндөгү келип чыгат:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{U_{1H} - 1}{\frac{\omega_1}{U_{1'3'} \times \omega_H} - 1} = \frac{U_{1H} - 1}{\frac{U_{1H} - 1}{U_{1'3'}}},$$

мындан,

$$U_{13} = \frac{U_{13}^H - 1}{\frac{U_{13}^H}{U_{1'3'}} - 1}. \quad (11.12)$$

Ал эми,

$$U_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1}$$

жана,

$$U_{1'3'} = \frac{z_4}{z_{1'}} \cdot \frac{z_{3'}}{z_{4'}},$$

$z_i (i=1, 3, 3', 4, 4')$  - дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары. Булардын маанилерин 11.12 ге коюп, механизмдин өткөрүү катышынын сан маанисин алабыз:

$$U_{III} = \frac{\frac{-z_3}{z_1} - 1}{\frac{\frac{z_3}{z_1} - 1}{\frac{z_4 \cdot z_{3'}}{z_{1'} \cdot z_{4'}}}} \quad (11.13)$$

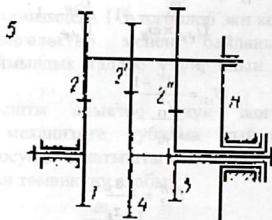
Жогорку келтирилген механизмдерге мисалдарды карап көрөлү:

26- мисал. 11.16-сүрөттөгү эки баскычтуу планетардык кыймыл өткөрүү кутучасын Н-жетелөөчүдөн 1-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышын жана биринчи дөңгөлөктүн айлануу жыштыгын табууну талап кылат.

а) 3-дөңгөлөк тормоздолгон болсо (биринчи ылдамдыктагы өткөрүү).

б) 4-дөңгөлөк тормоздолгон болсо (экинчи ылдамдыктагы өткөрүүчү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары)  $z_1=50$ ,  $z_2=49$ ,  $z_3=51$ ,  $z_4=48$  жана  $n_H = 2500 \text{ мин/айл}$  айлануу жыштыгы белгилүү.

Берилбеген тиштердин сандары октоштуктун шарты боюнча аныкталат, дөңгөлөктөр нөлдүк, ал эми бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей.



11.16-сүрөт. 26-мисалга

**Чыгарылышы:**

Эки баскыч тең төмөнкү жуп дөңгөлөктөрдүн жардамы менен аткарылат:

1-баскычтагы ылдамдык 1-2, 2<sup>II</sup>-3, 2<sup>II</sup>-H;

2-баскычтагы ылдамдык 1-2, 2<sup>I</sup>-4, 2<sup>I</sup>-H.

Кыймыл өткөрүү катышын табуудан мурда,  $z_1, z_{2'}, z_{2''}$  берилбеген тиштердин сандарын аныктайбыз. Аны, тиштердин сандарын окшоштуктун шартынан таап алабыз:



$$A_{12}=A_2^{II}; \quad a_{12}=a_2^I$$

же болбосо, бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей болгондуктан:

$$z_1+z_2=z_2^{II}+z_3;$$

$$z_1+z_2=z_2^I+z_4.$$

Биринчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_2^{II} = z_1+z_2-z_3=50+49-51=48,$$

экинчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_2^I = z_1+z_2-z_4=50+49-48=51$$

Кыймыл өткөрүү катышы ар бир ылдамдыктын баскычы үчүн төмөнкүгө барабар:

$$1) \quad U_{H1}^{(3)} = \frac{1}{U_{1H}} = \frac{1}{1-U_{13}^{II}} = \frac{1}{1-(-1)^2 \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2^{II}}} = \frac{1}{1-(-1)^2 \frac{49 \cdot 51}{50 \cdot 48}} = -24,24;$$

$$2) \quad U_{H1}^{(4)} = \frac{1}{U_{1H}^{(4)}} = \frac{1}{1-U_{14}^{II}} = \frac{1}{1-(-1)^2 \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_2^I}} = \frac{1}{1-\frac{49 \cdot 48}{50 \cdot 51}} = 12,87$$

Ар бир ылдамдыктын баскычы үчүн, 1-чи дөңгөлөктүн айлануу жыштыгын төмөнкү барабардыктан табабыз:

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}^{(3)}} = \frac{1}{\frac{n_1}{n_H}} = \frac{n_H}{n_1},$$

мындан,

$$n_1 = \frac{n_H}{U_{H1}^{(3)}}.$$

Ар бир ылдамдыктын баскычы үчүн  $n_1$  төмөнкүлөргө барабар:

$$1) \quad n_1 = \frac{n_H}{U_{H1}^{(3)}} = \frac{2500}{-24,24} = -103,14 \text{ айл/мин},$$

$$2) \quad n_1 = \frac{n_H}{U_{H1}^{(4)}} = \frac{2500}{12,87} = 194,25 \text{ айл/мин}.$$

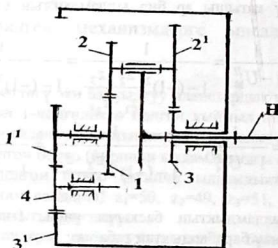
**27 -мисал.** Дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болгон болсо,  $Z_1=60, Z_1=30, Z_2=50, Z_3=40, Z_3=144; Z_4=406$ , 11.17-сүрөттөн көрсөтүлгөн туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин жетелөөчү 1-чи октолгогучтан II-октолгогучуна болгон  $U_{1H}$ -кыймыл өткөрүү катышын табуу талап кылынат.

**Чыгарылышы.**

Эки кыймылда болгон негизги дифференциалдык механизмди төмөнкү тетиктер түзөт: 1-3-борбордук дөңгөлөктөр, 2 жана 2<sup>1</sup> сателлиттер жана H-жетелөөчү. Бул механизмге төмөнкүчө формуланы жазууга болот:

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H},$$

(a)



11.17-сүрөт. 27-мисалга

мында, H-кыймылсыз деп алган учурда,  $U_{13}^H$ -дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышы. Ал тиштердин сандары боюнча төмөнкүчө барабар:

$$U_{13}^H = (-1)^2 \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} = \frac{30 \cdot 40}{60 \cdot 50} = \frac{2}{5}.$$

1-жана 3-дөңгөлөктөрдүн октолгогучтарына 1<sup>1</sup>, 4, 3<sup>1</sup> дөңгөлөктөрдүн жардамы менен кыймылсыз октор аркылуу, турактуу кыймыл өткөрүү катышы боюнча байланышы, төмөнкүчө барабар:

$$\frac{n_1}{n_3} = U_{13} = -\frac{z_{3'}}{z_{1'}} = -\frac{144}{64} = -\frac{9}{4}$$

(4-дөңгөлөк « мите » болуп эсептелет),

мында,

$$n_3 = \frac{n_1}{U_{13}}.$$

$n_3$ -маанисин (a) барабардыгына коюп, андан алабыз

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_{II}}{n_1 \frac{1}{U_{13}} - n_{II}}$$

же болбосо,

$$n_1 - n_3 \cdot U_{H3} = n_3 \cdot U_{13}^H - n_3 \cdot U_{H3} \cdot U_{13}^H,$$

$$n_1 \left(1 - \frac{U_{13}^H}{U_{13}}\right) = n_{II} (1 - U_{13}^H).$$

Мындан:

$$U_{1H} = \frac{n_1}{n_{II}} = \frac{1 - U_{13}^H}{1 - \frac{U_{13}^H}{U_{13}}} = \frac{1 - \frac{2}{5}}{\frac{2}{1 - \frac{5}{9}}} = 0,51$$

**28-мисал.** Дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болгон болсо:  $z_1=20$ ,  $z_2=40$ ,  $z_3=100$ ,  $z_3'=80$ ;  $z_4=25$ ;  $z_5=30$ . 11.18-сүрөттөн көрсөтүлгөн туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин жетелөөчү 1-дөңгөлөктүн октолгогучунан 3-дөңгөлөктүн октолгогучуна болгон  $U_{13}$ -кыймыл өткөрүү катышын табууну талап кылат.

#### **Чыгарылышы.**

Эки кыймылда болгон 1,2,3 жана H-жетелөөчүдөн турган дифференциалдык механизм, алардын H-жетелөөчүнүн жана 3-дөңгөлөктүн октолгогучтары 3',4,5-дөңгөлөктөрдүн жардамы менен байланышкан турактуу кыймыл өткөрүүчүсү болот (бул дөңгөлөктөрдүн октору кыймылсыз).

Берилген жекече эки кыймылда болгон дифференциалдык механизм үчүн төмөнкүнү жазууга болот.

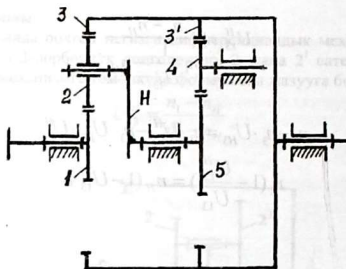
$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_{II}}{n_3 - n_{II}}, \quad (a)$$

мында, H-шарттуу кыймылсыз деп алган учурда,  $U_{13}^H$ -1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышы.

Ал тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{13}^H = -z_3 / z_1 = -100 / 20 = -5,$$

$$U_{H3} = \frac{n_{II}}{n_3} = -\frac{z_3'}{z_5} = -\frac{80}{30} = -\frac{8}{3}$$



11.18-сүрөт. 28-мисалга

(4-дөңгөлөк « м и т е » болуп эсептелет).

Акыркы барабардыктан алабыз,

$$n_H = n_3 \times U_{H3}$$

$n_H$ -маанисин (а) барабардыкка коюп төмөнкүнү алабыз;

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_3 \cdot U_{H3}}{n_3 - n_3 \cdot U_{H3}}$$

же болбосо

$$n_1 - n_3 \cdot U_{H3} = n_3 \cdot U_{13}^H - n_3 \cdot U_{H3}^H \cdot U_{13}^H$$

$$n_1 = n_3 (U_{H3} + U_{13}^H - U_{H3}^H \cdot U_{13}^H),$$

мындан,

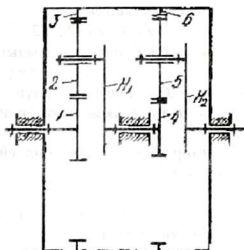
$$U_{13} = \frac{n_1}{n_3} = U_{H3} + U_{13}^H - U_{H3}^H \cdot U_{13}^H = -\frac{8}{3} - 5 - \frac{8}{3} - 5 = -5,66$$

**29-мисал.** Эгерде дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүлөргө барабар болсо:  $Z_1=22$ ,  $Z_2=31$ ,  $Z_3=Z_6=84$ ,  $Z_4=18$ ,  $Z_5=33$ .

11.19-сүрөттөн көрсөтүлгөн редуктордун  $U_{H12}$ -кыймыл өткөрүү катышын табууну талап кылат,

**Чыгарылышы:**

Кыймыл 1-борбордук дөңгөлөктүн октолгогучуна берилип,  $H_2$ -жетелегичтин октолгогучуна алынат. Анда редуктордун жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөндөгүгө барабар болот:



11.19-сүрөт. 29-мисалга

$$U_{1H_2} = U_{14}^{(3)} \cdot U_{4H_2}^{(6)}$$

андан эске алып  $\omega_{H1} = \omega_4$ , мындан биринчи баскыч үчүн төмөнкүнү жазыбыз:

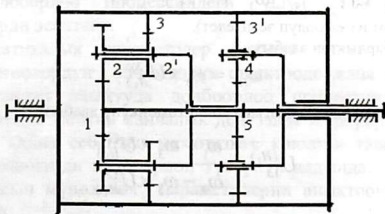
$$U_{14}^{(3)} = 1 - U_{1H}^{(H)} = 1 - (-1) \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{84}{22} = 4,81;$$

Ал эми экинчи баскыч үчүн:

$$U_{4H_2}^{(6)} = 1 - U_{46}^{(H_2)} = 1 - (-1) \frac{z_6}{z_4} = 1 + \frac{84}{18} = 5,66$$

Алынган маанилерин (а) формулага коюп төмөнкүнү алабыз:  
 $U_{1H_2} = U_{14}^{(3)} \times U_{4H_2}^{(6)} = 4,81 \times 5,66 = 27,22$

**30-мисал.** 11.20-сүрөттөгөн көрсөтүлгөн туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин 1-борбордук дөңгөлөктүн, 3-кыймылда болгон барабанга чейинки  $U_{13}^{II}$ -кыймыл өткөрүү катышын жана анын  $\omega_3$ - бурчтук ылдамдыгын табууну талап кылат.



11.20-сүрөт. 30-мисалга

Дөңгөлөктүн тиштеринин сандары берилген,

$$Z_1=Z_2^1=Z_3=11; Z_2=Z_4=32$$

жана I-дөңгөлөктүн октолгогучунун бурчтук ылдамдыгы  $\omega_1=100 \text{ рад/сек}$ .

**Чыгарылышы:**

Алдын ала берилген 3-3<sup>1</sup> -дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандарын аныктап алабыз. Тиштердин сандарын окшоштуктун шарты боюнча табабыз.

$$A_{12}=A_{2^1_3}; A_{54}=A_{43^1};$$

же болбосо, бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей болгондуктан,

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2^1; z_5 + z_4 = z_3^1 - z_4.$$

андан,

$$z_3^1 = z_5 + 2z_4.$$

Биринчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_3 = z_1 + z_2 + z_2^1 = 11 + 32 + 11 = 54.$$

Экинчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_3^1 = z_5 + 2z_4 = 11 + 2 \times 32 = 75.$$

Берилген эки кыймылда болгон дифференциалдык механизмдин негизги тогоолору болуп, 1-3-борбордук дөңгөлөктөр, 2-2<sup>1</sup>-сателлитер жана H-жетелөөчү эсептелет.

Берилген механизм үчүн төмөнкү Виллистин формуласын жазууга болот:

$$U_{13}^{(H_1)} = \frac{\omega_1 - \omega_{H_1}}{\omega_1 - \omega_{H_1}}, \quad (a)$$

Экинчи жагынан дөңгөлөктүн тиштеринин сандары аркылуу

$$U_{13}^{(H_1)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2^1} = -\frac{32 \times 54}{11 \times 11} = -14,23,$$

мында,  $U_{13}^{H_1}$  - «кубулма» механизмдин, H-жетелөөчүсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы, H-жетелөөчүнүн жана 3-дөңгөлөктөрдүн арасындагы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{H_1 3}^{(3)} = \frac{\omega_{H_1}}{\omega_3} = -\frac{z_3^1}{z_5} = -\frac{75}{11} = -6,8$$

(4-дөңгөлөк «м ит е» болуп эсептелет).

Акыркы барабардыктан алабыз:

$$\omega_{H_1} = \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}.$$

$\omega_{H_1}$  -маанисин (a) барабардыгына коюп төмөнкүнү алабыз:

$$U_{13}^{(H_1)} = \frac{\omega_1 - \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}}{\omega_3 - \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}},$$

же болбосо,

$$\omega_1 - \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)} = U_{13}^{(H_1)} \times \omega_3 - U_{13}^{(H_1)} \times \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}$$



$$\omega_1 = \omega_3 (U_{13}^{(H_1)} - U_{13}^{(H_1)} \cdot U_{H_1,3}^{(3)} + U_{H_1,3}^{(3)})$$

андан

$$U_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = U_{13}^{(H_1)} - U_{13}^{(H_1)} \times U_{H_1,3}^{(3)} = -1428 + 14,28 \times (-68) - 6,8 = -118,18,$$

3-барбардыктын бурчтук ылдамдыгын төмөнкү формула аркылуу табабыз:

$$U_{13}^{(H_1)} = \frac{\omega_1}{\omega_3},$$

мындан,

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_{13}^{(H_1)}} = \frac{100}{-118,1} = -0,85 \text{ рад/сек}$$

## XII ТАРАМ. КӨП ТОГООЛУУ МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ

Механизмдерди долбоорлоп аларды түзүүдө негизги параметрлердин бири болуп, кинематикалык мүнөздөөчү параметрлер эсептелет. Аларга: чекиттердин траскториялары, механизмдин тогоолорунун ылдамдыктары жана ылдамдануусу кирет.

Кинематикалык мүнөздөөчү параметрлерди билүү, ошондой эле динамикалык эсептөө жүргүзүүдө керектүү параметр болот.

Механизмдин тогоолорундагы кинематикалык параметрлерди билүү механизмди долбоорлоп түзгөнгө чейинки алардын тогоолорунун бекемдигин, термелүүгө турактуулугун, жешилүүгө бекемдик турактуулугун, муунак жаздыктын бекемдигин жана башка долбоорлоо процессиндеги ушул сыяктуу керектүү параметрлерди эсептейт.

Кинематикалык параметрлер боюнча конструктор тыянак чыгарат, тогоолордун өлчөмдөрүн аныктоодо жана структуралык схеманы тандап алынууда долбоорлоо процессиндеги негизги чечилип жаткан эсептин канчалык деңгээлде жүргүзүлүп жатканын мүнөздөйт. Ошол себептен механизмге коюлган талаптарга жооп берүүчү механизмди долбоорлоп түзүүнүн алдында, механизмдин кинематикасын мүнөздөөчү параметрлерин аныктоочу ыкмаларды билүү зарыл.

Ал ыкмалардын бирөөсү механизмдерди графикалык ыкма менен изилдөө. Графикалык ыкма көп тогоолуу механизмдерди анализдөөдө колдонулат.

### 12.1. Тиштүү механизмдерди графикалык ыкма боюнча изилдөө

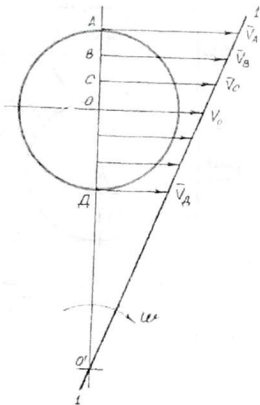
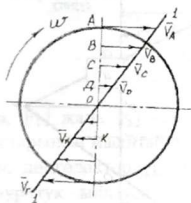
Тиштүү механизмдерди изилдөөнү графикалык ыкма менен жүргүзүү мүмкүн. Көбүнчө, татаал көп тогоолуу тиштүү механизмдерди изилдөөдө абдан ыңгайлуу ыкма.

Тиштүү механизмдерди көп баскычтуу планетардык жана дифференциалдык редукторлорду изилдөөдө Н.Э Бауман атындагы МВТУнун проф. Л.В Смирнов графикалык ыкманы колдонууну ойлоп тапкан.

Тогоонун каалаган чекитинин ылдамдыгы, кандайдыр бир тогоого (дөңгөлөк, жетелөөчү ж.б.) салыштырмалуу, ал айлануу кыймылда болгон учурда, кыймылсыз октун айланасынын радиусуна пропорционалдуу. Ошондуктан, мисалы, дөңгөлөк О-кыймылсыз чекиттин айланасында айланса (12.1-сүрөт) анда тигинен диаметр боюнча жайланышкан тогоонун чекиттеринин векторлорунун учтары, «О»-чекитинен өткөн 1-1 түз сызыгында жатат.

Бул түз сызык берилген тогоонун ылдамдыгынын сүрөтү деп аталат.

Эгерде тогоо татаал кыймыл жасаган болсо (мисал, дифференциалдык механизмдин сателлити), анда ал кыймылды, теориялык механиканын курсунан белгилүү болгондой, көз ирмемде айлануу борбору болгон, айлануу кыймыл катары кароого болот. Ошондуктан, (12.1,б-сүрөттөн)  $O^1$  А-түз сызыгы боюнча жайланышкан тогоонун чекиттеринин бардык векторлорунун учтары, көз ирмемде айлануу борбору  $O^1$ -чекитинен өткөн 1-1 түз сызыгында жаткан болот. Ошентип, эгерде кандайдыр бир тогоонун эки чекитинин ылдамдыгынын векторлору белгилүү болгон болсо, анда ошол векторлордун учтары аркылуу түз сызык жүргүзүп, тогоонун ылдамдыгынын сүрөтүн өтө оңой алууга болот. Ушундай ыкманын негизинде тиштүү механизмдерди графикалык ыкма аркылуу изилдейбиз. Ал тогоо үчүн удаасы менен ылдамдыктын сүрөтүн тургузуп алып, механизмдеги тогоолордун ылдамдыгынын сүрөтүн тургузуу мүмкүн.



а)

б)

**12.1-сүрөт.** Тогоонун чекитинин ылдамдыктарынын сүрөтү: а-тогоо кыймылсыз октун айланасында айланат; б-тогоо татаал кыймыл жасаганда

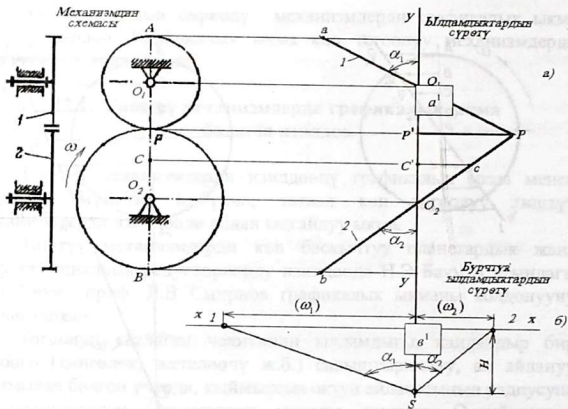
Башталышында эң жөнөкөй болгон, эпициклдик тиштүү дөңгөлөктөн турган механизмди карап көрөлү:

12.2-сүрөттөн белгилүү масштаб менен 1-2-тиштүү жуп дөңгөлөктөрдүн кинетикалык схемасы көрсөтүлгөн (тиштүү дөңгөлөктөрдүн кинетикалык схемасы башталгыч айланалар түрүндө көрсөтүлөт).

$O_1, O_2$  борбордук сызыгына жарыш болгон тигинен «у-у» түз сызыгын жүргүзөбүз (12.2, а-сүрөт) жана ага мүнөздөлгөн бардык чекиттерди көчүрүп, андан -  $O_1, O_2$   $p'$ -чекиттерин алабыз.

$p'$ -чекиттен у-у сызыгына перпендикуляр болгон  $[P'P]$ -үзүндү сызыгын жүргүзөбүз, ал  $\mu_V$ -масштапта эки дөңгөлөккө тең бирдей тиешелүү болгон  $P$  чекитинин ылдамдыгынын векторлору болуп эсептелет:

$$V_{P_1} = V_{P_2} = \mu_V [P'P].$$



12.2-сүрөт. Жөнөкөй тиштүү механизм үчүн ылдамдыктардын сүрөтүн түзүү

Андан кийин,  $P$  жана  $O_1$ -чекиттери аркылуу  $1(P-O_1-a)$ , түз сызык жүргүзүп, 1-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз (дөңгөлөктүн айлануу огундагы  $O_1$  чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар болгондуктан,  $O_1$  чекити  $y$ -у түз сызыгында жатат). Ушул сыяктуу  $P$  жана  $O_2$  чекиттери аркылуу  $2(P-O_2-в)$ - түз сызыгын жүргүзүп, 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз. Ошентип, механизмдин ылдамдыгынын сүрөтү тургузулуп бүткөн болот.  $a$  жана  $в$ -үзүндү сызыктар тиштүү дөңгөлөктөрдүн  $A$  жана  $B$  чекиттеринин ылдамдыктары болот.

Кандайдыр бир белгисиз чекиттин ылдамдыгын аныктоо үчүн, мисалы, 1-дөңгөлөктүн  $C$  чекитин, ал үчүн  $C$ -чекитинен горизонталдык түз сызык жүргүзөбүз, ылдамдыктын сүрөтү болгон 2-сызык менен кесилишкенге чейин, андан  $C'C$ -үзүндү сызык, ошол чекиттин ылдамдыгынын векторун көрсөтөт.

Тогоолордун бурчтук ылдамдыктары менен ар бир түз сызык түзгөн жана  $y$ -у сызыктын бурчтары пропорционалдуу экендигин байкоого болот:

$$\omega_1 = \frac{V_{P_1}}{r_1} = \frac{\mu_V [P^I P]}{\mu_e [r_1]} = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_1,$$

$$\omega_2 = \frac{V_{P_2}}{r_2} = \frac{\mu_V [P^I P]}{\mu_e [r_2]} = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (12.1)$$

мында,  $[r_1]$  жана  $[r_2]$  - дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустарынын масштабдык чоңдуктары;

$\mu_e$  - дөңгөлөктөрдүн өлчөмдөрүнүн түз сызыктуу масштабы.

Бурчтук ылдамдыктын планын түзүү үчүн, у-у сызыгына перпендикуляр болгон х-х түз сызыгын жүргүзөбүз, Н эркин аралыкта жаткан S чекитин тандап алабыз. Ошол S-чекитинен х-х сызыгына sm-перпендикуляр түшүрөбүз (12.2, б-сүрөт). Андан ары ылдамдыктын сүрөтү болгон 1-2-сызыктарына жарыш болгон S-чекитинен S1 жана S2 сызыктарды жүргүзөбүз. Анда,  $[\omega_1]$  жана  $[\omega_2]$  - үзүктөрү х-х сызыгында белгилүү масштабда  $\omega_1$  жана  $\omega_2$  бурчтук ылдамдыктарды көрсөтөт.

Чындыгында, (12.1-формуладан):

$$\omega_1 = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\mu_V [m-1]}{\mu_i \times H} = \mu_\omega \times [m-1],$$

$$\omega_2 = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\mu_V [m-2]}{\mu_i \times H} = \mu_\omega \times [m-2]. \quad (12.2)$$

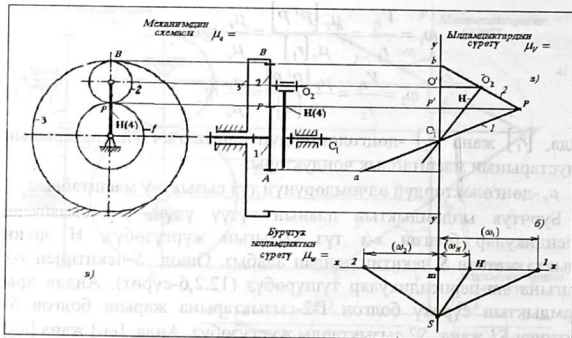
мында,  $\mu_\omega = \frac{\mu_V}{\mu_i \times H}$  - бурчтук ылдамдыктын масштабы.

Белгилеп кетсек, түз сызыктын жана бурчтук ылдамдыктын сүрөтүн түзүүдө  $\mu_V$  жана  $\mu_e$  - масштабы эркин болуп, аларды табуунун кажети жок. Эгерде бир дөңгөлөктүн бурчтук ылдамдыгы берилген болсо (Мисалы 1-дөңгөлөктүн), анда бурчтук ылдамдыктын масштабын оңой эле табууга болот.

Кыймыл өткөрүү катышы, бурчтук ылдамдыктын планынан төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{[m-1]}{[m-2]}.$$

Кесиндилердин катышы боюнча (12.2) формуладан табылат, 12.2, б-сүрөттө көрсөтүлгөн фигура, бурчтук ылдамдыктын сүрөтү деп аталат.



3-сүрөт. Планетардык механизмдер үчүн ылдамдыктардын планынын сүрөтүн түзүү

Планетардык механизмдин түз сызыктуу жана бурчтук ылдамдыгынын планын түзүүнү карап көрөлү:

12.3-сүрөттөн масштаб менен планетардык механизмдин кинетикалык схемасы көрсөтүлгөн. Борбордук сызыкка жарыш болгон у-у сызыгын жүргүзөбүз жана ага барабар бир аттуу чекиттерди түшүрөбүз.

Дөңгөлөктүн өлчөмдөрү жана 1-дөңгөлөктүн бурчтук ылдамдыгы берилген деп эсептеп, 1-дөңгөлөктүн  $P$  чекитинин  $V_P$ -айланма ылдамдыгын табабыз.

$P^I$  чекиттен  $[P^I P]$  эркин үзүндү түрүндө коебуз, бул вектор 1-дөңгөлөктүн жана айлана боюнча болгон 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгы.  $P$  чекитин  $O_1$  чекити менен туташтырып ( $O_1$  чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар болгондуктан, ал у-у сызыгында жаткан болот), 1-сызыкты алабыз, ал 1-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтү болот. 2-дөңгөлөккө өтөбүз. Бул дөңгөлөктүн  $P$  чекитинин ылдамдыгы белгилүү (ал ошол эле биринчи дөңгөлөктүн  $P$  чекитинин ылдамдыгына барабар) жана  $B$  чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар.

Ошондуктан,  $P$  чекитин  $b$ -чекити менен туташтырып, 2-сызыкты алабыз, ал болсо, 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтү болуп эсептелет.  $H$ -жетелөөчүгө өтөбүз.  $H$ -жетелөөчүнү ошондой эле, эки чекиттин ылдамдыгы белгилүү: чекиттер,  $O_2$  сателлиттин



борборуна дал келүүчү, 2-бул чекиттин ылдамдыгы  $O_2O_2$  кесик үзүндү аркылуу аныкталат, жана чекит, Н-жетелөөчүнүн  $O_1$  айлануу огуна дал келет. Ошондуктан,  $O_2$  жана  $O_1$  чекиттерин туташтырып, Н-сызыгын алабыз, ал болсо, Н-жетелөөчүнүн ылдамдыгынын сүрөтү болуп эсептелет.

Механизмдин бурчтук ылдамдыгынын сүрөтүнүн планы жогоркуга окшоп түзүлөт: борбордук сызыкка перпендикуляр болгон  $x-x$  түз сызыгын жүргүзөбүз жана  $S$ -чекитинен 1,2 жана Н-сызыктарына  $x-x$  сызыгы менен кесилишкенге чейин жарыш болгон поолаларды жүргүзөбүз.

$x-x$ -сызыгына  $S$ -чекитинен перпендикуляр жүргүзүп,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  жана  $\omega_H$ -бурчтук ылдамдыктарга пропорциолалдуу болгон,  $[m-1]$ ,  $[m-H]$  жана  $[m-2]$  -үзүндүлөрдү алабыз.

Кыймыл өткөрүү катышын жогоркудай эле таап алууга болот:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{[m-1]}{[m-H]}.$$

2-дөңгөлөктүн жана Н-жетелөөчүнүн бурчтук ылдамдыктары формула боюнча табылат:

$$\omega_2 = [m-1] \times \mu_\omega; \omega_H = [m-H] \times \mu_\omega.$$

Качан, дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктарынын сүрөттөрү « $m$   $s$ »-тигинен сызыктын, эки жагында жайланышкан учурда гана,  $[m-1]$ ,  $[m-H]$  -аралыктардын бирдиктери  $-mm$ , «-» белги коюлат, бул болсо сырттан илинишкен тиштүү дөңгөлөктөрдүн белгисине дал келет.

Туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин сызыктуу жана бурчтук ылдамдыктарын, берилген 12.4,а-сүрөттөн план түзүүнү карап көрөлү.

Механизмдин планынын оң жагынан борбордук окторго перпендикуляр болгон  $y-y$  нөлдүк сызык жүргүзөбүз (12.4,б-сүрөт). Механизмдин  $O_1O_2A, B$  жана башка чекиттеринен горизонталдык сызыктарды жүргүзөбүз.  $O_1$  жана  $O_2$  чекиттеринин ылдамдыктары нөлгө барабар болгондуктан, ал чекиттер нөлдүк  $y-y$  сызыгында жатат.  $A_0$ -чекитинен масштабы  $\mu_V$  болгон  $V_A$ -ылдамдыктын векторун  $A_0a$ -үзүндү сызык түрүндө коебуз, бул сызык 1 жана 2 - дөңгөлөктөрдүн айлана боюнча ылдамдыктарын мүнөздөйт.

$A$  жана  $O_1$ -чекиттеринен өткөн сызык, 1-дөңгөлөктүн түз сызыктарынын ылдамдыктарынын, бөлүнгөн сызыгы. 1 дөңгөлөк

бекем бир октолгогучка жайланышкандыктан алардын бурчтук ылдамдыктары  $\omega_1 = \omega_1^1$  болгондуктан, алардын ылдамдыктарынын сүрөтү да жалпы болот. Ошондуктан, 12.4, в-сүрөттөн,  $aO_1$ -сызыгын горизонталдык сызык менен кесилишкенге чейин узартып  $D$  чекитин алабыз. Бул 1-4-дөңгөлөктөрдүн илиниш чекити болот. Ошондуктан,  $D$  жана  $O_2$ -чекиттеринен түз сызык жүргүзүп, аны горизонталдык сызык менен кесилишкенге чейин узартып  $f$ -чекитин алабыз.

Ал эми  $d f$ -сызыгы 4-4'-дөңгөлөктөрдүн ылдамдыктарынын сүрөтү. 4'-3'-дөңгөлөктөрдүн  $e$ -илиниш чекитин алуу үчүн, у-у-нөлдүк сызыгын  $\ell_0$  чекитинен горизонттук сызык жүргүзүп, 4-сызык менен кесилишкенде  $E$  чекитин алабыз.  $eO_1$ -түз сызык жүргүзүп, 3-3'-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн мүнөздөөчү 3-3'-сызыкты алабыз.

Бул сызыкты, « $v$ » уюлдан чыккан горизонттук сызык менен кесилишкенге чейин узартып 3-3' жана 2-2'-дөңгөлөктөрдүн илиниш чекити болгон  $v$ -чекитин,  $v$  жана  $a$ -чекиттерин туташтырып, 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн мүнөздөөчү 2-сызыкты алабыз. 2-сызыктан (сателлиттик айлануу огу) чыккан горизонталдык сызык менен илиниши  $C$  чекитин берет, аны  $O_1$ -чекити менен туташтырып, Н-жетелөөчүнүн ылдамдыгынын сүрөтүн мүнөздөөчү Н сызыгын алабыз.

**Бурчтук ылдамдыктын планын түзүү** (12.4, в-сүрөт). жогоруда каралган келтирилген мисалдай эле болот.

Кыймыл өткөрүү катышын төмөнкү формула аркылуу табабыз:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{[m-1]}{[m-H]} \quad \text{же} \quad U_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = -\frac{[m-1]}{[m-4]},$$

мында,  $[m-1]$ ,  $[m-H]$ -үзүндү аралыктын бирдиктери, -мм. 7.4, в-сүрөттөн көрүнүп тургандай, көрсөтүлгөн үзүндүлөр  $m s$ -чекитинин эки жагында жайланышкандыктан, 1-дөңгөлөк жана 4-дөңгөлөк карама-каршы багытта айланат.

Жогорудагы келтирилген механизмдерге мисалдарды карап көрөлү: 31-мисал. Эки баскычтуу тиштүү механизмдин кыймыл өткөрүү катышын тапкыла (12.5-сүрөт).

Тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө бар: бар:

$$z_1=18, z_2=36, z_3=20, z_4=40.$$

Мисалды аналитикалык жана графикалык ыкмалар менен чыгаруу талап кылынат.

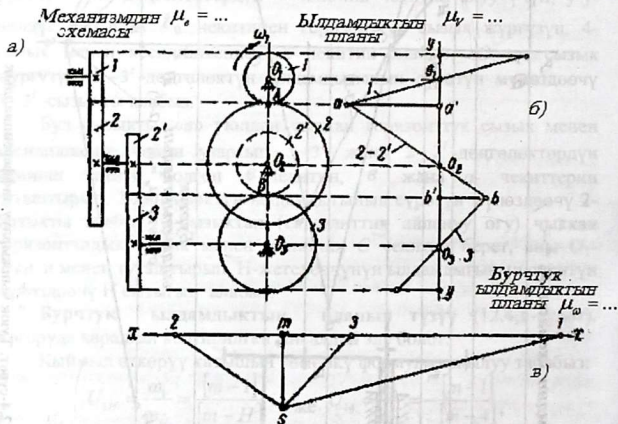


**Чыгарылышы:**

1. Кыймыл өткөрүү катышы аналитикалык ыкма менен аныктоону карап көрөлү:

$$U_{жсат} = U_{13} = U_{12} \times U_{2'3} = \left(\frac{z_2}{z_{2'}}\right) \times \left(-\frac{z_3}{z_{2'}}\right) = \frac{36}{18} \times \frac{40}{20} = 4$$

2. Кыймыл өткөрүү катышын ылдамдыктын сүрөтүн тартуу аркылуу аныктайбыз. Механизмдин кинетикалык схемасын түзөбүз. Схема эркин масштабда тургузулушу мүмкүн болгондуктан, анда жөнөкөй болуу үчүн модулду  $m = 1\text{мм}$  деп алабыз. Анда, дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары төмөнкүгө барабар:



12.5-сүрөт. 31-мисалга

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{1 \times 18}{2} = 9\text{мм};$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{1 \times 36}{2} = 18\text{мм};$$

$$r_{2'} = \frac{mz_{2'}}{2} = \frac{1 \times 20}{2} = 10\text{мм};$$

$$r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{1 \times 40}{2} = 20\text{мм}.$$

Ушул өлчөмдөр боюнча 12.5-сүрөттө механизмдин кинетикалык схемасынын эки проекциясы көрсөтүлгөн.

Ылдамдыктардын түз сызыктуу сүрөтүн түзөбүз. Ал үчүн борбордук сызыктарга перпендикуляр болгон  $y$ -у сызыгын жүргүзөбүз жана ага механизмдеги бардык чекиттерди көчүрүп түшүрөбүз. 1-дөңгөлөктүн  $A$  чекитинин ылдамдыгынын векторун  $a'$ -чекитинен  $[a'a]$  эркин үзүндү узундук түрүндө коёбуз (бизде  $[a'a]=25\text{мм}$ ). 1-дөңгөлөк  $O_1$ -чекитинин айланасында айлангандыктан, анда  $a$  жана  $O_1$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзүп, 1-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз.  $A$  чекити 1-2-дөңгөлөктөргө жалпы болгондуктан, алардын ылдамдыктарына барабар болот:  $V_{A1}=V_{A2}$ . 2-дөңгөлөк  $O_2$  чекитинин айланасында айлангандыктан, анда  $a$  жана  $O_2$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзүп, 2-дөңгөлөктөрдүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз (2-2' дөңгөлөктөрү бир тогоо). 2-тогоонун  $B$  чекитинин ылдамдыгын табалы, ал үчүн  $B$  чекитин 2-сызыкка түшүрөбүз. Алынган  $[b'b']$ -үзүндү  $B$  чекитинин ылдамдыгынын векторун мүнөздөйт. Ал эми,  $B$  чекитинин ылдамдыгы, 3-дөңгөлөктүн да ылдамдыгы да болуп эсептелет, ошондуктан,  $b$  жана  $O_3$  чекиттерин (3-дөңгөлөк  $O_3$ -чекитинде айланат), туташтырып, 3-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөттө болгон, 3-сызыкты алган болобуз.

Дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктарынын сүрөтүн түзөбүз. Ал үчүн,  $y$ -у сызыгына перпендикуляр болгон  $x$ -х сызыгын жүргүзөбүз, ошол сызыкка,  $S$ -чекитинен,  $sm$  -перпендикуляр жүргүзөбүз, жана  $S$ -чекитинен 1-2 жана 3-дөңгөлөктөрдүн ылдамдыктарынын сүрөтүнө жарыш болгон  $S1$ ,  $S2$  жана  $S3$ -шоолаларын жүргүзөбүз. Алынган,  $[m1]$ ,  $[m2]$  жана  $[m3]$  үзүндүлөрү 1,2 жана 3-дөңгөлөктөрүнүн  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , жана  $\omega_3$  бурчтук ылдамдыктарына пропорционалдуу.

$$[m1] = 76\text{мм}, [m3] = 18\text{мм},$$

жана кыймыл өткөрүү катышын алабыз;

$$U_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{[m1]}{[m3]} = \frac{76}{18} = 4,2.$$

Көрүнүп тургандай, аналитикалык жана графикалык ыкмалар менен алынган кыймыл өткөрүү катыштарынын маанилери абдан жакын.

**32-мисал.** 12.6-сүрөттөн, берилген дөңгөлөктүн тиштеринин саны:  $z_1=60$ ,  $z_2=40$ ,  $z_2=70$ ,  $z_3=30$  болсо, тиштүү механизмдин кыймыл өткөрүү катышын табууну талап кылат.

Мисалды аналитикалык жана графикалык ыкмалар менен чыгарабыз.

**Чыгарылышы:**

1. Кыймыл өткөрүү катышын аналитикалык ыкма менен аныктайбыз. Берилген, механизм планетардык кыймыл өткөргүч: анда, Виллистин формуласынан планетардык механизм үчүн, төмөнкүнү жазабыз:

$$U_{III}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)} = 1 - U_{12} \times U_{2'3} = 1 - \left(\frac{z_2}{z_1}\right) \times \left(\frac{z_3}{z_2'}\right) = 1 - \frac{40 \times 30}{60 \times 70} = 0,712$$

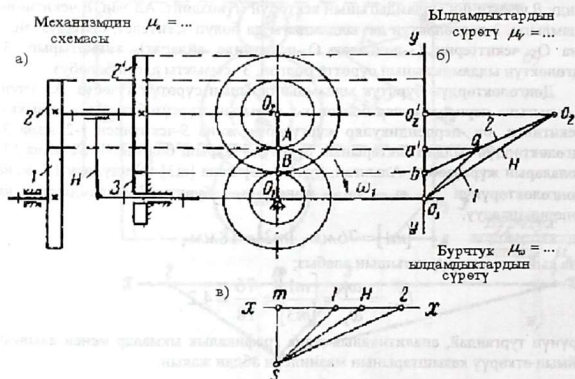
2. Планетардык кыймыл өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышын графикалык ыкма аркылуу аныктайбыз. Ылдамдыктын түз сызыктуу жана бурчтук ылдамдыктарынын сүрөтүн тургузуу аркылуу аныктайбыз.

#### 4. Механизмдин кинетикалык схемасын түзөбүз.

Эсептин чыгарылышы механизмдин анык чоңдуктарынан көз каранды болбогондуктан, анда жөнөкөй болуу үчүн модулду  $m = 1\text{ мм}$  деп алабыз.

Анда дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары төмөнкүгө барабар:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{1 \times 60}{2} = 30\text{ мм}$$



12.6-сүрөт. 32-мисалга

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{1 \times 40}{2} = 20\text{ мм};$$

$$r_{2'} = \frac{mz_{2'}}{2} = \frac{1 \times 70}{2} = 35\text{ мм};$$

$$r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{1 \times 30}{2} = 15\text{ мм};$$

Ушул өлчөмдөр боюнча 12.6-сүрөттөн механизмдин кинетикалык схемасынын эки проекциясы көрсөтүлгөн.



**Б. Ылдамдыктын түз сызыктуу сүрөтүн тургузабыз.** Ал үчүн борбордук сызыктарга перпендикуляр болгон у-у сызыгын жүргүзөбүз жана ага механизмдеги бардык чекиттерди көчүрүп түшүрөбүз.  $a'$  чекитинен 1 жана 2-дөңгөлөктөрдүн А чекиттеринин ылдамдыгынын векторун  $a'$  чекитинен  $[a' a]$  -эркин узундукту үзүндү түрүндө косбуз (ал бизде  $[a' a] = 15\text{мм}$ ).  $a$  жана  $O_1$  чекиттерин туташтырып, 1-сызыкты алабыз, ал сызык дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтү. 2-тогоонун башка чекитинен В чекити (2 жана  $2^1$  дөңгөлөктөрү бир тогоо) нөлгө барабар, ошондуктан  $v$  чекити у-у сызыгында жатат.  $v$  жана  $a$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзүп, 2-тогоонун ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз.

$O_2$  чекитинин проекциясын 2-сызыкка түшүрүп,  $O_2^1 O_1$ -үзүндүнү алабыз, ал 2 жана  $2^1$ -дөңгөлөктөрдүн борборунун ылдамдык векторун мүнөздөйт. Бул үзүндү, ошондой эле Н-жетелөөчүгө тиешелүү болгон чекиттин ылдамдыгын берет. Ошондуктан,  $O_2$  чекитин  $O_1$  чекити менен туташтырып (Н-жетелөөчү  $O_1$  -чекитине карата айланат), Н-жетелөөчүнүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз.

**В. Бурчтук ылдамдыктардын сүрөтүн тургузабыз.** Ал үчүн, у-у сызыгына перпендикуляр болгон х-х сызыгын жүргүзөбүз, ошол сызыкка, эркин S чекитинен  $s m$  -перпендикуляр жүргүзүп жана S-чекитинен, 1-2-тогоолордун ылдамдыктарынын сүрөтүнө жарыш болгон S1, S2 жана SH -шоолаларын жүргүзөбүз.

Алынган,  $[m1], [m2]$  жана  $[mH]$  үзүндүлөр 1-2 жана Н- тогоолордун  $\omega_1, \omega_2$  жана  $\omega_H$  бурчтук ылдамдыктарын мүнөздөйт. Ошол алынган үзүндүлөрдү ченейбиз:

$$[m 1]=18\text{мм}, [m H]=25\text{мм}, [m 2]=36\text{мм},$$

кыймыл өткөрүү катышын эсептейбиз:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{[m1]}{[mH]} = 0,72,$$

Көрүнүп тургандай, эки ыкма менен алынган өткөрүү катыштардын маанилери абдан жакын.

## ХІІІ ТАРАМ. МЕХАНИКАЛЫК КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР

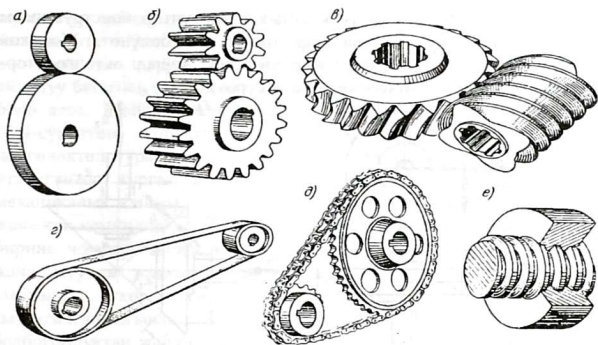
### 13.1. Кыймыл өткөргүчтөрдүн түрлөрү

Энергияны алыскы аралыкка өткөрүп берүүчү конструкция **өткөргүч** деп аталат. Энергияны өткөрүп берүүнүн түрүнө жараша өткөргүчтөр: *механикалык, электрдик, пневматикалык жана гидравликалык* болуп айырмаланат. Механикалык кыймыл өткөргүчтөрдүн ичинен абдан кенен тараган, айланма кыймыл өткөргүч, себеби айланма кыймылды үзгүлтүксүз кылуу оңой, жөнөкөй жана чакан конструкция түргө айландыруу жеңил, сүрүлүүнү азайтууга болот.

Айланма кыймылдагы өткөргүчтөр, энергияны кыймылдаткыч мотордон жумушчу машинага өткөрүп көбүнчө ылдамдыкты, күчтү жана толгоо моментти өзгөртүп берет. Андан тышкары бул кыймыл өткөргүчтөр башка механизмдерде ылдамдыкты өзгөртүүдө кеңири колдонулат. Айланма кыймылдагы өткөргүчтөр бөлүнүшөт: айланма тетиктери тийишип турган өткөргүчтөр жана ийкемдүү байланышкан тетиктүү-кыймыл өткөргүчтөр анда, айланма тетиктер өз ара ийкемдүү тогоо аркылуу байланышат. Биринчи кыймыл өткөргүчтөргө фрикциондуу (сүрүлгүчтүү) (13.1,а-сүрөт), тиштүү дөңгөлөктүү (13.1,б-сүрөт) жана оромо тиштүү (13.1,д-сүрөт) киришет, ал эми экинчи-курлуу (13.1,г-сүрөт) жана чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр кирет.

Жетелөөчү айланма тетиктен кыймылды жетеленүүчүгө өткөрүп берүү ыкмасына көз карандылыгынан сүрүлүү аркылуу кыймыл өткөргүч жана илиништүү кыймыл өткөргүч айырмаланылат. Биринчи кыймыл өткөргүчкө фрикциондуу жана курлуу кыймыл өткөргүчтөр кирет, ал эми экинчи тиштүү, оромо тиштүү жана чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр.

Айланма кыймыл өткөргүчкө ошондой эле буралма "буралма-буруу" (винт-гайка) кыймыл өткөргүч кирет (13.1,с-сүрөт), аткарган кызматы-айланма кыймылды түз сызыктуу кыймылга өткөрүп берет.



13.1-сүрөт

## 13.2. Фрикциондуу кыймыл өткөргүч

Эң жөнөкөй фрикциондуу кыймыл өткөргүч бири-бирине тийишип турган эки дөңгөлөктөн (тогоолок маладан, роликтерден, табактардан) турат; Эки дөңгөлөктүн бирөөсү айланып башка дөңгөлөктү кыймылга келтирет (13.1-сүрөт). Мында төмөнкү шарт аткарылуусу зарыл.

$$F_t \leq F, \quad (13.1)$$

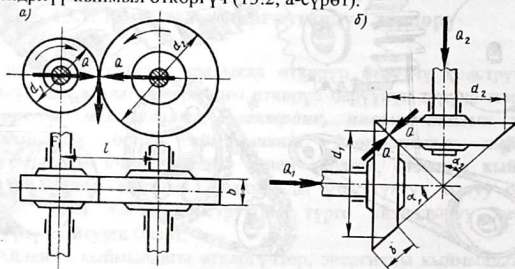
мында,  $F_t$ -айланма күч;  $F$ -дөңгөлөктөрдүн арасындагы сүрүлүү күчү.

Цилиндрдик дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөр үчүн (13.1-сүрөт)

$$F = Qf, \quad (13.2)$$

мында,  $f$ -сүрүлүү коэффициенти (13.2) Фрикциондук кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөктөрүнүн арасындагы керектүү сүрүлүү күчүнүн бирөөсүн экинчиге кысуу менен максатка жетет. (13.1) шарттын аткарылбагандыгы дөңгөлөктүн сыйгалануусуна жана күчөтүлгөн жешилүүсүнө алып келет. Бардык фрикциондук кыймыл өткөргүчтөрдү негизги эки топко бөлөт: жөндөөгө келбеген (нерегулируемые) кыймыл өткөргүчтөр, б.а. турактуу өткөргүч катыштуу; жөндөлмө кыймыл өткөргүчтөр же вариаторлор, кыймыл өткөргүч катнашты жай-баракат жана үзгүлтүксүз өзгөртүүгө

мүмкүн болот. Фрикциондуу кыймыл өткөргүчтөр конструкциясы жана колдонулушу боюнча бир топ түргө бөлүнөт. Жөнөкөй фрикциондуу кыймыл өткөргүчтөрдүн арасы жарыш октолгоочтор-цилиндрлүү кыймыл өткөргүч (13.2, а-сүрөт).



13.2-сүрөт

Эң жөнөкөй октолгоочтордун октору кесилишкен фрикциондук кыймыл өткөргүчтөр конустук кыймыл өткөргүч (13.2,б-сүрөт).

Фрикционалдуу кыймыл өткөргүчтүн окторунун арасындагы бурч ар түрдүү болушу мүмкүн, бирок көпчүлүк учурда ал  $90^\circ$  барабар. Конустук кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөктөрү туура иштеши үчүн эки конустук жалпы чокусу болушу зарыл. Цилиндрик жана конустук фрикциондуу кыймыл өткөргүчтөр, шарттуу турактуу кыймыл өткөргүч катнашы менен мүнөздөлөт. Эгерде фрикционалдуу кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөгүнүн бирөөсү (же эки дөңгөлөк) өзгөрүлмө айланма диаметрге ээ болсо, анда мындай өткөргүч **вариатор** деп аталат. Өзгөрүлмө кыймыл өткөргүч катышы менен мүнөздөлөт.

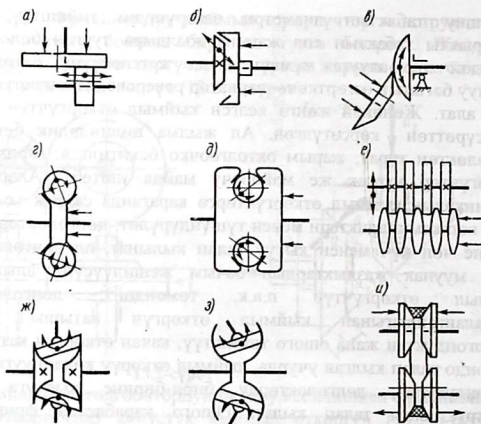
Фрикционалдуу вариаторлор конструкция боюнча ар түрдүүчө болот: маңдайлуу (13.3,а-сүрөт), конустук (13.3,б-сүрөт), шарлуу (13.3, в,г,д-сүрөттөр), көп табактуу (13.3,е-сүрөт), тордуу (13.3,ж,з-сүрөттөр) жана шынаа кырлуу (13.3,и-сүрөт). Фрикционалдуу вариаторлор **ортоңку тогоосуз** (13.3,а,б,в,е,-сүрөттөр) жана **ортоңку тогоолуу** (13.3,г,ж,д,е) болуп айырмаланышат.

Жөнөкөй вариатор болуп, маңдай өткөргүч деп аталган вариатор эсептелет (13.3-сүрөт). А жетелөөчү чыгырык жебе көрсөткөн багытка октолгооч боюнча жылдырууга мүмкүн. Анда, кыймыл өткөргүч катнаш жай баракат өзгөрөт Б жетеленүүчү

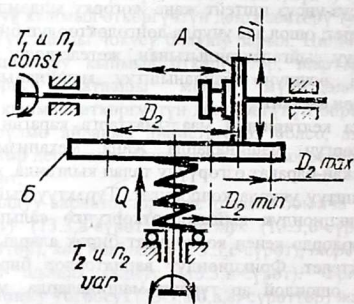
жумушчу табактын диаметри өзгөрүшүнө тийиштүү. Эгерде чыгырыкты табактын сол жагына жылдыра турган болсок, анда ошондой эле алууга мүмкүн жана жетеленүүчү октолгоочтун айлануу багытын өзгөрткөн – вариатор реверсивдик касиетке дагы ээ боло алат. Жөнөкөй жөнгө келген кыймыл өткөргүчтүн схемасы 13.4-сүрөттөн көрсөтүлгөн. Ал жылма цилиндрдик беттүү эки дөңгөлөктөн турат, жарым октолгоочко бекитилген. Фрикциондуу өткөргүчтөр кургак же майлоочу майда иштейт. Алар, башка механикалык кыймыл өткөргүчтөргө караганда сейрек колдонулат жана көп кемчилдиктери менен түшүндүрүлөт; дөңгөлөктөрдү бири-бирине чоң күч менен кысуу талап кылынат, ал дөңгөлөктөрдүн жана муунак жаздыктардын бачым жешилүүсүнө алып келет; кыймыл өткөргүчтүн п.а.к. төмөндөйт; дөңгөлөктөрдүн сыйгалангандыгынан кыймыл өткөргүч катышы турактуу болбогондуктан жана ошого тийиштүү, качан өткөргүч катышы так болгондо талап кылган учурда, кыймыл өткөрүү колдонууга мүмкүн болгондугунда; дөңгөлөктөрдү бири-бирине кысууга атайын конструкцияны талап кылат. Ошого карабастан фрикциондук кыймыл өткөргүчтүн бир топ артыкчылыгы бар: жетеленүү дөңгөлөктөрдүн бир калыпта айлануусу, ошонун эсебинен кыймыл өткөргүч чуусуз-үнсүз иштейт жана жогорку ылдамдыкта иштөөгө мүмкүндүк берет; ошол эле учурда дөңгөлөктөрдүн бири экинчисине салыштырмалуу сыйгалангандыгынан, жетеленүүчү октолгоочтогу каршылыктын өсүшүнө байланыштуу машинанын тетиктерин сынып кетүүдөн сактайт.

Жогоруда келтирилген маалыматтарга караган фрикциондук кыймыл өткөргүч машиналарда жана механизмдерде, качан ылдамдыкты жай-баракат өзгөрүүнү талап кылганда, жүрүштү үнсүз кылууга жетиштүү учурда колдонулат. Турактуу кыймыл өткөргүч катышты фрикциондук кыймыл өткөргүчкө салыштырмалуу ар түрдүү приборлордо кенен колдонулат бирок аларды машиналарда колдонуу чектелет. Фрикциондуу вариаторлор бир кыйла кенен приборлордо, ошондой ар түрдүү машиналарда, мисалы металл иштетүүчү станоктордо (тестерде) эсептеп-чыгаруучу машиналарда ж.б.м. электирдик жана гидравликалык вариаторлорго салыштырганда, фрикциондук бир кыйла жөнөкөй ишенимдүү жана экономдуу. Фрикциондук вариаторлордун инженердик практикада колдонуусу жана орточо диапазондогу кубаттуулукка чектелет-10го





13.3-сүрөт



13.4-сүрөт

чейин, сейрегирээк 20кВт. Ушул диапазондо алар жетиштүү гидравликалык жана электрдик вариаторлор менен атандаша алышат, алардын конструкциясынын жөнөкөйлүгүнөн чакан габаритинен сырткы өлчөмүнүн чакандыгы менен айырмаланат.



### 13.2. 1. Кинематикалык жана күчтүк эсептөөлөр

Сыйгаланууга байланыштуу жетеленүүчү дөңгөлөктүн айланма ылдамдыгы  $v_2$  кыйлага кичине жетектөөчү дөңгөлөктүн  $v_1$  айланма ылдамдыгына барабар.

Бул ылдамдыктардын көз карандылыгы төмөнкү формуладан табылат:

$$v_2 = \xi \cdot v_1, \quad (a)$$

мында,  $\xi = 0.01 \dots 0.03$ -сыйгалануу коэффициенти тегиз дөңгөлөктүү (малалуу) цилиндрдик кыймыл өткөргүч үчүн (8.1-сүрөт):

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / (d_1 \cdot \xi), \quad (б)$$

мында,  $d_1$  жана  $\omega_1$  жетектөөчү дөңгөлөктүн диаметри жана бурчтук ылдамдыгы;  $d_2$  жана  $\omega_2$  -жетеленүүчү дөңгөлөктүн диаметри жана бурчтук ылдамдыгы; конустук фрикциондук кыймыл өткөргүчтөр үчүн,  $d_2$  жана  $d_1$ -дөңгөлөктөрдүн орточо диаметри (13.2,б -сүрөт). Ошентип, фрикциондук өткөргүчтүн кыймыл өткөргүч катышы шарттуу түрдө турактуу болгондо (13.2,а,б-сүрөттөрдөн):

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = \eta_1 / \eta_2 = d_2 / (d_1 \cdot \xi) = T_2 / (T_1 \cdot 2), \quad (13.3)$$

мында,  $\eta$ -кыймыл өткөргүчтүн п.а.к. кыймыл өткөргүчтүн түрүнө жараша  $\eta = 0.7 \dots 0.95$ . Конустук фрикциондук кыймыл өткөргүч үчүн октолгоочтун өз ара жайгашуу бурчу  $90^\circ$  барабар болгондо (13.2, б-сүрөт).

$$U_{12} = \sin \alpha_2 / (\xi \sin \alpha_1) = \operatorname{ctg} \alpha_1 / \xi = \operatorname{tg} \alpha_2 / \xi_1, \quad (13.4)$$

мында,  $\alpha_1$  жана  $\alpha_2$  -жетелөөчү, жетеленүүчү дөңгөлөктөрдүн конустук бети түзүүчү бурчтар качан  $\xi$ -коэффициенти бирге жакын болгондо, мисалы, кыймыл өткөргүч катышы турактуу болгондо, кыймыл өткөргүчтөр үчүн төмөнкү формуланы колдонууга болот:

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = \eta_1 / \eta_2 = d_2 / d_1 = T_2 / (2T_1) \quad (13.5)$$

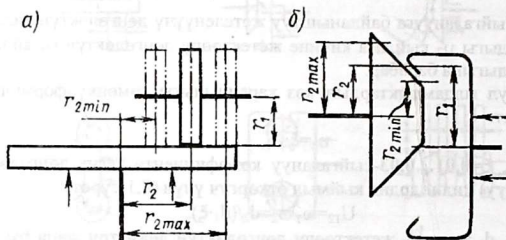
жана

$$U_{12} = \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1 = \operatorname{ctg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 \quad (13.6)$$

Күчтүк кыймыл өткөргүчтөрдө  $U \leq 10$ , ал эми приборлордо 25. Вариаторлорду эсептеген (13.5) формуладан  $d_2 / d_1$  дөңгөлөктөрдүн диаметрлердин катышынын ордуна окулат. Ошентип, вариаторлордун кыймыл өткөргүч катышы төмөнкүгө барабар (13.6, а,б-сүрөттөр; 13.6, а, б, в-сүрөттөр)

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = \eta_1 / \eta_2 = r_2 / (r_1 \cdot \xi) \quad (13.7)$$

Вариаторлордун кыймыл өткөргүч катышы  $U_{min}$  эң кичинеден  $U_{max}$  маанисинин абдан чоңго чейин өзгөрөт.



13.5-сүрөт

Вариатордун жетелөөчү дөңгөлөгүнүн эң чоң бурчтук ылдамдыгынын катышы  $\omega_{2max}$ , эң кичине  $\omega_{2min}$  бурчтук ылдамдыкка болгон катышы **жөндөө диапозону**  $D$  –деп аталат.

$$D = \omega_{2max} / \omega \quad (13.8)$$

$U_{max}$  жана  $U_{min}$  кыймыл өткөргүч катыш жана жөндөө диапозону  $D$  төмөнкүдөн табылат.

Жөнөкөй ортонку тогоосуз вариаторлор үчүн алардын жетектөөчү дөңгөлөгүнүн радиусу турактуу болуп, ал эми жетеленүүчү дөңгөлөктүн радиусу  $r_{2min} \dots r_{2max}$  чегинде өзгөргөндө (30.5-сүрөт).

$$U_{max} = \omega_1 / \omega_{2min} = \eta_1 / \eta_{2min} = r_{2max} / (r_1 \xi) \quad (13.9)$$

$$U_{min} = \omega_1 / \omega_{2max} = \eta_1 / \eta_{2max} = r_{2min} / (r_1 \xi) \quad (13.10)$$

$$D = \omega_2 / \omega_{2max} = \eta_2 / \eta_{2max} = r_{2min} / (r_1 \xi) \quad (13.11)$$

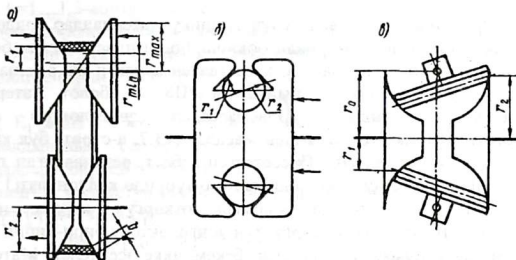
Ортонку тогоолуу кошоктолгон вариаторлор үчүн (13.6-сүрөт) жана симметриялуу жетелөөчү жетеленүүчү дөңгөлөктөрдүн  $r_2$  жана  $r_1$  радиустары бир убакта жана симметриялуу өзгөргөндө:

$$U_{max} = \omega_1 / \omega_{2min} = \eta_1 / \eta_{2min} = r_{2max} / (r_{1min} \xi) \quad (13.12)$$

$$U_{min} = \omega_1 / \omega_{2max} = \eta_1 / \eta_{2max} = r_{2min} / (r_{1max} \xi) \quad (13.13)$$

$$D = \omega_2 / \omega_{2max} = \eta_2 / \eta_{2max} = r_{2min} / (r_{1min} \xi) \quad (13.14)$$

Жөнөкөй вариаторлордун жөндөө диапозону  $D \leq 16$ , а көпчүлүк учурда  $D \leq 8$  жөндөө диапозону көбөйүүсү менен бир кыйлага ПАКы жана чектик кубаттуулугу төмөндөйт.



13.6-сүрөт

Фрикциондук кыймыл өткөргүчтөрдүн дөңгөлөктөрү бири-бирине  $F_1$ -айлануу күчү менен кысылып туруусу зарыл (13.2-сүрөт)

$$F = \beta \cdot F_1 / f \quad (13.15)$$

мында,  $\beta$ -дөңгөлөктөрдүн запас аралашма коэффициентти; күчтүк кыймыл өткөргүч машиналарда  $\beta = 1,25 \dots 1,5$ ,

приборлордун кыймыл өткөргүчтөрүндө  $\beta = 2,5 \dots 3$ .

$f$ -коэффициенти, майдагы болоттор үчүн кабыл алынат  $f = 0,04 \dots 0,05$ , болот материалы үчүн  $f = 0,15 \dots 0,2$ .

Болот текстолит боюнча болгондо  $f = 0,2 \dots 0,3$ .

Конустук фрикциондук өткөргүчтөрдүн октолгоочуна таасир эткен күчтүк (13.1, б-сүрөт),

$$F_1 = F \sin \alpha_1 \quad (13.16)$$

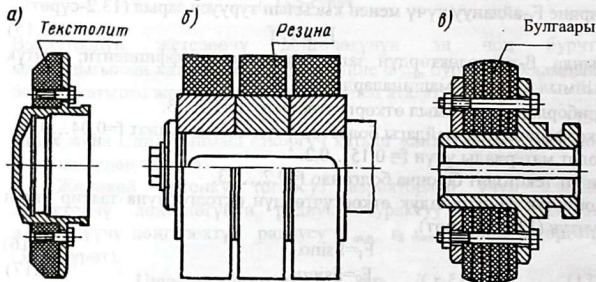
$$F_2 = F \sin \alpha_2, \quad (13.17)$$

мында,  $\alpha_1$  жана  $\alpha_2$  бурчтары (13.2) же (13.6) формулалар боюнча аныкталат.

### 13.3. Конструкциясы, материалдары жана фрикциондук дөңгөлөктөрдү эсептөө

Фрикциондук кыймыл өткөргүчтөрдүн дөңгөлөктөрүнүн формасы жана материалдары анын аткаруучу кызматына жараша аныкталат. Фрикциондук дөңгөлөктөргө коюлуучу негизги талаптар: жешилүүгө чыдамдуу жана беттик бекемдиги, кыймыл өткөргүчтүн көпкө чыдамкайлуулугу; дөңгөлөктөрдү аз күч менен кысуу камсыз кылган жогорку сүрүлүү күчүнүн жетишерлиги; жогорку даражадагы серпилгич модулу серпилгич сыйгалануудагы сүрүлүүгө болгон жоготууну азайтууга көмөктөш болот.

Фрикциондуу малалар үчүн төмөнкү материалдар колдонулат: бышырылган болот материалы боюнча; болот пластмассасы боюнча; болот же чоюн тери боюнча, кресттелген аспекти же резиналанган ткандар. Абдан жакшы жыйынтык ШК 15 болот материалын колдонууда жетишкен. Пластмассалык дөңгөлөктөр атайын пластмассадан же текстолиттен жасалат (13.7, а-сүрөт) бул кыймыл өткөргүч кургак иштейт. Пресстелген асбест, резиналанган ткандар же тери болот боюнча же чоюн каптоо түрүндө колдонулат(13.7 б, в-сүрөттөр). Бул учурда кыймыл өткөргүч кургак иштейт. Фрикциондук кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөктөрү бири-бирин F-күчү менен баскандыктан, анда алар бекемдикке эсептелет. Материалы металл болбогон дөңгөлөктөр Гуктун мыйзамына баш ийбет, ошондуктан жүктөмдү чектөөгө эсептелет.



13.7-сүрөт

Фрикциондук дөңгөлөктөр болот жана башка материалдар үчүн  $\sigma_n$  контактык кысуу чыңалуу  $\sigma_n$  чыңалуу болот ж.б. материалдардан жасалган фрикциондук дөңгөлөктөр үчүн Пуассондун коэффициентте  $\mu=0.3$  болгон түрдө Герцтин формуласы боюнча аныкталат:

$$\sigma_n = 0.418 \sqrt{qE/\rho}, \quad \text{мында, } q \text{ - дөңгөлөктүн}$$

аянтындагы узундук номиналдык жүк; E-дөңгөлөктөрдүн материалдарынын келтирилген серпилгич модулу;  $\rho$ -дөңгөлөктөрдүн келтирилген радиусунун ийрилиги. Эсептелүүчү погондук жүк

$$q = kF/b, \quad (13.18)$$

мында  $k=1 \dots 1,3$ -контакттык аянтта узундук боюнча жүктүн бирдей бөлүнбөө коэффициенти;  $k$ -канчалык аз алынса кыймыл өткөргүчтү жасоо ошончолук тагыраак;  $b$ -контакттык аянттын узундугу. Келтирилген серпилгич модулу:

$$E=2E_1E_2/(E_1+E_2), \quad (13.19)$$

мында,  $E_1$  жана  $E_2$  жетелөөчү жана жетеленүүчү дөңгөлөктөрдүн материалдарынын серпилгич модулу. Эгерде дөңгөлөктөрдүн материалдары бирдей болсо, анда  $E=E_1=E_2$  барабар болот.

Келтирилген радиустун ийриси: цилиндрик фриക്ഷондук кыймыл өткөргүч үчүн (13.2,а-сүрөт).

$$\rho=d_1d_2/[2(d_1+d_2)]=0,5d_1u/\sqrt{U^2+1}; \quad (г)$$

Конустук фриക്ഷондук кыймыл өткөргүч үчүн (30.2,б-сүрөт).

$$\rho=d_1d_2/[2(d_1\cos\alpha+d_2\cos\alpha_1)]=0,5d_1u/\sqrt{U^2+1}; \quad (д)$$

долбоордук, эсептөөдө контакттык чыңалуу боюнча(а) формуланы көбүнчө өзгөртүп жазат, кичине  $d_1$ дөңгөлөктүн диаметрин аныктагандай кылып  $\psi=b/d$  катышын берип, (а) (13.18), (13.15)  $F_t=2T/d$ , жана (г) формуладан  $d_1$  талап кылынган цилиндрик фриക്ഷондук кыймыл өткөргүчтүн кичине дөңгөлөгүн табабыз(30.2,а-сүрөт).

$$d_1=0,9\sqrt{\frac{1+U}{U} \cdot \frac{\beta k E T_r}{f \psi [\sigma_n]^2}} \quad (13.20)$$

мында,  $[\sigma_n]$ -фриക്ഷондук дөңгөлөктөр үчүн кысууга уруксат берилген контакттык чыңалуу. Ушундай эле (а), (13.17),(13.15),(д) жана  $F_t=2T/d$  формуладан туюнтманы алабыз, конустук фриക്ഷондук кыймыл өткөргүчтүн кичинескей дөңгөлөгүнүн  $d_1$ -орточо диаметр туюнтмасын алабыз (13.2,б-сүрөт):

$$d_1=0,9\sqrt{\frac{1+U^2}{U} \cdot \frac{\beta k E T_r}{f \psi [\sigma_n]^2}} \quad (13.21)$$

(13.20) жана (13.21) формуладагы жакындаштырып алууга мүмкүн жана фриക്ഷондук кыймыл өткөргүчтөрдүн материалдары башка болгон учурда, алар үчүн  $\mu \neq 0,3$ .

Дөңгөлөктөрдүн энинин коэффициенти (контакттык аянттын узундугу) так жабык кыймыл өткөргүчтөр үчүн  $\psi=0,8 \dots 1,2$  кабыл алынат жана ачык кыймыл өткөргүч үчүн  $\psi=0,2 \dots 0,6$  алынат.  $d_1$  тапкандан кийин (13.20) же (13.21) формула боюнча контакттын узундугу аныкталат:

$$b=\psi \cdot d_1.$$



Чоң дөңгөлөктүн диаметри,  $d_1$  жана  $U$  көз карандылыгы (13.3) же (13.5) формула боюнча эсептелет.

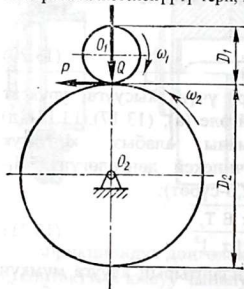
Фрикциондук дөңгөлөктөрдү контакттык кысуу чыңалууга текшерүүнү эсептөө, алар тийишип турган учурда, төмөнкү формула боюнча жүргүзүлөт:

$$\sigma = 0.418 \sqrt{qE/\rho} \leq [\sigma_H], \quad (13.23)$$

мында, уруксат берилген кысуудагы контакттык чыңалуу кабыл алуу сунушталат: Жылуулук менен иштетилген болот материалынан жасалган дөңгөлөктөр үчүн  $HRC \geq 60$  [ $\sigma_H$ ]=800...1200МПа, текстолиттик дөңгөлөктөр үчүн (текстолиттин серпилгич модулу  $E=6 \cdot 10^3$ МПа) [ $\sigma_H$ ]=80...100МПа жана чоюн дөңгөлөктөр үчүн [ $\sigma_H$ ] $\leq 1,5\sigma_{в.и.}$  мында  $\sigma_{в.и.}$ -чоюндун ийүүдөгү бекемдигинин чеги.

**33-мисал.** 13.8-сүрөттөгү тегиз цилиндрдик малалуу фрикциондук кыймыл өткөргүчтү эсептөө. Өткөрүп берүүчү кубаттуулугу  $P=4$ кВт жетелөөчү маланын бурчтук ылдамдыгы

$\omega_1 = 73,5$ р/с кабыл алабыз. Өткөргүч сан  $U=4$ . Маланын (дөңгөлөктүн) материалы: жетеленүүчү-тери, жетеленменики -чоюн.



13.8-сүрөт

**Чыгарылышы:**

1. Малалар (дөңгөлөктөр) майлоосуз иштегенде, анын айланма ылдамдыгы  $v \leq 7$  м/с.
2. Ошол берилгендер боюнча жетелөөчү маланын диаметрин табабыз:

$$D_1 = 2v/\omega_1 = 2 \cdot 7 \cdot 10^3 / 73,5 = 190 \text{ мм.}$$

3. Өткөргүч сан берилген:  $i \approx D_2/D_1 = 4$

4. Жетеленүүчү маланын диаметрин табабыз (сыйгаланууну эске албастан):

$$D_2 = D_1 \cdot i = 190 \cdot 4 = 760 \text{ мм}$$

5. Айлануу каруу күч

$$F = P/v = 4 \cdot 10^3 / 7 = 571,4 \text{ Н}$$

6. Мала дөңгөлөктөрдүн арасындагы басым күч

$$Q = \beta \cdot F / f$$

Кабыл алабыз  $\beta = 1,5$ , ал эми сүрүлүү коэффициенти  $f = 0,3$ ; анда

$$Q = 1.5 \cdot 571,4 / 0.3 \approx 2857 \text{ Н.}$$



7. Мала дөңгөлөктөрдүн талап кылынган эни:

$$b = Q/[q] = 2857/30 = 95,2 \text{ мм},$$

мында, тери чоюн боюнча кабыл алынат  $[q] = 30 \text{ Н/мм}$ . Кабыл алынган "b" эни  $b < D_1$  шарты канааттандырат. Мала дөңгөлөктүн калган өлчөмдөрү конструктивдүү кабыл алынат.

**34-Мисал.** 13.8-сүрөт тегиз цилиндрдик мала дөңгөлөктүү фрикциондук кыймыл өткөргүчтү эсептөө. Өткөрүп берүүчү кубаттуулук  $P = 6 \text{ кВт}$ . Жетелөөчү жана дөңгөлөктүн бурчтук ылдамдыгы  $\omega_1 = 63,0 \text{ р/с}$ . Өткөргүч сан  $i = 3$ . Жетелөөчү мала дөңгөлөктүн материалы жетелөөчү мала дөңгөлөк-болот 40, жетеленүүчү чоюн СЧ15-32. Болот чоюн боюнча болгон сүрүлүү коэффициенти сыйгаланбаганда  $f = 0,15$ . Запас жармашма коэффициенти  $\beta = 1,5$ .

**Чыгарылышы:**

1. Мала дөңгөлөктөрдүн айланма ылдамдыгын кабыл алабыз  $v = 6 \text{ м/с}$ .

2. Жетелөөчү мала дөңгөлөктүн диаметри

$$D_1 = 2v/\omega_1 = 2 \cdot 6 \cdot 10^3 / 63,0 = 190 \text{ мм}.$$

3. Өткөргүч саны  $i = 3$  (берилген).

4. Жетеленүүчү мала дөңгөлөктүн диаметри

$$D_1 = D_2 \cdot i = 190 \cdot 3 = 570 \text{ мм}.$$

5. Айлануу каруу күч

$$F = P/v = 6 \cdot 10^3 / 6 = 1000 \text{ Н}.$$

6. Мала дөңгөлөктүн арасындагы басым күчү

$$Q = \beta \cdot F / f = 1,5 \cdot 1000 / 0,15 = 10,0 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

7. СЧ15-32 чоюн үчүн контакттык чыңалууга уруксат берилген чыңалуу:

$$[\sigma]_к = 1,5 \sigma_{п.ч.и.} = 1,5 \cdot 320 = 480 \text{ Н/мм}^2$$

1. Мала-дөңгөлөктүн энин контакттык бекемдиктин шартынан табабыз.

$$b = 0,418^2 \frac{Q E_{нл}}{[\sigma]^2 \cdot \rho_{np}}$$

8.1. Келтирилген серпилгич модулу

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 1,2 (10^5)^2}{(2,1 + 1,2) 10^5} = 1,52 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2,$$

мында,  $E_1$  жана  $E_2$ -тийиштүү болоттун жана чоюндун серпилгич модулу

$$(E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2) (E_2 = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2).$$

8.2. Мала – дөңгөлөктөрдүн келтирилген радиусунун ийриси.

$$\rho_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{D_1 D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{190 \cdot 570}{2(190 + 570)} = 71,5 \text{ мм}$$

8.3. Мала -дөңгөлөктүн эни:

$$b = 0,418^2 \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 1,52 \cdot 10^5}{480^2 \cdot 71,5} = 161 \text{ мм}$$

1. Октордун аралыгы:

$$A = (D_1 + D_2) / 2 = (190 + 570) / 2 = 380 \text{ мм}$$

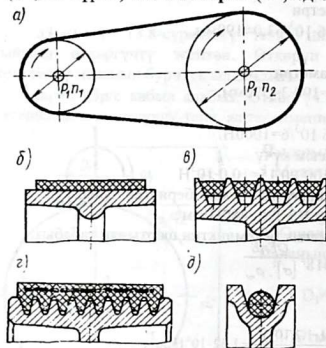
2. Мала- дөңгөлөктөрдүн энинин коэффициенти

$$\psi = b/A = 161/380 = 0,424 \text{ (сунуш кылынуучу чегинде)}$$

# XIV ТАРАМ. КУРЛУУ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР

## 14.1. Жалпы маалымат

Курлуу кыймыл өткөргүч жалпысынан (14.1, а-сүрөт) жетеленүүчү жана жетелөөчү бири биринен бир кыйла аралыкта жайланышкан жылгалуу чыгырыктардан жана аларды тартып камтыган курдан турат. Жетелөөчү жылгалуу чыгырыктардын ортосунда пайда болгон сүрүлүү күчтүн жардамы жетеленүүчү чыгырыкка айлануу кыймылда өзгөрүлүп берилет. Туурасынан кесилишинин формасы боюнча **жалпак** (14.1.б-сүрөт) **шынаалуу** (14.1.в-сүрөт) жана **төгөрөк** (14.1.д-сүрөт) кыймылга келтирүүчү



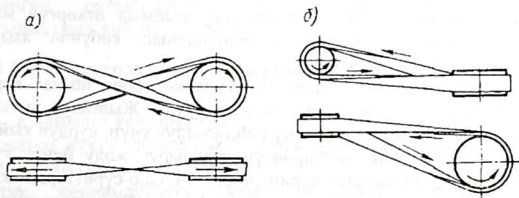
14.1- сүрөт

курлар болуп айырмаланышат. **Жалпак курлар**, туурасынан кесилишинде калыңдыгынан кыйла чоң болгон тик бурчтук формага ээ. Кур канчалык жука болсо, ал ошончолук ийкемдүү болот. **Шынаалуу курлар** кесилишинде трапецияны берет. Шынаалуу курдун жумушчу бети болуп, анын каптал беттери эсептелет, анын каптал бети чыгырыктын жылгасына тийишип турат.

Курдун негизи менен жылгалуу чыгырык жылгасынын тереңдигин, курдун кесилиш бийиктигинен чоң алат.

Бул курлар жылгалуу чыгырык менен шынаа боюнча өз ара аракет кылгандыктан жогорку жабышкактыгы менен мүнөздөлөт жана ошол себептен жогорулатып тартууга ээ. Көбүрөөк жалпак жана шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөр колдонулат. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүч жөнөкөй бирок шынаа курлуу жогорулатылган тартуу мүмкүнчүлүккө ээ жана тышкы өлчөмү чакан.

Курлуу кыймыл өткөргүч байыркы механикалык кыймыл өткөргүчтөрдүн бир түрү болуп эсептелет жана акыркы убакытка чейин өзүнүн маанисин сактап келүүдө. Алар бардык машина куруу тармактарында колдонулат. Курлар ийкемдүү болгондуктан жай жана үнсүз иштешет. Алар механизмди ашыктык жүктөмдөн алдын ала сактайт, курдун сыйгалануу мүмкүнчүлүгү болгондуктан жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтү октордун аралыгы алыс болгон учурларда колдонулат. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн ичинен жогорку ылдамдыкта иштеген курлар бар (100м/с чейин). Ок аралыктары чакан кыймыл өткөргүч катышы чоң болуп жана айлануу кыймылын бир гана жетелөөчү жылга чыгырыгынан бир топ жетеленүүчүгө өткөрүп берүү, шынаа курлуу өткөргүч артыкчылыкка ээ. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтөрдө жүк көтөрүү жөндөмдүүлүгүн өзгөртүү, курдун энинин өлчөмүн өзгөртүү менен ишке ашырылат, ал эми шынаа курлуу болсо кабыл алынган курдун кесилишинде анын санын өзгөртүү аркылуу чоң сандуу курлуу өткөргүчтө бир калыптагы жүктөмдү алуу татаал (курлардын узундуктары бирдей болбой калгандыгына байланыштуу, бирдей тартылуу болбойт). Ошондуктан, кыймыл өткөргүчтө 8...12 ден ашпаган шынаа курлууларды колдонууну сунуш кылат.



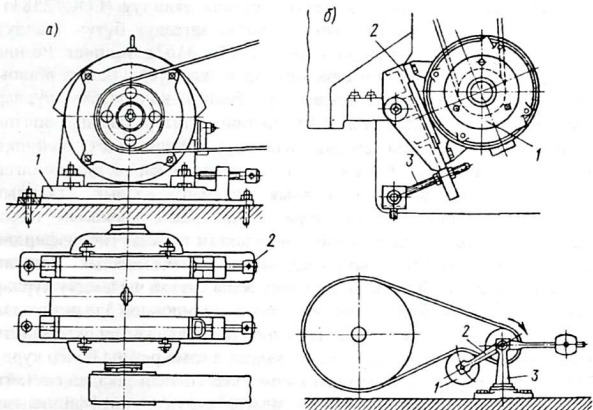
14.2-сүрөт

**Т ө г ө р ө к** курлуу кыймыл өткөргүч чакан машиналарда колдонулат, мисалы кийим тигүүчү машиналарда, тамак өнөр жайларында, стол тестеринде, ошондой эле ар түрдүү приборлордо. Бул кыймыл өткөргүчтөрдө бир гана кур коюлат. Абдан кенен таралган кыймыл өткөргүч ачык курлуу кыймыл өткөргүч (14,1. а-сүрөт), кыймылды жарым октолгоочтордун арасынан өткөрүп, бир багытта айланат. Бул абдан жөнөкөй, ишенимдүү жана ыңгайлуу кыймыл өткөргүч. Жылгалуу чыгырыктары карама-каршы багытта

айланганда кайчылаш жалпак курлуу кыймыл өткөргүч колдонулат (14.2, а-сүрөт), 14.2,б-сүрөттөн бурчтук схема жалпак курлуу кыймыл өткөргүч көрсөтүлгөн, анда чыгырыктар тик бурч менен кайчылашкан октолгоочторго орнотулган. Бурчтук кайчылаш жана башка жалпак курлуу өткөргүчтөрдө кур кырларынан жешилгендиктен, бул кыймыл өткөргүч сейрек колдонулат.

Курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн негизги кемчилдик жактары: чакан өлчөмдөгү өткөргүчтү жасоого мүмкүн эместиги (бирдей шарт үчүн жылгалуу чыгырыктын диаметри болжолдоп алганда 5 эсе чоң тиштүү дөңгөлөккө караганда); кээ бирки курдун сыйгалануусуна кыймыл өткөргүчтүн турактуу болбогондугунда. Октолгоочтордун жана алардын таянычтарындагы жүктөрдүн жогорулашы курлардын алдын ала тартуусунан байланышкан (октолгоочто 2...3 эсе жүк көбөйөт, тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчүнө караганда); курлардын көпкө чыдамдыгы төмөн (1000 ден 5000 саатка чйин). Курлуу кыймыл өткөргүчтөр, качан октолгоочтордун конструкциясы боюнча алыскы аралыкта жайланышкан шартта колдонуу үстөмдүк кылат же жогорку ылдамдыкта, башка кыймыл өткөргүчтөрдүн түрлөрүн колдонууга мүмкүн болгон учурда колдонулат. Азыркы учурда курлуу кыймыл өткөргүчтүн кубаттуулугу 50кВт ашпайт. Чоң кубаттуулукка курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн өлчөмү абдан чоң болуп калат. Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүч менен курлуу кыймыл өткөргүчтү комбинациялап көбүнчө азыраак жүктөлгөн баскычка орнотулат.

Азыркы учурдагы машина курууда көбүрөөк шынаа курлуу кыймыл өткөргүч менен тароого ээ болууда. Жылгалуу чыгырык жана курдун арасында сүрүлүүнү пайда кылуу үчүн, курдун кыймыл өткөргүчтүн чыгырыктын бирөөсүн жылдыруу жолу менен курду серпилгич деформациялап керип чоет. 14.3,а,б-сүрөттөрдө курду механикалык керүүнүн ыкмалары көрсөтүлгөн. Керүүнү чыгырык 1 рычаг 2 бекитилген октун айланасында айланат, тирөөч 3 бекитилген эркин октун айланасында термелет. Курду чыгырык менен басуу, сүрөттө көрсөткөндөй жүктүн же болбосо пружинанын жардамы менен ишке ашырылат. Керүүчү чыгырыктар көбүнчө жалпак курлуу жана салыштырмалуу шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөрдө колдонулат, октордун аралыктары жакын жана кыймыл өткөргүч катышы чоң болгондо, кичине чыгырыкты кур менен кымтуу бурчун чоңойтуу максатында. Керүүчү чыгырыктуу курлуу кыймыл



14.3-сүрөт

өткөргүчтөрдү жөнөкөй курлуу өткөргүчтөргө бирдей өлчөмдөгү салыштырганда артыкчылык жактары: чоң кубаттуулуктагы кыймыл өткөргүч, октолгоочтогу басым күчү кичине, курларды чыгырыктарга кийгизүү жеңил.

## 14.2. Курлардын материалдары жана конструкциясы

Кыймылга келтирүүчү кур белгилүү тартуу жөндөмдүүлүгүнө (берилген жүктү тайгалантпастан өткөрүп берүү жөндөмдүүлүгүнө) жана тийиштүү көпкө чыдамкайлуулугуна ээ болуусу зарыл. Курдун тартуу жөндөмдүүлүгү, анын жылгалуу чыгырык менен жабышкандыгынан камсыз кылынат, алардын арасындагы сүрүлүү коэффициенттери жогору болгонго байланыштуу.

Курдун көпкө чыдамдуулугу анда пайда болгон ийүүчү чыңалуудан жана жүктөмдүн циклдик жыштыгынан көз каранды. Төмөндө келтирилген сунушта кур талап кылган көпкө чыдамдуулукту (долговечность) камсыз кылууга мүмкүн болот. Материалы, конструкциясы боюнча курлар бир нече түрлөргө бөлүнөт:



Стандарттык жалпак курлууга: резина ткандуу (ГОСТ23831-79), булгаарылуу (ГОСТ 18679-73), пахта кагаздуу бүтүн ткандуу (ГОСТ 6982-75) жана жүндүү (ГОСТүНКТН 3167) киришет. Резина ткандуу курлар – абдан көп таралган. Алар эки түрлүү болот: Жалпы колдонуучу жана суукка чыдамдуу. Жалпы колдонуучу курлар температуранын – 25°С тен+60°С чейинки интервалында иштөө үчүн арналат, ал эми суукка чыдамдуу-45°тан +60°С чейинки интервалында алынат. Р е з и н а к у р ткандык каркастан кесилген конструкциядан жана резиналык катмар аралык ткандык төшөндүдөн (прокладкадан) турат. Курлардын каркасын пахта кагаздуу ткандан, жиптен, комбинацияланган ткандан (полиэфирдик жана пахта кагаздык волокнадан) же синтетикалык жиптин тканынан жасалат. Жалпы колдонуучу жана суукка чыдамдуу курлар тышкы резиналуу (бир же эки) прокладкадан ошондой эле резинадан кучактама жасалат. Ткан төшөнүч курга талап кылынган бекемдикти жана көпкө чыдамдуулукту камсыз кылат, ал эми резина болсо курду байланыштыруучу нерсе катары кызмат кылат, ткан закадан сактайт, кур менен чыгырыктын ортосундагы сүрүлүү коэффициенти жогорулатат.

Курлар чектүү жасалат. Курлардын эндери 20...1200мм, төшөнүчтүн саны 3...6 бирөөнүн калыңдыгы 1,25 ...1,5мм. Курлардын учтарын клейлөө, тигүү же металлдык бекитүү менен бириктирилет. Булгаары курлар өзүнчө жеке булгаары тасмадан жасалат, аларды клейлөө же чийки кур менен тигүү жолу менен жасалат.

Стандарттык булгаары курлар чектелген эни 20...300мм жана калыңдыгы 3...10мм жасалат. Чакан жана орточо кубаттуулукту өзгөртүп берүү үчүн колдонот. Жакшы тартуу жөндөмдүүлүккө ээ, бекем ишенимдүүлүгү жана көпкө чыдамдуулугу жагынан башкаларга караганда артыкчылык кылат. Алардын кырлары жешилүүгө турактуу жана 45м/с чейинки ылдамдыкта иштей алат. Бирок алардын баасы жогору болгондуктан сейрээк колдонулат. Булгаары курлар нымдуу жана кислотанын буусу менен бууланган чөйрөдө иштөөгө биротоло жараксыз, себеби алар бачым бузулуп жана иштен чыгып калат.

Пахта кагаздуу бүтүн ткандуу курларды пахта кагаздуу жиптен өрүлгөн бир топ кабат чектелген эндүү 30...35мм, калыңдыгы 4,5...8,5мм болгон жиптен жасалат (токулат). Атмосферанын таасиринен сактоо, бекемдигин жана көпкө



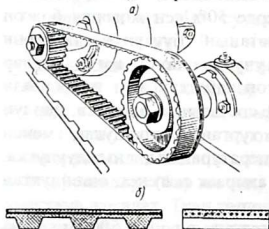
чыдамдуулугун көбөйтүү, ошондой эле эркин абалда иштөөсүн азайтуу үчүн алардын кошундусунан турган битумга кандырат. Пахта кагаздуу курлар абдан арзан, бирок жүктөм жөндөмдүүлүгү көпкө чыдамдыгы боюнча резиналанган жана булгаары курлардан артыкчылыгы жок, ошондуктан аларды көпчүлүк учурларда чакан кубаттуулукту өткөрүп берүү үчүн ылдамдыгы 25м/с аспаган учурларда колдонулат. Нымдуу цехтерде 50°Сден жогорку болгон температурада, ошондой эле кислотанын буусунун таасирин тийгизүү коркунучу пайда болгон учурда пахта кагаз курлар колдонулбайт. Жүндүү курлар- бир топ кабаттуу жүн жана пахта кагаздуу жиптерден жасалат (токулат), составында олифтен, бордун унунан жана темир порошогунан турган кошундулар менен каныктырылат. Алар жогорку температурадагы, нымдуулукка, кислотанын буусуна жана щелочторго азыраак сезгенет, ошондуктан алардын колдонуу обласын аныктайт.

Жүндүү курларды чектелген эн 50...500мм жана калыңдыгы 6...11мм болгондой жасалат. Алар бир кыйла серпилгичтүү мүнөзгө ээ болгондуктан жана капталбаган жана согуу жүктөмдө жакшы иштешет. Эң чоң уруксат берилген ылдамдык 30м/с.

Тиштүү курлар (14.4,а-сүрөт) жалпак курлардын жана тиштүү илиништердин артыкчылык жактарын камтыйт. Курдун жумушчу бетинде тиштүү чокулар жасалат, алар жылгалуу чыгырыктагы тиштүү ойдуңга кирет. Тиштүү курлар майга чыдамдуу жасалма материалдардан резинадан хлоропленолдук каучуктардын негизинде болот, зым тросу менен токулуп жасалат(14.4,б-сүрөт). Өзгөчө жеңил шартта иштөө үчүн (контролдоп -өлчөмдүү аппаратураларда) болот тростордун ордуна кордалуу полиамит колдонулат. Андай курлар майда дагы иштей алат. Тиштүү курлар алдын ала тартылбастан орнотулат; алар сыйгаланбастан жана үнсүз иштейт. Жөнөкөй курлуу кыймыл өткөргүчтөргө салыштырмалуу бир чаканыраак, жана жогорку ПАКка ээ. Тиштүү курлуу кыймыл өткөргүчтүн жешилүү турактуулугун жогорулатуу үчүн кээде нейлондуу ткан менен капталат. Тиштүү курлар чыгарылат: эни 5...380мм, кубаттуулугу 200кВт чейинкини өткөрүп берүү үчүн жана ылдамдыгы 80м/с чейин болгон. Шынаа курлуулар —эки түрдүү конструкцияда жасалат: корда ткандуу жана корда болоттуу. Корда ткандуу

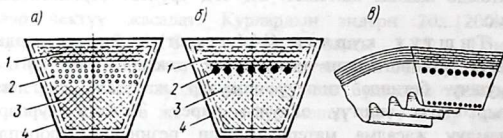
шынаалуу курлар (14.5,а-сүрөт) бир топ катмар резиналанган текстилдик

2-корда ткандардан турат, негизги жүктү өткөрүүчү жана курдун нейтралдык катмарына болжолдомо симметриялуу жайланышкан; резиналуу, резина ткандуу 3-сыгылуу катмары кордун астында жайланышкан; 4 бир топ катмар резиналанган оромо ткан.



Корда боолуу шынаа курлар (14.5, а-сүрөт) корда ткандын ордуна калыңдыгы 1,6 ...1,7мм болгон 2 бир катар корда каралган. 1-чоюлуу катмар, орточо каттуулуктагы резинадан жана 3 кысылуу катмар катуураак резинадан.

14.4-сүрөт



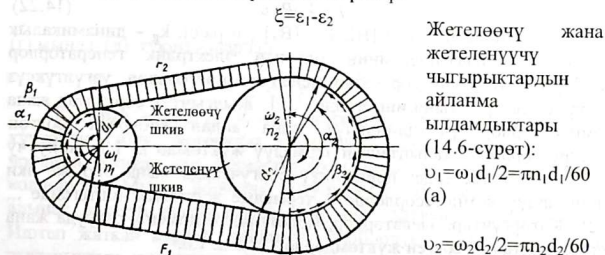
14.5-сүрөт

Бул курлар, ийкемдүүрөөк жана көпкө чыдамдуураак болгондуктан оор шартта колдонулат. Шынаалуу курлар үч түрдө жасалат: нормалдуу кыйындылуу, ички жана эндүү (вариатордук) нормалдык кыйынды курлар (ГОСТ 1284,1-80; 2-80; 3-80) жалпы машина курууда негизгилер болот. ГОСТко ылайык бул курларды, кыйындынын өлчөмү боюнча жети түрдө жасалат: О,А,Б,В,Г,Д и Е. Бул курларды чексиз ар түрдүү стандарттык узундукта жасашат. Профилдин бурчу  $\varphi=40$ : Уруксат берилген эң чоң ылдамдык О,А,Б,В профилдер үчүн шынаалуу курлар ГОСТ10286-75 боюнча стандартталган. Автотрактордук кыймылдаткычтар үчүн атайын корба болоттуу желдеткичтик ийкемдүүлүгү жогорулатылган (ГОСТ 5813-76).

Чыгырыктагы чакан диаметрлүү шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөр үчүн гофтуу курлар титирөөгө колдонулат (14.5, в-сүрөт). Оор шартта жогорку ылдамдыктагы жана иштөө үчүн полиамидтик кордалуу курлар чыгарылат. Курдун жөндөмдүүлүгүн жогорулатып жана көпкө чыдамдыкты камсыз кылуу үчүн болот тростуу кордалуу - шынаалуу курлар колдонулат. Бул курлар ылдамдыгы 60м/с чейин иштөөсү мүмкүн.

### 14.3. Кинематикалык, күчтүк жана геометриялык эсептөө

Кыймыл өткөргүч курдун жетелөөчү шактага  $F_1$  тартуу күчү кыймыл өткөргүч иштелип жатканда жетеленүүчү чыгырык, өткөн жетеленүүчү шагындагы  $F_2$  тартуу күчүнөн чоң. Курдун туурасынан кесилишинде пайда болгон күчтүн диаграммасынан (эпюрасынан) (14.8-сүрөттөн), көрүнүп тургандай, жетелөөчү чыгырыктагы тартуу күчү турактуу кемип олтурат, ал эми жетеленүүчүдө өсүп олтурат. Ал эми курдагы деформация болсо, болжолдуу деп аянтында анын тартуу күчүнө пропорционалдуу, анда жетелөөчү чыгырыктагы кур кыскарат жана чыгырык боюнча сыйгаланат (кур чыгырыкты басып өтөт). Ошентип курлуу өткөргүч иштеген учурда чыгырыктарда курдун серпилгич сыйгалануусу пайда болот, демек, жетелөөчү чыгыкта ылдамдыктын жоготуусу болот.  $\xi$ -курдун салыштырма сыйгалануусу жетелөө шактын салыштырмалуу узаруусунан  $\xi_1$  жана  $\xi_2$  жетеленүүчү шактын айырмасына барабар:



14.6-сүрөт

Чыгырыктагы курдун серпилгич сыйгалануусунун себебинен  $v_2 < v_1$ . Ушул ылдамдыктардын арасындагы көз карандылык

$$v_2 = (1 - \xi) v_1 \quad (в)$$

(а), (б) жана (в) формулалардан, курлуу кыймыл өткөргүч катышы

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / [d_1(1 - \xi)]. \quad (14.21)$$

$\xi$  салыштырмалуу сыйгалануунун мааниси курдун түрүнөн көз каранды:

**Резина ткандуу жана жүндүү курлар .....0,01**

**Булгаары курлар.....0,015**

**Ткандуу шынаалуу курлар .....0,02**

$\xi$  салыштырмалуу сыйгалануунун мааниси абдан аз болгондуктан, анда тактыгы жетиштүү болгон эсептер үчүн (5.21) формуланын ордуна төмөнкү формуланы колдонууга болот.

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 \quad (14.21)$$

Кыймыл өткөрүү катышы алууну сунуш кылат: ачык курлуу  $u < 6$ , ролик менен тартылган жалпак – курлуу жана шынаакырлуу кыймыл өткөргүчтөр үчүн  $u \leq 10$ . Көпчүлүк учурда курлуу ыймыл өткөргүч үчүн  $U \leq 4$ .

Жетелөөчү чыгырыктагы  $F_t$  айлануу күчү формула боюнча табылат.

$$F_t = P_t / v$$

Курлуу кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөө, эсептелүүчү айлануу күчү боюнча  $k_g$  динамикалык жүктөм коэффициентин кыймыл өткөргүчтүн иштөө режимин эске алуу менен жүргүзүлөт:

$$F_t = k_g \cdot P_t / v, \quad (14.22)$$

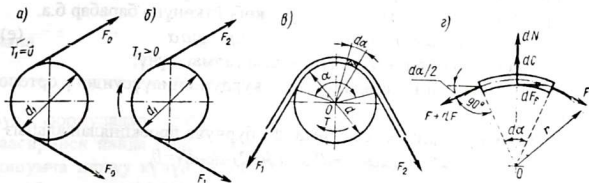
мында,  $F_t$  - Ньютон менен [Н];  $P_t$  - [Вт] ;  $v$  [м/с].  $k_g$  – динамикалык жүктөмдүн коэффициентинин мааниси электрдик генераторлор борборго умтулуучу соргучтар менен компрессорлор; үзгүлтүксүз кесүүчү тестер – тынч иштегенде .....1. Жылгычтуу соргучтар жана компрессорлор үч цилиндрлүү жана андан көбүрөөк болгон компрессорлор – калыптанган термелүү жүктөмдө ... 1,1; жонуучу жана оюучу тестерде; поршендүү соргучтарда жана бир же эки цилиндрдүү компрессорлордо – термелме жүктөмдө иштегенде ... 1,25. Көтөргүчтөр, элеваторлор, молоттор, тегирмен - согууда жана бир калыпта иштебеген жүктөмдөрдө ... 1,5 ... 1,6.

Курдун  $F_0$  баштапкы тартылган күчүн, кур көпкө сактап жана талап кылынган көпкө чыдамдын бузулбагандай кылып кабыл алынат. Ошого ылайык жалпак стандарттык курда баштапкы

чыңалуу автоматташтырылбаган тартуучу конструкциясыз  $\sigma_0=1,8\text{МПа}$ ; автоматташтырылган тартуучу конструкциялуу  $\sigma_0=2\text{МПа}$ ; шынаа курлуу стандарттык курлар үчүн  $\sigma_0=1,2\dots 1,5\text{МПа}$ ; полиамиддик курлар үчүн курдун баштапкы тартуу күчү.

$$F_0 = A\sigma_0 \quad (14.23)$$

мында,  $A$ - жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтүн курдун туурасынан кесилиш аянты; бардык шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн курунун туурасынан кесилиш аянты.



14.7-сүрөт

$F_1$  жетелөөчү жана  $F_2$  жетеленүүчүдөгү курдун шагындагы тартуучу жүктөлгөн өткөргүчтөрдөгү күчтөрдү чыгырыктын тең салмактуулук шартынан аныктоого болот (14.7, б-сүрөт)

$$T_1 = 0,5d_1(F_1 - F_2) = 0,5d_1F_t$$

андан

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (г)$$

Курдун шагындагы тартуу күчтөрдүн суммасы турактуу, анда

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (д)$$

(г) мында, (д) туонтмалардан

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t \quad (14.24)$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t \quad (14.25)$$

Кыймыл өткөргүч иштеп жатканда, курдун шактарындагы күчтөрдү табуу, жогоркуда каралган ыкмадан башка, ийлээкей чоюлган жиптин тең салмактуулук шартына негизделген ыкмада колдонулат. Мында борборго умтулуучу күчтүн таасири дагы эске алынат, курдун шакчаларына кошумча тартууну пайда кылуучу. Иштеп жаткан курдан, тийиштүү борбордук  $\alpha\alpha$  бурчуна кичине чыгырыктын кымтылган чегиндеги кичине элементти бөлүп алабыз, (14.7, г-сүрөт). Кур турактуу ылдамдык менен иштеп жаткан учурда, курдун ошол элементин тең салмактуу абалда деп эсептөөгө болот, эгерде ага аракет кылган анык борборго умтулуучу инерциялык



күчтү кошуп эсептегенде. Ошондуктан, курдун бөлүнүп алынган элементине (14.7,г –сүрөт)  $F$  жана  $F+dF$  күчтөрү аракет кылат, элементтин туурасынан кесилиш маңдайында пайда болгон,  $dc$ -борборго умтулуучу күч, элементтин борбор салмагына этүүчү жана айлануу огунан радиусу боюнча багытталган;  $dN$ - чыгырыктын нормалдык реакциясы;  $dF_f$  – чыгырык менен элементтин ортосундагы сүрүлүү күчү ;  $dc$  борборго умтулуучу күч, теориялык механикадан белгилүү болгондой,  $dm$  элементтин массасын борборго умтулуучу  $a^n$  ылдамданууга көбөйткөнүнө барабар б.а.

$$dc = dm \cdot a^n = (qr d\alpha/g)(v^2/r) = (qv^2/g)d\alpha \quad (e)$$

мында,  $q$ - курдун бирдик узундугундагы салмак күчү;

$g$  – эркин түшүүнүн ылдамдануусу;  $r$ - курдун ийилүүсүндөгү орточо радиус.

Бардык күчтөрдү биссектриса  $d\alpha$  бурчуна проекциялап алабыз.

$$2F \sin(d\alpha/2) + dF \sin(d\alpha/2) - dc - dN = 0,$$

андан

$$dN = 2F \sin(d\alpha/2) + dF \sin(d\alpha/2) - dc. \quad (ж)$$

$d\alpha$ , бурчу чексиз кичине болгондуктан, андан кабыл алабыз,  $\sin(d\alpha/2) = d\alpha/2$  жана себеби  $dF \sin(d\alpha/2)$  чоңдук чексиз кичине экинчи катардагы болгондуктан, аны эске алабыз. Анда (ж) формуладан (e) туюнтманы эске алып төмөнкүнү алабыз:

$$dN = (F - qv^2/g)d\alpha$$

$dF_f$  курдун элементинин жана чыгырыктын ортосундагы сүрүлүү күчү

$$dF_f = f \cdot dN$$

же

$$dF_f = f(F - qv^2/g)d\alpha, \quad (и)$$

мында,  $f$ -кур жана чыгырыктын ортосундагы сүрүлүү күчү.

Бардык күчтөрдү  $dF_f$  күчтүн багытына проекциялап, андан төмөнкүнү алабыз

$$(F + dF) - F - dF_f = 0,$$

андан

$$dF = dF_f.$$

(и) жана (к) формулалардан  $f(F - qv^2/g)d\alpha = dF$ , же  $dF/(F - qv^2/g) = f \cdot d\alpha$

Акыркы теңдемени  $F$  күчтүн өзгөрүү чегинде  $F_2$  ден  $F_1$  чейин жана аны 0 дөн  $\alpha$  га чейин интегралдап алабыз.



$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{(F - qv^2/g)} = f \int_0^\alpha d\alpha;$$

андан келип чыгат,

$$(F_1 - qv^2/g)/(F_2 - qv^2/g) = e^{f\alpha}, \quad (\text{л})$$

мында,  $e$  – натуралдык логарифманын негизи. (г) жана (л) формулалардан жыйынтыгында алабыз:

$$F_t = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g} \quad (14.26)$$

жана

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g} \quad (14.27)$$

Бул формуладан  $qv^2/g$  чоңдук, борборго умтулуучу күчтүн таасиринен пайда болгон, курдун бардык узундугу боюнча болгон кошумча тартуу күчүн берет. Эгерде борборго умтулуучу күч эске алынбаса, анда (14.26) жана (14.27) формулалардын ордуна төмөнкү формулаларды колдонууга мүмкүн болот.

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (14.28)$$

жана

$$F_2 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (14.29)$$

(14.28) жана (14.29) формуладан келип чыгат:

$$F_1/F_2 = e^{f\alpha} \quad (14.30)$$

Берилген көз карандылык Эйлердин формуласы деп аталат. Курлуу кыймыл өткөргүчтөргө Эйлердин формуласын колдонууга болбойт (себеби кур чоюлбас болбогондуктан) жана азыркы эсептөө практикада, курдун шагындагы тартуу (керүүнү) күчүн аныктоо үчүн (г), (д), (14.24) жана (14.25) көз карандылыктар колдонулат. Ошого карабастан Эйлердин формуласы, сүрүлүү коэффициентин жана кичине чыгырыкты кур менен камтылган бурчтун, кыймыл өткөргүчтүн иштөөсүнүн көз карандылыгынын туура сапаттуулугун мүнөздөйт.  $f$  жана  $\alpha$  канчалык чоң болсо,  $F_1:F_2$  катышы ошончолук чоң болот.

Демек, ошол күчтөрдүн айырмасы ошончолук чоң болот.  $F_t$  кыймыл өткөргүчтүн айланма күчүн мүнөздөөчү, андыктан өткөрүлүүчү момент чоң болот. Башкача айтканда, курдун алдын ала

тартуучу күч толугураак пайдаланылат. Курлуу кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөөдө Эйлердин формуласы салыштырмалуу сейрек колдонулат. Аны, тасмалуу эсептөөдө, тасмалуу тормоздорду, тасмалуу тартуучу механизмдерде, аэрофотоаппараттарда ж.б. колдонот.

Чоюн жана болот материалдары үчүн чыгырыктын орточо сүрүлүү коэффициенти алууга болот. Резина ткандуу курлар үчүн  $f=0.35$ , булгаары курлар үчүн  $f=0.22$  жана пахта кагаздуу жана жүндүү курлар үчүн  $f=0.3$ .

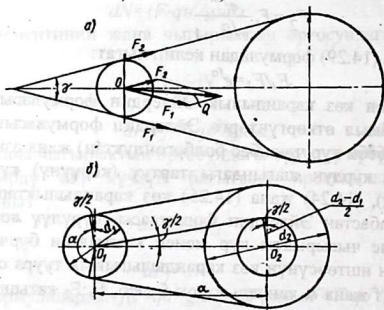
Шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөрдө  $F_1$  жана  $F_2$  күчтөрдү аныктоодо (14.26) ... (14.29) формулалардан  $f$  – сүрүлүү коэффициенти ордун келтирилген сүрүлүү коэффициенти коюу зарыл, шынаалуу курлар үчүн  $f_1(\sin(\varphi_0)/2)$ , мында  $\varphi_0$  – шынаалуу курлардын бурчу.

Чыгырыктын октолгоочусундагы  $Q$  басым күчү, курдун шагындагы тартуу күчүнүн геометриялык суммасына барабар (14.8, а–сүрөт). Параллелограммадагы күч төмөнкүгө барабар:

$$Q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx (F_1 + F_2) \cos(\gamma/2), \quad (м)$$

мында,  $\gamma$  – курдун шактарынын арасындагы бурч.  $31.8^\circ$  сүрөттөн көрүнүп турат:

$$\gamma/2 = 90^\circ - \alpha/2, \quad (н)$$



14.8-сүрөт

мында,  $\alpha$  – кичине чыгырыкты, кур камтыган бурч. (м) туюнтмадагы  $F_1 + F_2$  сумманын ордуна  $F_0$  эки эселенген курдун алдын ала тартуу

күчүн коёбуз [(д) катышын кара]. Андан (н) катышын эске алып, андан алабыз:

$$Q=2F_0\sin(\alpha/2) \quad (14.31)$$

Нормалдык шартта иштегенде  $\eta$  пайдалуу аракет коэффициентин жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтөр үчүн 0,96 барабар, ал эми шынаакурлуу үчүн -0,95. Ыңгайсыз шартта иштегенде мисал чыгырыктын диаметри чакан болсо,  $\eta$ -п.а.к. 0,85 чейин азаюусу мүмкүн.

Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтүн кичине чыгырыгынын диаметри

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt{P_1 / n_1} \quad (14.32)$$

же

$$d_1 (520 \dots 610) \sqrt{P_1 / \omega_1}, \quad (14.33)$$

мында,  $d_1$ -мм;  $P_1$ -кВт;  $n_1$ -мин<sup>-1</sup>. жана  $\omega$ -рад/с.(14.32) жана (14.33) формулалар боюнча эсептелип алынган  $d_1$ - кичине чыгырыктын диаметри, курдун уруксат берилген ылдамдыгы боюнча текшерилет:

$$v = \omega_1 \cdot d_1 / 2 = \pi n_1 \cdot d_1 / 60 \leq [v] \quad (14.34)$$

мында,  $v$  жана  $[v]$  эсептелип алынган жана уруксат берилген курдун тиешелүү ылдамдыктары. Шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтүн кичине чыгырыгынын  $d_1$ - диаметри ГОСТ 1284.3-80 тон тандалып алынган профили боюнча кабыл алынат. Чоң чыгырыктын  $d_2$ -диаметри жалпак курлуу үчүн (14.21) же (14.22) формулалардан табылат. Жыйынтыгында жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтүн чыгырыктарынын диаметрлери ГОСТ 17383-73 менен салыштырылат, ал эми шынаа курлуу өткөргүч – ГОСТ 1284.3-80 менен кичине чыгырыкты кур камтуучу бурч (14.8,6 - сүрөт)

$$\alpha = 180 - \gamma,$$

мында,  $\alpha$  жана  $\gamma$ -радиустар. Радианда болсо,

$$\alpha = 2 \arg \sin [(d_2 - d_1) / 2a] \approx (d_2 - d_1) / a.$$

Демек,  $\alpha$  бурчун радиуста аныктаганда:

$$\alpha = 108^\circ - 57(d_2 - d_1) / a \quad (14.35)$$

жана радианда

$$\alpha = \pi - (d_2 - d_1) / a, \quad (14.36)$$

мында,  $a$  – кыймыл өткөргүчтүн окторунун аралыгы. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтөр үчүн сунуш кылынат.  $\alpha \geq 150^\circ$  жана шынаа курлуу үчүн  $\alpha \geq 120^\circ$  алынат.

Өткөргүч катышы чоң жана октордун арасы кичине болгон учурда,  $\alpha$  бурчун чоңойтуу үчүн механикалык керүүчү чыгырык колдонулат (14.3 а-сүрөттү кара).

Курлуу кыймыл өткөргүчтүн окторунун аралыктары машинанын конструкциясынан аныкталат. Ачык жалпак курлуу кыймыл өткөрүү үчүн:

$$a \geq (d_1 + d_2); \quad (14.36)$$

шынаа курлуу кыймыл өткөргүч үчүн

$$a = C d_2, \quad (14.37)$$

мында,  $d_2$  - чоң чыгырыктын диаметри;  $C$  - сан коэффициентти,  $U$  кыймыл өткөргүчтүн көз карандылыгынан кабыл алынат:

$U$  ..... 1, 2, 3, 4, 5, 6 ... жана андан чоң

$C$  ..... 1.5, 1.2, 1, 0.95, 0.9, 0.85

Ачык жалпак курлуу же ачык шынаалуу курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн курларынын эсептелүүчү узундугу:

$$l = 2a + 1.57(d_2 + d_1) + (d_2 - d_1) - (4a) \quad (14.38)$$

мында  $d_2 > d_1$ .  $l$  конустук курлар үчүн жыйынтыгында ГОСТ менен салыштырылат. Курду отургузгандан кийинки  $l$  узундугунда жалпак курлуу же шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн анык окторунун аралыктары  $d_2 > d_1$  шартта төмөнкүгө барабар:

$$a = \{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 + d_1)^2}\} \quad (14.39)$$

(14.38) жана (14.39) формула 14.8б – сүрөттөн келип чыгат, курдун баштапкы деформациясын эске алганда механикалык керүүчү чыгырыктын диаметри 14.9 а – сүрөт  $d_1 < d_2$  Жалпак курлуу кыймыл өткөргүч үчүн:

$$d_p = (0.8 \dots 1) d_1; \quad (14.40)$$

чыгырыкты курдун ичинде орнотулганда шынаа курлуу кыймыл өткөрүү үчүн.

$$d_p \geq d_1. \quad (14.41)$$

Чыгырыктын жана кичине чыгырыктын ортосундагы аралык

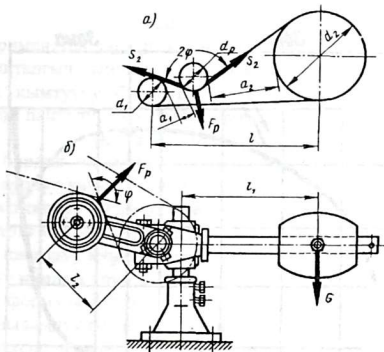
$$a_1 \geq 0.5 d_1, \quad (14.42)$$

андыктан  $a_2 > a_1$  жана  $2\varphi \geq 120^\circ$ . Керүүчү чыгырык курдун азыраак тартылган шагына орнотулат.

Рычагдуу чыгырыктын салмагы (14.9, б-сүрөт)

$$G = F_p \cdot l_2 / l_1, \quad (14.43)$$

мында  $l_1$  жана  $l_2$  энтери берилет.



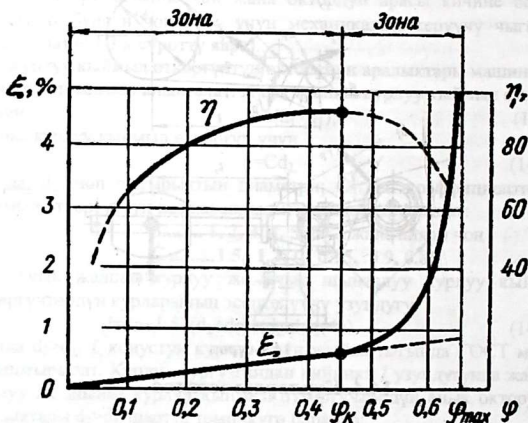
14.9-сүрөт

#### 14.4. Курларды эсептөө

Курлар аларга коюлган талапка ылайык, тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча жана көпкө чыдамдуулугу эсептелинет. Бул эсептөөлөр, толугу менен эсептелип жаткан курдун бекемдигин камсыз кылат.

Курларды тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча эсептөө, курлардын негизги эсептелүүсү болуп эсептелет. Кыймыл өткөргүчтүн анык тартуу жөндөмдүүлүгүн  $F_t$  айланма күч же жетелөөчү чыгырык пайда кылган  $T_t$  айланма момент мүнөздөйт.

Курларды көпкө чыдамдуулукка эсептөө көпчүлүк учурда текшерүү катарында жүргүзүлөт. Курдун тартуу жөндөмдүүлүгү эксперименталдык сыйгалануу ийри сызыгы менен мүнөздөлөт (14.10 –сүрөт), ал төмөнкүчө тургузулат: Ордината огу боюнча курдун салыштырма сыйгалануусу  $\xi$  % жана ПАК  $\eta$ , % ал эми абсцисса огу боюнча - өткөргүчтүн тартуу коэффициентин  $\varphi = F_t / (2F_0)$ , ал кыймыл өткөргүчтүн салыштырмалуу жүктөмүн көрсөтөт. Жүктөмдүн өсүшү менен курдун серпилгич сыйгалануусу, түз сызыктуу мыйзам боюнча өсөт, анда кыймыл өткөргүчтүн ПАКы кыйлага өсөт. Бул мыйзамдуулук сакталат  $\varphi_k$  тартуу коэффициентин критикалык мааниси деп аталган маанисине чейин, курдун эң чоң уруксат берилген жүктөмүн түзөт. Жүктөмдү уруксат берилгенден



14.10-сүрөт

ашыруу, кошумча курдун сыйгалануусуна алып келет жана суммардык сыйгалануу бачым өсөт (тайгалануу пайда болот), кыймыл өткөргүчтүн ПАКтын бачым басаңдоосуна алып келет. Пределдик  $\varphi = \varphi_{\max}$  маанисинде курдун толук тайгалануусу пайда болот. Сыйгалануу ийри сызыктан жана п.а.к. демек, курдун абдан ыңгайлуу тартуу жөндөмдүүлүгүнө  $\varphi_k$ -тартуу коэффициентинин критикалык маанисине дал келет. Эксперименттен алган, орточо жалпак курлар үчүн  $\varphi_k = 0,4 \dots 0,6$ , ал эми шынаакурлуу үчүн  $\varphi_k = 0,7 \dots 0,9$ .

Жалпак курларды тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча эсепөө, К уруксат берилген пайдалуу чыңалуу боюнча жүргүзүлөт, ал сыйгалануучу ийри сызык боюнча аныкталат.

Курдун пайдалуу чыңалуусу деп курдун  $F_t$  пайдалуу жүктөмүнүн (айлануу күчүнүн) анын  $A$  туурасынан кесилүү аянтына болгон катышын айтабыз б.а.

$$k = F_t / A.$$

Ошондуктан,

$$\varphi_r = F_t(2F_0) = (F_t/A) / (2F_0/A) = k / (2\sigma_{0..}),$$

анда, демек



$$k=2\sigma_0\varphi_k \quad (o)$$

Эксперименттен табылган, ачык жалпак курлуу өткөрүү үчүн курдагы башталгыч чыңалуу  $\sigma_0=1,8\text{МПа}$ , ылдамдыгы  $v_0=10\text{v/c}$  жана чыгырыкты кымтуучу бурч  $\alpha=180^\circ$  болгондо уруксат берилген (келтирилген) пайдалуу чыңалуу (o) формулага ылайык:

$$[k_0]=a-w(\delta/d), \quad (14.44)$$

$a$  жана  $w$  бирдик чыңалууда туюнтулган коэффициенттер (31.2-таблица);  $\delta$ -курдун калыңдыгы;  $d$ - кичине чыгырыктын диаметри:

Резина ткандуу курлар үчүн ..... $d=(30...40)\delta$

Булгаары курлар үчүн..... $d=(25...35)\delta$

Пахта кагаздуу курлар үчүн..... $d=(25...30)\delta$

Жүндүү курлар үчүн.....  $d=(25...30)\delta$

(14.44) формула боюнча табууда  $\delta/d$  катышы берилет. Курдун көпкө чыдамдуулугун жогорулатуу үчүн сандык коэффициенттердин чоң маанисине көңүл буруу зарыл.  $d / \delta$  - катышы канча чоң болсо, анда, энин чоңойтууга мүмкүн болот.  $\delta$  калыңдыгын кыскартуунун эсебинен, ж.а.  $d / \delta$  катышын чоңоюуга уруксат берилет, көрсөтүлгөн мааниден жогорку  $a$  жана  $w$  коэффициенттердин маанилери

14.2 -таблица.

Курлар	$\sigma_0$ баштапкы чыңалуулар			$U'$ , МПа
	1,6	1,8	2,0	
	$a$	МПа		
Резина ткандуу	2,3	2,5	2,7	10
.....	2,7	2,9	3,0	30
Булгаарылуу.....	2,0	2,1	2,2	15
.....	1,7	1,8	1,9	15
Пахта кагаздуу ткан .....				
Жүндүү.....				
.....				

$[k_0]$  Уруксат берилген пайдалуу чыңалуу жалпак курлар үчүн  $\sigma_0=1,8\text{МПа}$  болгон болсо:

$d_{\min}/\delta...$	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Резина ткандуу .....	(2.1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30	2,33	2,37	2,40	
Булгаарлуу.....	1,70	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40	2,50	2,60	
Пахта кагаздуу ткан .	1,50	1,60	1,67	1,72	1,80	1,85	1,90	1,90	1,95	
Жүндүү.....	1,20	1,30	1,37	1,42	1,47	1,50	1,55	1,60	1,65	

$[k_0]$  полиамиддик ткануу курлар үчүн резинаткандыкка караганда болжолдоп 50% ке чейин чоң кабыл алууга мүмкүн. Курлуу кыймыл өткөргүчтөрдү нымдуу же чаңдуу бөлмөгө орнотула турган болсо  $[k_0]$ -дун маанисине 10...30%ке азайтууну сунуш кылынат. Эгерде чыгырыктын абадагы текстолиттен ж.б. пластмассадан жасалган болсо анда  $[k_0]$ -ны 20%ке чоңойтуу сунуш кылынат.

Жалпак кур үчүн эсептелип алынган чыңалуу төмөнкүгө барабар.

$$[k] = [k_0] \cdot k_v \cdot k_\alpha \cdot k_b \quad (14.45)$$

мында,  $k_v$ -ылдамдануу коэффициенти кур менен чыгырыктын жабышкактуулугун, борборго умтулуу күчтүн таасиринин астында бошоңдоосун эске алат.

$K_\alpha$  - кичине чыгырыкты камтуусун эске алуучу коэффициент

$k_b$ - өткөргүчтүн түрүн эске алуучу коэффициент;

Бул коэффициенттин маанилери 3- таблицанда берилген.

Жалпак курду тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча эсептегенде, курдун туурасынан кесилиш аянты:

$$A = F_t / [k]; \quad (14.46)$$

аны тийиштүү ГОСТ боюнча кур үчүн макулдашып андан курдун калыңдыгы жана в-эни кабыл алынат.

$k_v$ ,  $k_\alpha$  жана  $k_b$  коэффициенттеринин маанилери

14.3- таблица

Курлардын ылдамдыгы $v$ , м/с		1	5	10	15	20	25	30
$k_v$	Жалпак кур үчүн	1,4	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68
	Шынаа кур үчүн	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60
	Кымтуу бурчу $\alpha$ град	180	170	160	150	140	130	120
	Горизонтко болгон жантак бурч, град	0...6 0	60... 80		80	...	90	
$k_b$	Ачык өткөргүч	1	0,9		0,8			
	кайчылаш жарым	0,9	0,8		0,7			
	кайчылаш	0,8	0,7		0,6			

жетелөөчү чыгырыктагы кубаттуулук, аны берилген кур аркылуу өткөрүп бере алуусу формула боюнча эсептелет [(14.32) жана (14.45) формулаларды кара].

$$P_t = [k] \cdot A \cdot v_1 / kg, \quad (14.47)$$

$P_1$  - Вт;  $[k]$  - Па;  $A - m^2$  жана  $v$  - м/с.

Курларды тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча эсептегенде аларды чыгырык менен запас жабышуусу төмөнкү формула боюнча текшерилет:

$$\beta = T_{1\max} / T_1 \leq [\beta], \quad (14.48)$$

мында,  $T_{1\max}$  - жетелөөчү чыгырык менен өткөрүлүп берилүүчү толгоо моменти;  $T_1$  - өткөргүчтүн калыптанып калган учурдагы, жетектөөчү чыгырык узак мөөнөткө аракет кылуучу толгоо момент;  $\beta = \varphi_{\max} / \varphi_k$  жабышкактуулуктун запас коэффициентти;  $[\beta]$  - уруксат берилген жабышкактуулуктун запас коэффициентти; резина ткандуу курлар үчүн  $[\beta] = 1,3 \dots 1,5$ , булгаары жана жүндүүлөр үчүн  $[\beta] = 1,35 \dots 1,5$  жана пахта кагаздуулар үчүн  $[\beta] = 1,25 \dots 1,4$



14.11-сүрөт

Шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтөрдү эсептегенде нормалдык кесилиши тийиштүү ГОСТ 1284.3 -80 менен курлардын кесилишин 14.11-сүрөт боюнча тандалып алынат. Өткөрүп берүүчү кубаттуулугу 2кВт чейин болгон болсо, Е- курдун кесилишинин – кубаттуулугу 200кВт тан жогору болгон болсо, О – курлардын кесилишин алуу зарыл.

ГОСТ 1284.3 боюнча шынаалуу курларды тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча эсептегенде  $P_0$  – уруксат берилген кубаттуулук боюнча бир гана курга жүргүзүүгө сунуш кылынат (14.4-табл.).

Шынаалуу курлар үчүн  $P_0$  мааниси (ГОСТ 1284.3-80 тон тандалып алынган). Кыймыл өткөргүчтүн анык иштөө шартын аныктоо үчүн эсептелүүчү формулага шынаалык курлар үчүн

түзөтүүчү коэффициенттер киргизилет:  $k_g$ - динамикалык жүктөм коэффициенттери өткөргүчтүн иштөө режими (14.1-табл.)  $k_\alpha$ - кичине чыгырыкты кур менен камтуучу бурчтун таасирин эске алуучу коэффициент (14.3 -табл);  $k_i$  – курдун узундугун эске алуучу коэффициент (14.5 - табл);  $k_z$  – кур боюнча жүктөмдүн бирдей тарабастыгын эске алуусу коэффициент;  $k_z$  – тин маанисин  $z$ - курдун санынан көз карандылыгы:

$$z \dots 2 \dots 3; 4 \dots 6; 6$$

$$k_g \dots 0,95 \quad 0,9 \quad 0,85$$

шынаалуу курларды тартуу жөндөмдүүлүгү боюнча эсептөө, каралып жаткан өткөргүч үчүн анын курунун санын аныктоо болуп эсептелет:

$$Z = k_g \cdot P_1 / (P_1 k_\alpha k_e k_z),$$

Мында,  $P_1$  – жетелөөчү чыгырыктагы кубаттуулук. Шынаакурлуу өткөргүчтүн иштөөсү анын жайгашышынан көз каранды болбогондуктан жалпаккурлуу өткөргүчтөн айырмаланып, түзөтүүчү коэффициент киргизилбейт.

$k_e$  – коэффициенттин мааниси ГОСТ 12824.3 -80 тон 14.5 табл.

Азырынча курларды көпкө чыдамдуулугун ар түрдүү факторлорду эске алып эсептөөнүн усулу жок болгондуктан курлардын көпкө чыдамдуулугуна эсептөө, курдун ийилүү чыгырыкты жыштыгына эсептөө менен чектелет:

$$n_v = v/l \leq [n_n], \quad (14.47)$$

мында  $n_n$  - курдун анык ийүүсүнүн жыштыгы  $C^{-1}$ ;

$[n_n]$  - курдун ийилүүсүнө уруксат берилген жыштыгы  $C^{-1}$

Кадимки жалпак курлар үчүн  $[n_n] \leq 5C^{-1}$ ; бачым айлануучу жалпак жана шынаалуу курлар үчүн  $[n_n] \leq 10C^{-1}$  жана өзгөчө учурда  $[n_n] = 10 \dots 20C^{-1}$ .

14.4-Таблица

КУРДУН КЕСИЛИШИ ЖАНА УЗУНДУГУ, ММ	D <sub>1</sub> , ММ	I	КИЧИНЕ ЧЫГЫРЫКТЫН АЙЛАНУУ ЖЫШТЫГЫ, МИН <sup>-1</sup>					
			200	400	800	1200	1600	2000
$L_p^0 = 1320$	63	1,0	0,09	0,17	0,30	0,41	0,51	0,61
		≥3,0	0,11	0,19	0,34	0,47	0,59	0,69
	80	1,0	0,14	0,25	0,44	0,62	0,78	0,93
		≥3,0	0,15	0,28	0,50	0,71	0,89	1,06
	≥11	1,0	0,21	0,39	0,71	1,00	1,26	1,51
		≥3,0	0,24	0,44	0,81	1,14	1,44	1,72
2	1,0	0,22	0,39	0,68	0,93	1,15	1,34	
$L_p^A = 1700$	140	≥3,0	0,25	0,44	0,77	1,05	1,31	1,53
		1,0	0,43	0,78	1,41	1,96	2,45	2,87
	≥18	≥3,0	0,49	0,89	1,00	2,24	2,79	3,27
		1,0	0,59	1,09	1,97	2,74	3,40	3,93
	0	≥3,0	0,68	1,24	2,24	3,12	3,87	4,48
		1,0	0,48	0,84	1,44	1,93	2,33	2,64
125	≥3,0	0,55	0,96	1,64	2,20	2,66	3,01	
$L_p^E = 2240$	200	1,0	1,02	1,85	3,30	4,50	5,46	6,13
		≥3,0	1,17	2,11	3,76	5,13	6,22	6,99
$L_p^F = 6000$	≥28	1,0	1,58	2,89	5,13	6,90	8,13	8,60
		≥3,0	1,80	3,29	5,85	7,91	9,26	9,80
	0	1,0	1,39	2,41	4,07	5,29	6,07	6,34
		≥3,0	1,58	2,75	4,64	6,03	6,93	7,23
$L_p^B = 3750$	280	1,0	2,42	4,32	7,52	9,81	-	-
		≥3,0	2,76	4,93	8,57	11,17	11,0	11,04
$L_p^D = 7100$	355	1,0	3,36	6,04	10,46	13,31	12,6	12,58
		≥45	≥3,0	3,82	6,90	11,92	15,16	14,9
	0	1,0	4,51	8,20	13,8	16,59	16,17	-
		≥3,0	5,15	9,34	15,83	18,91	-	-
	355	1,0	5,31	9,24	14,83	17,25	-	-
		≥3,0	6,06	10,52	16,90	19,60	-	-
500	1,0	9,21	16,20	25,76	27,61	-	-	



14.5-Таблица

КУРДУН ЭСЕПТЕЛИП АЛЫНГАН УЗУНДУГУ	КУРЛАРДЫН КЕСИЛИШИ						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
400	0,79	-	-	-	-	-	-
660	0,83	0,80	-	-	-	-	-
100	0,94	0,89	-	-	-	-	-
1400	1,01	0,96	0,90	-	-	-	-
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	-	-	-
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	-	-	-
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	-	-	-
3000	-	1,12	1,06	0,96	-	-	-
3550	-	1,15	1,09	0,99	0,88	-	-
4000	-	1,17	1,13	1,02	0,91	-	-
4500	-	-	1,15	1,04	0,93	-	-
5000	-	-	1,18	1,07	0,96	0,92	-
6000	-	-	1,12	1,11	1,00	0,95	-
7100	-	-	-	1,15	1,01	1,00	0,96
8000	-	-	-	1,18	1,08	1,02	0,98
9000	-	-	-	1,21	1,09	1,05	1,01
10000	-	-	-	1,23	1,11	1,07	1,03
14000	-	-	-	-	1,19	1,15	1,10
18000	-	-	-	-	-	1,20	1,16

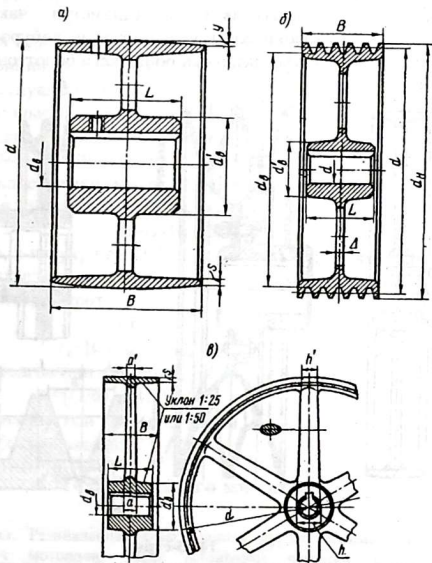
#### 14.5. Чыгырыктардын материалдары, конструкциясы жана аларды эсептөө

Курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн чыгырыктары-чоюндан, болоттон, жеңил куймалардан, пластмассалардан жана жыгачтан жасалат. Чыгырыктын сырткы курлар олтургузуучу бөлүгү, **октолгоочко олтургузуучу күпчөк** деп аталат (14.12-сүрөт). Тогоон күпчөк менен диска аркылуу бириктирилет (14.12 а, б -сүрөттөр) же чабактар аркылуу (14.12, в-сүрөт). Эгерде чыгырыкты октолгоочтун учуна орнотулган болсо, аны ажыратылбас жасалат (14.12, а, б, в-сүрөттөр); эгерде чыгырыкты октолгоочтун учуна орнотууга мүмкүн болбогон учурда, ал чоң диаметрлүү болгон болсо, аны анда ажырама жасалат. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтөр чыгырыктын тогоону цилиндр (14.12, в-сүрөт) же жеңил томпогураак жасалат (14.12, а-сүрөт). Томпогураак жасалат, учурду чыгырыктардын



ортосунда кармап туруу максатында б.а. курду борборлоштуруу максатында.

Чоюндуу чыгырыктар (14.12-сүрөт)-абдан көп таралган. Чоюндун негизги маркасы: кыймыл өткөргүчтүн айлануу ылдамдыгы  $v \leq 15 \text{ м/с}$  болгондо ал эми борбордук – С415,  $v = 15 \dots 30 \text{ м/с}$  болсо – С418 жана  $v = 30 \dots 35 \text{ м/с}$  болсо – С420. Чоюндуу чыгырыктардын диаметри 300...350мм чейин болсо дискалуу жасалат.



14.12-сүрөт

Болоттон ширетилген (14.13 а-сүрөт) жана чыгырыктардан чогултулгандарды (14.13, б-сүрөт) 60м/с чейинки айлануу айланма ылдамдыкта колдонулат. Бул чыгырыктардын дискасынын жана чабагы төмөнкүлөрдү Ст.3.түрүндөгү болоттордон жасалат. Ободдун



Чыгырыктын  $d$ -диаметрин эсептөө §113та кенен каралган. Ал эми чыгырыктын калган өлчөмдөрүн төмөнкүчө табылат. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн чыгырыктары үчүн (14.12, а-сүрөт)  $d$ -диаметри  $B$ -ободдун эни жана  $u$  томпогойлугун ГОСТ 17383-73 боюнча курдун “в” энинин көз карандылыгынан кабыл алынат.  $S$  ободдун калыңдыгы “у” чыгырыгынын чети кабыл алынат: чоюндуу чыгырык үчүн

$$S=0.005d+3\text{мм} \quad (14.50)$$

Болот чыгырыктар үчүн

$$S=0.002(d+2b)+3\text{мм} \quad (14.51)$$

Шынаа курлуу чыгырыктар үчүн арыкчалардын (нукталардын) профильдеринин өлчөмдөрүн (14.12,г-сүрөт)  $c$ ,  $e$ ,  $t$ ,  $s$ ,  $b$  жана  $\phi$  ГОСТ 20898-80 сунушталган курдун профилинин кесилишинин көз карандылыгынын шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтүн эсептелген диаметрлердин чеги жана чыгырыктын нугунун саны стандартталган ГОСТ 20889-80...20897-80 курдун профилинин кесилишинин жана чыгыктын конструкциясынын көз карандылыгынан шынаа курлуу чыгырыктын тогунун (ободунун) эни (14.13,г-сүрөт)

$$B=(z-1)t+28 \quad (14.52)$$

Мында,  $z$ -нугунун саны. Тогундун калыңдыгы конструкциянын көз карандылыгынан алынат.  $d^1$ -сырткы диаметр жана күпчөктүн  $\ell_c$ -узундугу (14.13, г-сүрөт):

$$d^1=(1,6\dots2)d_b \quad (14.53)$$

$$\ell_c=B/3+d_b \geq 1,5d_b \quad (14.54)$$

мында,  $d$ -октолгоочтун диаметри. Чабактын саны

$$k_c=[(1/6)\dots(1.7)] \cdot \sqrt{d} \quad (14.55)$$

мында  $d$ -чыгырыктын диаметри, мм. Эгерде  $k_c > 3$ , болсо анда чыгырык чабактуу жасалат.

## 14.6. Эсептөөгө мисалдар.

**35-Мисал.** Резиналанган ачык жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтүн кыймылдаткыч мотордон, теске (станокко) чейинки курдун тартуу жөндөмдүүлүгүн текшергиле. Курдун кесилиши  $\ell \times d=150 \times 5\text{мм}$ . Кыймылдаткычтын кубаттуулугу,  $P=20\text{кВт}$ , кыймылдаткычтын октолгоочунун бурчтук ылдамдыгы  $\omega_1=152\text{рад/с}$ . Чыгырыктардын диаметри  $d_1=280\text{мм}$ ,  $d_2=1120\text{мм}$ . Октордун аралыгы  $l=3000\text{мм}$ . Горизонтко болгон жантык бурч  $\gamma < 60^\circ$ .

### Чыгарылышы:

Сыйгалануу коэффициенти  $\varepsilon=0.001$  болгондугу жетеленүүчү октолгоочтун бурчтук ыдамдыгы:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 d_1 (1 - \varepsilon)}{d_2} = \frac{152 \cdot 280 (1 - 0.01)}{1120} = 37.5 \text{ рад/с}$$

1. Жетелөөчү чыгырыктын айлануу ыдамдыгы

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2 = 152 \cdot 280 / 2 = 21.2 \cdot 10^3 \text{ мм/с} = 21,2 \text{ м/с.}$$

2. Айлануу жүктөм

$$F = N / v_1 = 20 \cdot 10^3 / 21.2 = 943 \text{ Н}$$

3. Кичине чыгырыкты кур камтуу бурчу

$$\alpha = \pi - (d_2 - d_1) / l = 3.14 - (1120 - 280) / 3000 = 3.14 - 0.28 = 2.86 \text{ рад } 172^\circ$$

4. Пайдалуу уруксат берилген чыңалуу. 83.28 таблица боюнча  $D_{\min} / \delta$ -үчүн

$$D_{\min} / \delta = 280 / 5 \approx 60. K_{no} = 2,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Текшерүүчү коэффициенттер:

$$C_1 = 1 - 0.17(3.14 - 2.86) \approx 0.95;$$

$$C_2 = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 21,2^2 \approx 0,86;$$

$C_3 = 0,8$  (кыймыл өткөргүч эки сменада иштейт, жүктөм бир аз өзгөргөндө);

$C_4 = 1$  (ачык кыймыл өткөргүч үчүн  $\gamma < 60^\circ$ ) болгондо, анда  $[K_n] = k_{no} C_1 C_2$

$$C_3 = 2.2 \cdot 0.95 \cdot 0.86 \cdot 0.8 \cdot 1 = 1.43 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Курдун туурасынан кесилиш аянты

$$A = b \cdot \delta = 150 \cdot 5 = 750 \text{ мм}^2$$

6. Пайдалуу эсептелүүчү чыңалуу

$$K_n = P / A = 943 / 750 = 1.24 < [K_n] = 1.43 \text{ Н/мм}^2$$

Демек, кур бир аз жүксүз иштейт.

**36-Мисал.** Лебедкага кыймыл жалпак курлуу кыймыл өткөргүч аркылуу берилет. Кыймылдаткыч мотордун кубаттуулугу,  $N=8$ кВт, мотордун октолгоочунун бурчтук ыдамдыгы,  $\omega_1=75$ рад/с. Өткөргүч сан  $i=4$ . Бир смена алуу иштейт. Курдун абалы горизонталдуу жүктөмдүн өзгөрүүсү чоң эмес. Курдун жана чыгырыктардын өлчөмдөрүн аныктагыла.

### Чыгарылышы.

1. Курдун түрүн тандап алабыз-резиналанган (ГОСТ 101-54).

2. Саверинанын формуласы боюнча  $d_1$ -диаметрин аныктайбыз:

$$d_1 = 525 \sqrt[3]{N / \omega_1} = 525 \sqrt[3]{8 / 75} = 240 \text{ мм}$$

ГОСТ 17383-72 боюнча кабыл алабыз  $d_1=240$ мм

3. Жетеленүүчү чыгырыктын диаметрин табабыз

$$d_2 = i(1 - \varepsilon) d_1 = 4(1 - 0.02)250 = 980 \text{ мм}$$

ГОСТ 17383-72 боюнча кабыл

$$d_2 = 1000 \text{ мм.}$$

Кыймыл өткөргүчтүн өткөргүч санын тактайбыз

$$i = d_2 / [(1 - \varepsilon) d_1] = 1000 / [(1 - 0.002)250] = 4.08.$$

Берилген кыймыл өткөргүчтүн айырмасы

$$\Delta i = \frac{4 - 4,08}{4} = 0,02(2\%),$$

Буга уруксат берилет себеби, жалпы колдонгон кыймыл өткөргүчтөрдө:

$$\Delta i = \pm(3...5)\%.$$

4. Курдун ылдамдыгын табабыз,  $D_{\min}/\delta \geq 30$

Катышын пайдаланып (табл.14.28-кара):

$$v = \delta_1 \cdot \omega_1 / 2 = 0,25 \cdot 75 / 2 = 9,4 \text{ м/с}$$

Эгерде  $v$  көбүрөөк 10м/с дан кичине болуп калган болсо, анда  $d_1$  анда  $d_2$  чоңойтуу зарыл, ал эми кичине ылдамдыкта айлануу көбөйөт демек, курдун талап кылынган кесилишинин өлчөмү өсөт.

1. Курдун  $\delta$  калыңдыгын табабыз,  $D_{\min}/\delta \geq 30$  катышын пайдаланып (табл.14.28):

$$\delta \leq D_{\min}/30 = 250/30 = 8,3 \text{ мм.}$$

2. ГОСТ 101-54 боюнча курдун А түрүн кабыл алабыз, беш төшөндүлүү, резиналуу катмары жок; анда  $\delta = 1,25 = 6,25 \text{ мм}$  (табл.3.26).

3.28 табл. боюнча уруксат берилген келтирилген пайдалуу чыңалууну кабыл алабыз,  $d_1/\delta$ -анын маанисинин негизинде:

$$d_1/\delta = 250/6,25 = 40$$

анда

$$k_{no} = 2,1 \text{ Н/мм}^2$$

3. Октордун аралыгын тандап алабыз

$$l \approx (1,5...2)(d_1 + d_2) = (1,5...2,0)(250 + 1000) = (1870...2500) \text{ мм}$$

кабыл алабыз  $l = 1000 \text{ мм} = 2,0 \text{ м.}$

8. Курдун узундугу:

$$L = 2l + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / (4e) = 2 \cdot 2 + 1,57(0,25 + 1,0) + (1,25)^2 / (4,2) = 4 + 1,96 + 0,07 = 6,03 \text{ м} = 6030 \text{ мм.}$$

9. Кичине чыгырыкты кур камтыган бурч:

$$\alpha = 3,14 - (d_2 - d_1)/l = 3,14 - (1,0 - 0,25)/2,0 = 2,77 \text{ рад} > \alpha_{\min} = 2,5 \text{ рад.}$$

10. Уруксат берилген пайдалуу чыңалууну табабыз:

$$[K_n] = K_n \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4$$

$$C_1 = 1 - 0,17(3,14 - \alpha) = 1 - 0,17(3,14 - 2,77) = 0,934;$$

$$C_2 = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 9,4^2 \approx 1;$$

$C_3 = 0,7$  (жүктөм бир аз өзгөрөт жана бир сменада иштейт);

$C_4 = 1,0$  ачык кыймыл өткөргүч үчүн горизонтко жантак бурчу  $\gamma = 0$ ;

$$[K_n] = 2,1 \cdot 0,934 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 = 1,373 \text{ Н/мм}^2$$

3. Кур талап кылган туурасынан кесилиш аянты

$$A = b \delta = P/[K_n] = 850/1,373 = 618 \text{ мм}^2$$

Мында,

$$P = N/\delta = 80 \cdot 10^3 / 9,4 = 850 \text{ Н}$$

12. Курдун эни

$$b = A/\delta = 618/6,25 = 99 \text{ мм.}$$

ГОСТ 101-54 боюнча энин  $b = 100 \text{ мм}$ , тандап алабыз.

13. Октолгоочтордогу басым күчү

$$Q = 2S_0 \sin \alpha / 2 = 2 \sigma_0 \cdot b \cdot \delta \sin / 2 = 2 \cdot 1,8 \cdot 10 \cdot 6,25 \sin 79^\circ 30' = 2200 \text{ Н}$$

14. Чыгырыктын ободун (обода) эни

$V=1.16+(0.01 \dots 0.015)=1.1 \cdot 0.1+0.01=0.12\text{м}=120\text{мм}$ . ГОСТ 17383-72 боюнча кабыл алабыз.  $V=125\text{мм}$  Чыгырыктын калган өлчөмдөрүн:

Ободдун кырынын калыңдыгы

$\delta^1=0.005D+0.003$ ; жетелөөчү чыгырык үчүн:

$$\delta_1=0.005 \cdot 0.25+0.003=0.00425=4.25\text{мм};$$

жетеленүүчү чыгырык үчүн;

$$\delta^1_2=0.005 \cdot 1.0+0.003=0.0080\text{м}=8\text{мм}.$$

Жетелөөчү чыгырыктын, чабактын (спецтин) саны:

$$Z_1=10\sqrt{d_1/2}=10\sqrt{0.25/2}=2.5\angle 4;$$

Жетелөөчү чыгырыкты чабактуу эмес, а туюк дискалуу жасоо зарыл;

$$Z_2=10\sqrt{d_2/2}=10\sqrt{1.0/2}=5;$$

кабыл алабыз  $Z_2=6$ .

### Текшерүү суроолор

1. Курлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн түзүлүшүн айтып бергиле?
2. Жүктөм бир октон экинчи окко эмненин негизинде өткөрүлүп берилет?
3. Курлар, туурасынан кесилиш формасы боюнча кандай түрлөргө бөлүнөт?
4. Курлуу кыймыл өткөргүчтүн иштөө жөндөмдүүлүгүн аныктоочу негизги элементтер кайсылар?
5. Курлуу кыймыл өткөргүчтүн, тиштүү кыймыл өткөргүчкө салыштырмалуу артыкчылыгын атап бергиле?
6. Курлуу кыймыл өткөргүчтүн жетишкен жана жетишпеген жактарын айтып бергиле?
7. Курлуу кыймыл өткөргүчтүн колдонуу чөйрөсүн айтып бергиле?
8. Кыймылга келтирүүчү курлар кандай материалдардан жасалат жана кандай чөйрөлөрдө колдонууга болот?
9. Курлуу кыймыл өткөргүчтүн куру эмне деп аталат?

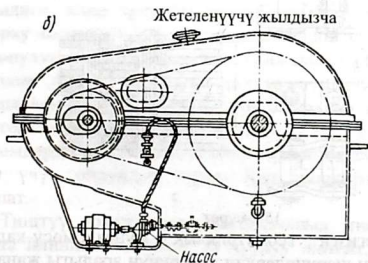
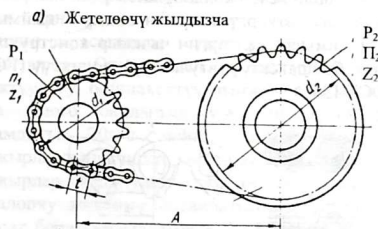


# XV ТАРАМ. ЧЫНЖЫРЛУУ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР

## 15.1. Түзүлүшү жана колдонуу чөйрөсү

Чынжырдын жардамы менен өткөрүлүп берилүүчү кыймыл **чынжырлуу кыймыл өткөргүч** деп аталат. Кыймыл өткөргүч (15.1-сүрөт) 1-жетелөөчү жана 2-жетеленүүчү жылдызчалардан турат. Жетелөөчү жылдызчанын айлануу кыймылы, жетеленүүчү жылдызчага айлануу кыймылына чынжырдын, жылдызчанын тиши менен илинүүнүн негизинде өткөрүлүп берилет.

Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр, курлуу кыймыл өткөргүчтөрдөн айырмаланып-сыйгалануу болбойт, чакан (алар эни боюнча аз гана орунду ээлейт) октолгоочтордо жана муунак

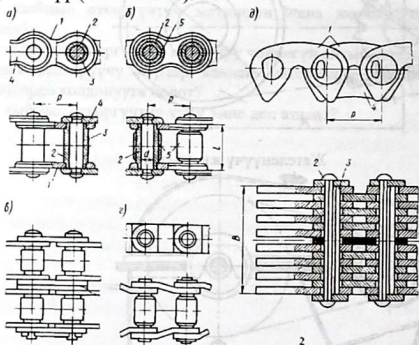


15.1-сүрөт

жаздыктарда аз жүктөм болот. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн п.а.к. жетиштүү жогору мааниси боюнча  $\eta=0,98$  чейин жетет. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр айланма кыймылдагы октолгоочтору жарыш болгон өткөргүчтөрдү басаңдатуу же жогорулатуу үчүн колдонулат. Өткөрүлүп берилүүчү кубаттуулук 100 кВт жогору болбойт, октордун аралыгы 6...8м чейин болот.

Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кемчилдик жактары: чынжырдын узарып калуусу, алардын шарнирлеринин жешилүүсүнөн пластиналардын чоюлуусунун негизинде алар жай баракат иштей албайт; Чынжырдын элементтериндеги өзгөрүлмө ылдамдануунун пайда болушу, динамикалык жүктөмдү пайда кылат, ал чынжырдын кыймылы канчалык чоң болсо, ошончолук чоң болот; иштегенде чуу көп болот; аны эксплуатациялоодо көңүл коюп тейлөө зарылдыгында. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр транспорттук, айыл чарбалык, курулуштук, тоо-кен жана нефтилик машиналарда жана станоктордо кенен колдонулат.

Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөгү чынжыр кыймылга келтиргич деп аталат. Кыймылга келтиргич чынжыр конструкциясы боюнча айырмаланышат: бойшакектүү (втулкалуу), роликтүү (ГОСТ 13568-75), тиштүү (ГОСТ 1355).



15.2-сүрөт

Чынжырдын негизги геометриялык мүнөздөмөсү-кадамы (арымы) б.а. эки жакын шарнирлердин окторунун аралыгы жана эни болуп эсептелет.

Бойшакектүү бир катарлуу чынжыр (15.2 а-сүрөт). Экинчи бойшакектүүгө престелген 1-ички пластинадан, 3 валикте эркин айланган, ага сырты 4- пластина престелген 4-пластинадан турат. Өткөрүлүп берилүүчү кубаттуулугунан көз карандылыгынан, кыймылга келтирүүчү бойшакектүү чынжырлар бир катарлуу жана эки катарлуу жасалат. Бул чынжырлар конструкциясы боюнча жөнөкөй анча чоң эмес массага ээ жана арзаныраак, бирок жешилүүгө турактуулугу азыраак, ошондуктан, аларды колдонуу анчалык чоң болбогон ылдамдык менен чектелет, көбүнчө 10м/с чейин.

Кыймылга келтирүүчү роликтүү чынжыр ГОСТ 13568 боюнча айырмаланышат: бир катарлуу нормалдуу, бир катарлуу узун тогоолуу жеңилдетилген; бир катарлуу каруу күчтөлгөн, эки, үч жана төрт катарлуу ийилген пластиналуу болуп айырмаланышат.

Роликтүү бир катарлуу чынжыр (15.2, б-сүрөт) бойшакектүү чынжырдан айырмаланып, анын 2 бойшакегинде эркин айлануучу 5 ролик орнотулган. Роликтер бойшакек менен жылдызчанын тишинин арасындагы сүрүлүү күчүн, термелүү күчү менен алмаштырат. Ошондуктан, роликтүү чынжырлардын жешилүү турактуулугу, бойшакектүү чынжырга караганда бир кыйла жогору жана ошого байланыштуу, кыймыл өткөргүчтөрдүн айлануу ылдамдыгы 20м/с чейин колдонот. Роликтүү бир катар чынжырлардын ичинен көбүрөөк нормалдуу кыймылга келтирүүчү чынжырлар колдонулат. Узун тогоолуу жеңилдетилген чынжырлар, талкалоочу жүктөмү басаңдатылган кылып жасалат; Алар үчүн, уруксат берилген ылдамдык 3м/с чейин. Бекемделген чынжырлар, бекемдиги жана тактыгы жогорулатылган кылып жасалат; алар жогорку өзгөрүлмөлүү жүктөмдө ошондой эле жогорку ылдамдыкта колдонулат. Көп катарлуу чынжырлар (15.2-сүрөт) жүктөмдү, катардын санына пропорциалуу мүмкүнчүлүк берет, ошондуктан аларды чоң кубаттуулукту өткөрүп берүүдө колдонулат. Роликтүү ийилген пластиналуу чынжырлар (15.2, г-сүрөт) динамикалык жүктөмдөрдө колдонулат жана алардын арасындагы жылдызчанын тиши үчүн ойдундан турат. Бул чынжырлар шарнир түрүндө жасалат.

Тиштүү чынжырлар жылдызчанын тиши менен ыңгайлуу шартта илинишкендиктен, аз чуулуу иштейт, ошол себептен алар кээде ү н с ү з деп аталат.

Башка чынжырларга салыштырганда, тиштүү чынжырлар оорураак, аны жасоо татаалыраак жана кымбат, ошондуктан алар чектелүү гана колдонулат. Тиштүү чынжырлардын эни ар кандай чоңдукта болгондуктан (чынжырдын эни 1,7м чейин болгону кездешет), ошондуктан аларды чоң кубаттуулукту өткөрүү үчүн колдонулат.

Чынжырлардын жана жылдызчанын материалынан жана термикалык иштетүүнүн чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн узакка иштөөсүнөн көз каранды. Бойшакектин, роликтин жана тиштүү чынжырлардын элементтери төмөнкү материалдардан жасалат: Пластиналар-орточо көмүртектүү же мағыздалган болоттордон 40, 45, 50, 30ХНЗА HRC32...44 катуулука чейин бекемдөө, ал эми валиктерди, бойшакектерди, роликтерди-болоттуу көмүртекке кандырылган (цементирован) 10, 15, 20, 12 ХНЗА, 20ХНЗА, №) ХНЗА термикалык иштетип, катуулугун HRC40...65 чейин жеткирүү. Бойшакектүү жана роликтүү чынжырларды ошондой эле болот бойшакектин ичинде эркин айланып турган, пластмассалуу бойшакек орнотулат. Мындай чынжырлар шарнирлер майсыз же аз майланып иштеген учурлар колдонулат.

Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтүн жылдызчасынын конструкциясы, тиштүү дөңгөлөктөргө окшош болот. , өлчөмдөрүнө, материалдарына жана колдонуу чөйрөсүнүн көз карандылыгынан бүтүндөй (15.3-сүрөт) же чогултулуп жасалат (15.4-сүрөт).

Бойшакектүү жана роликтүү чынжырлардын жылдызчалары анчалык чоң эни болбойт. Алар көбүнчө эки бөлүктөн жасалат-тиштүү табактан жана күпчөктүү (ступицалуу), алар материалынын жана жылдызчанын колдонушунун көз карандылыгынан ширетилип (15.4, а-сүрөт) же болбосо заклепкалар (бурамалар) менен бириктирилет (15.4-сүрөт). Тиштүү чынжырлар үчүн жылдызчалар (15.3, б-сүрөт) эндүү, алар бүтүн жасалат.

Алар бүтүн жана чогултулган табак жылдызчалар көбүнчө орточо көмүртектүү же маңыздалган болоттордон 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН катуулугу HRC 40...50 чейин же көмүртек менен кандырылуучу болот материалдары 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН2, термикалык иштетип катуулугун HRC 50...60 чейин жеткирилет.

Жайлануучу өткөргүчтүн жылдызчасы, чынжырдын ылдамдыгы  $v \leq 3$ м/с болгондо динамикалык жүктөм болбогон учурда күрөң чоюндан жасалат СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20, СЧ 30.

## 15.2. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөө

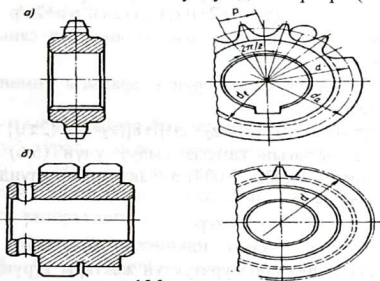
Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдү геометриялык жактан эсептөөнү карап көрөлү. Чынжырдагы шариктердин борборлору илинүүдө, жылдызчанын тиштери, жылдызчанын бөлүүчү диаметринде жайланышат (15.1-а, 15.3-а-сүрөттөрдү кара).

Жылдызчанын диаметри (15.3, а-сүрөт)

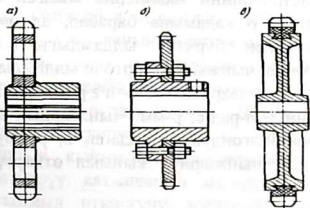
$$d = p / \sin(\pi/z) \quad (15.1)$$

мында,  $p$ -чынжырдын кадамы;  $z$ -жылдызчанын тиштеринин саны.

Бойшакектүү жана роликтүү чынжырлардын тиштери ГОСТ 591-69 боюнча профилденет, тиштүү чынжыр үчүн- тийиштүү ГОСТ 13576-81 боюнча, андан тиштердин бардык өлчөмдөрү табылат, ошондой эле  $d_a$ -жылдызчанын жана  $d_f$ -ойдуңдун диаметрлери (15.3-сүрөт).



15.3-сүрөт



15.4-сүрөт



Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтүн  $\alpha_{\min}$ -эң кичине окторунун аралыгы  $U$ -кыймыл өткөргүчтүн өткөргүч санынан көз карандылыгынан кабыл алынат, б.а.

$U \leq 3$  болгондо

$$\alpha_{\min} = 0,5(da_1 + da_2) + 30 \dots 50 \text{ мм}, \quad (15.2)$$

$$U > 3 \text{ болгондо } \alpha_{\min} = [(9+U)/20] (da_1 + da_2) \text{ мм}, \quad (15.3)$$

мында,  $da_1$  жана  $da_2$ -тийиштүү кичине жана чоң жылдызчалардын тишинин чокуларынын диаметрлери, мм, чынжырлуу өткөргүчтүн оптималдуу октордун аралыгы

$$\alpha = (30 \dots 50)p, \quad (15.4)$$

Чынжырдагы  $z_3$  – тогоолордун санын алдын ала кабыл алынган  $\alpha$ -октордун аралыгы, өткөргүчтүн  $P$ -кадамы жана  $z_1$  кичине жана  $z_2$ -чоң жылдызчалардын тиштеринин саны боюнча эсептелет:

$$z_3 = (z_2 + z_1)/2 + [(z_1 + z_2)/(2\pi)]^2 p/a + 2a/p \quad (15.5)$$

Эсептелип алынган  $z_3$  чынжырдагы тогоолордун саны жуп санга чейин төгөрөтүлөт.

Кыймыл өткөргүчтүн окторунун аралыгы төмөнкү формула боюнча такталат:

$$\alpha = (p/4) \{ z_3 - (z_2 - z_1)/2 + [z_3 - (z_2 + z_1)]^2 + 8[(z_2 - z_1)^2/(2\pi)] \} \quad (15.6)$$

Чынжырдын салкылыгын камсыз кылуу үчүн (6.6) формуладан алынган  $a$  маанисин (0,002...0,004)  $a$ -чынжырдын узундугу төмөнкү барабардыктан табылат:

$$\ell = z_3 \cdot p \quad (15.7)$$

Жылдызчанын тиши менен илиниште болушкан чынжырдын тогоолору жылдызчада көп бурчтуктун жактары түрүндө жайгашат (15.5-сүрөт), ошондуктан, жылдызча бир айланганда чынжыр көп бурчтуктун периметрлеринин маанисине жылган болот, алардын жактары чынжырдын  $p$  кадамына барабар, ал эми жактарынын сандары, жылдызчанын бурчтук ылдамдыгы- $\omega$  жана айлануу жыштыгы  $n$  болгондо, чынжырдын орточо ылдамдыгы:

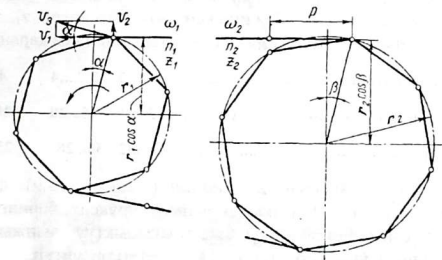
$$v = \omega zp / (2\pi \cdot 1000) = n \cdot z \cdot p / (60 \cdot 1000), \quad (15.8)$$

мында,  $v$ -м/с;  $n$ -мин<sup>-1</sup>;  $\omega$ -рад/с;  $p$ -мм. Чынжырдын ылдамдыгы эки жылдызчада бирдей болгондуктан, анда  $\omega_1 \cdot z_1 \cdot p = \omega_2 \cdot z_2 \cdot p$ , же  $n_1 \cdot z_1 \cdot p = n_2 \cdot z_2 \cdot p$ , демек, чынжырлуу кыймыл өткөргүчтүн, өткөрүү катышы:

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \quad (15.9)$$



Кичине жылдызча жетелөөчү болгон кыймыл өткөрүү катышынын мааниси жана өткөргүч саны бирдей. Чынжырлуу кыймыл өткөргүч үчүн  $U \leq 8$  кабыл алуу сунушталат. Жай айлануучу өткөргүчтө  $U \leq 15$  кабыл алууга уруксат берилет.



15.5-сүрөт

Чынжырдын ылдамдыгы турактуу өзгөрүп турат, ал 15.5-сүрөттөгү чынжырлуу турат, анда жетелөөчү жылдызчанын айланма ылдамдыгы  $v_3$ -эки түзүүчүлөргө ажыратылган:  $v_1$ -чынжырдын кыймылынын көз ирмем ылдамдыгы жана  $v_2$ -чынжырды жылдызчага көтөрүүдөгү көз ирмем ылдамдыгы, сүрөттөн келип чыгат:

$$v_1 = v_3 \cos \alpha = \omega_1 r_1 \cos \alpha, \quad (a)$$

мында,  $\omega_1$  –жетелөөчү жылдызчанын турактуу бурчтук ылдамдыгы;  $r_1$ -анын башталгыч айланадагы радиусу  $\alpha$ -бурчу (нөлдөн) 0-дөн  $\pi/z_1$  чейин өзгөрөт, анда чынжырдын ылдамдыгы  $v_{\max} = v_3 \text{дан } v_{\max} \cos(\pi/z_1) = v_3 \cos(\pi/z_1)$  чейин өзгөрөт. Жетелөөчү жылдызга  $U_{12} = \omega_1 / \omega_2$  чанын бурчтук ылдамдыгы  $\omega_1$  –турактуу болгондуктан, ал эми чынжырдын ылдамдыгы өзгөрүлмө болгондуктан, анда жетеленүүчү жылдызчанын бурчтук ылдамдыгы  $\omega_2 = v_2 / (r_2 \cos \beta)$ -өзгөрүлмө чоңдук. Демек, андан чынжырлуу кыймыл өткөргүчтүн өткөрүү катышы  $U_{12} = \omega_1 / \omega_2$  - турактуу боло албайт. Чынжырдын кыймылын ылдамдыгынын өзгөрүшү жана өткөргүчтүн өткөрүү катышынын өзгөрүшү чоң болгондуктан, чынжырлуу кыймыл өткөргүчү эсептөөнү өткөргүчтүн орточо ылдамдык  $v$  боюнча (15.8 формуланы кара) жана кыймыл өткөргүчтүн орточо өткөргүч катышын мааниси боюнча жүргүзүү кабыл алынган (15.9 формуланы кара). Чынжырдын кыймылын бир

калыпта болгонду, өткөргүчтүн өткөрүү катышынын өзгөрүлүшү жана чынжырдын тогоолорунун илинишке киргенде жылдызчанын тиштерине согуусу чынжылуу өткөргүчтө динамикалык жүктөмдү пайда кылат, ал ошончолук чынжырдын кыймылынын ылдамдыгы канчалык жогору жана анын кадамы канчалык чоң болсо, ал ошончолук чоң болот. Кичинекей жылдызчанын  $z_1$  эң кичине тишинин саны кыймыл өткөргүчтүн катышынан көз каранды:

Өткөргүч катышы U:.....	1....2	2.....4	4...6 > 6
Чыгырыктуу жана бойшакектүү.....	32...28	25...20	18...16 14...12
Тиштүү.....	35...32	30...28	25...20 18...16

Чоң жылдызчанын  $z_2$  тишинин саны (15.9) формуладан эсептелип алынат. Чоң жылдызчанын уруксат берилген эң чоң тишинин саны бойшакектүү же чыгырыктуу чынжырлар үчүн  $z_2 \leq 120$ , тиштүү чынжыр үчүн  $z_2 \leq 140$ . Өткөргүчтүн пайдалуу аракет коэффициенттери ПАК жасоо тактыгынан, чогултуудан жана чынжырды майлоо ыкмасынан көз каранды  $\eta = 0,95...0,98$ .

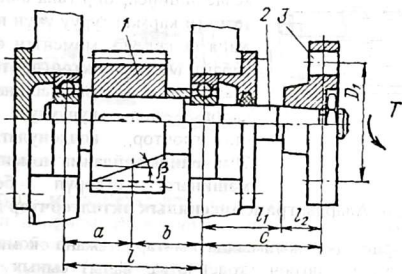
#### Текшерүүчү суроолор:

1. Чынжырлуу кыймыл өткөргүч деп эмнени айтабыз?
2. Чынжырлуу кыймыл өткөргүч, курлуу кыймыл өткөргүчтөн кантип айырмаланат?
3. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтө алдын ала керүүчү конструкция колдонулабы?
4. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр кайсы учурда колдонулат?
5. Чынжырлуу кыймыл өткөргүч башка өткөргүчтөрдөн айырмаланып кубаттуулукту бир жетелөөчү октолгоочтон бир топ жетеленүүчү октолгоочторго өткөрүп бере алабы?
6. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдүн колдонуу чөйрөсүн айтып бергиле?
7. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөгү чынжыр эмне деп аталат?
8. Кыймылга келтирүүчү чынжыр конструкциясы боюнча кандай түрлөргө бөлүнөт?

## XVI ТАРАМ. ОКТОЛГООЧТОР ЖАНА ОКТОР

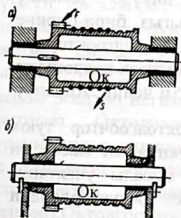
### 16.1. Түзүлүшү жана классификациясы

Октолгоочторго жана окторго айлануучу тетиктер жайланышат: тиштүү дөңгөлөктөр, чыгырыктар, барабандар ж.б. Октолгооч, октон айырмаланып толгоо моментин бир тетиктен башка тетикке өткөрүп берет, ал эми ок болсо өткөрүп бере албайт. Мисалы 16.1-сүрөттө толгооч момент 3 муфтадан 1 дөңгөлөкчөгө 2 октолгооч аркылуу өткөрүлүп берилет,



16.1-сүрөт

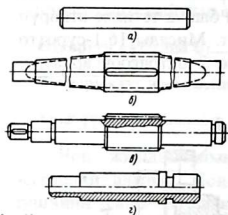
16.2-сүрөттөн жүк көтөрүүчү машинанын барабаны көрсөтүлгөн, толгоо момент тиштүү дөңгөлөктөн барабандын өзүнүн канатчасына берилет, ал



16.2-сүрөт

эми ок айланбоочу болуусу мүмкүн. Октолгоочтордун жана октордун формасы өлчөмдөрү алардын колдонуусунан, чөйрөсүнөн жана тетиктерди аларга орноштуруу ыкмасынан аныкталат. Күчтөрдү кабыл алуу көз карандылыгын октолгоочтор жана октор жөнөкөй жана уч беттүү болуп айырмаланышат. Жөнөкөй октолгоочтор тиштүү курлуу ж.б. кыймыл өткөргүчтөрдө колдонулат; алар айлануу моментине өткөрүп берет жана ийүүнү пайда кылуучу октук жана радиалдык күчтөрдү кабыл алат.

Октолгоочтун огу боюнча жүктөмдүн бөлүнүшүнө жана негизинен чогултуп жыйноо шартына жараша-түз октолгоочторду жылмакай же баскычтуу жасалат (16.3, в-сүрөт). Жылмакай октолгоочтор технологиялык жактан жасоо жөнөкөй болгондуктан, акыркы учурда кенен жайылууда.



16.3-сүрөт

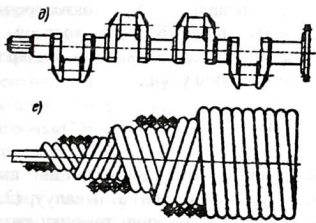
Кээ бирки конструкцияларда көндөй октолгоочтор колдонулат (16.3, г-сүрөт). Октолгоочтогу арык, октолгоочтун массасын азайтат. Сейрээк октолгоочтор кезделишинен, бир гана айланып жаткан тетикти кармап туруу үчүн пайдалануучу жана айлануучу моментти өткөрүп бере албайт. Мындай **октолгоочтор октор** деп аталышат. Бир топ машиналарда (айыл чарба, жол куруучу) ж.б. узун октолгоочтор колдонулат, узундугу 20м. чейинки айланма моментти жумушчу машинага өткөрүп берүү үчүн

байланышат. Аларды **трансмиссиялык октолгоочтор** деп аташат.

Поршундуу кыймылдаткычтарда жана компрессорлордо муунактуу октолгооч (коленчатые валы) сынык октуу октор колдонулат. Агрегаттардын арасындагы мейкиндиктеги октору жылышып кирүүчү жана чыгуучу октолгоочтордо айлануу моментти (айланууну) өткөрүп берүү үчүн ийилчээктүү (гибкий) (16.4б, сүрөт) иштегенде ийри сызыктуу геометриялык окко ээ болгон, октолгоочтор колдонулат. Мындай октолгоочтору толгоодо жогорку ийкемсиздикке жана ийүүдө төмөнкү ийкемсиздикке ээ болот. Алар бир топ тыгыз бири-бирине оролгон болот зымдардан турат (16.4-сүрөт). Октолгоочтордун диаметрлери 3төн 18 мм чейинки көбүрөөк ийилчээк колдонууга ээ. Октолгоочтун узундугу көбүнчө 1,5 ден 2,5м чейин. Айлануу

Шакек кесилишиндеги октордун жана октолгоочтор туюк кесилишке караганда кымбат; аларды, конструкциянын массасын азайтууну талап кылган учурда колдонот, мисалы учактарда (самолеттордо) ошондой эле планетардык редукторлордун сателлиттердин окторунда ж.б.

Октолгоочтордун жана октордун материалдары көпчүлүк учурларда-болот болуп эсептелет. Термо иштелүүчү октолгоочтор үчүн орто көмүртектүү жана магыздалган болот колдонулат, ал эми көбүнчө болот марка 45жана 40х, оор жүктөлгөн октолгоочтор үчүн өзгөчө учурда-магыздалган болот марка 40ХН, 40ХНМА, 25ХГТ ж.б.



16.4-сүрөт

Сыйгалануучу муунакжаздыкта иштөөчү бачым айлануучу октолгоочтордун цапфасында жогорулатылган жүктүүлүктү талап кылат. Бул учурда болот материалы колдонулат-марка 20 жана 20Х, ал эми жооптуу учурда-12ХН3А, 18ХГТ ж.б.

**16.2. Октолгоочторду статикалык бекемдикке эсептөө**

Октолгоочтор ийүүгө жана толгоого иштешет, ал эми кээ бир учурда андан тышкары чоюуга же кысууга дуушар болушат. Октолгоочтордун кээ бирки бөлүктөрү бир гана толгоого иштеши мүмкүн, мисалы редукторлордун чыгуучу октолгоочунун учу, качан алар электромоторунун октолгоочу же жумушчу машина муфта аркылуу бириктирилген учурларда. Октолгоочто пайда болгон чыңалуу убакыт боюнча өзгөрүлмө болгондуктан, ошондуктан аларды эсептөө негизги критериясы болуп чарчоо бекемдиги болуп эсептелет. Октолгоочторду бекемдикке эсептөө октолгоочтун коркунучтуу кесилишиндеги  $\delta$ -нормалдык чыңалууну аныктоо болуп же тандалып алынган  $[\sigma]$  уруксат берилген чыңалуу боюнча октолгоочтун d-диаметрин аныктоо эсептелет (долбоордук эсептөө).Октолгоочторду алдын ала эсептөө, качан октолгоочтун өздүк өлчөмү аныкталганга чейин жана M-ийүүчү момент белгисиз



болгон учурда, берилген толгооч моментинин чоңдугу боюнча, толгоо-буруонун бекемдик шартынан жүргүзүлөт:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\kappa}}{W_{\rho}} \leq [\tau], \quad (16.1)$$

мында,  $\tau_{\max}$  – октолгоочтун туурасынан кесилишинде пайда болгон эң чоң тангенциалдуу чыңалуу;  $T_{\kappa}$  – октолгоочтун диаметри аныкталуучу кесилиште пайда болуучу толгооч момент;  $W_{\rho}$  – октолгоочтун туурасынан кесилишиндеги полярдык каршылык момент;  $\tau$  туюк төгөрөк кесилиш үчүн:

$$W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} (1 - C^4) = 0.2d^2 (1 - C^4),$$

мында,  $c = d_0 / d$  – шакектин ички диаметринин сырткыга болгон катышы;  $[\tau]$  – толгоого уруксат берилген чыңалуу; (3.3) формуладан, талап кылган диаметри аныктоо үчүн төмөнкү көз карандылыктар келип чыгат;

а) төгөрөк туюк кесилишке:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_{\kappa}}{\pi[\tau]}}; \quad (16.2)$$

б) шакек кесилишке

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_{\kappa}}{\pi(1 - C^4)[\tau]}}; \quad (16.3)$$

Алдын ала эсептөөдө уруксат берилген чыңалуу анча чоң алынбайт, -октолгоочтор үчүн орто көмүртектүү болот маркасы алынат  $[\tau] = 20 \dots 40 \text{ н/мм}^2$  Экинчи этапта тетиктерди жасоонун жана чогултуп жыйноонун технологиялык шартын камсыз кылган октолгоочтун конструкциясы иштелип чыгат. Үчүнчү этапта – октолгоочторго ийүүнү жана толгоонун чогуу таасир этүүсүн карабайбыз. Көпчүлүк учурларда октолгоочтор бир эле убакытта ийүүгө жана толгоого иштешет. Кээ бирки октолгоочтор, мисалы, конустуу тиштүү дөңгөлөктөр же ок бурагыч дөңгөлөк олтургузулган октолгоочтор, кошумча чоюуга же кысууга иштеши мүмкүн. Октолгоочтогу чоюучу (кысуу) чыңалуу анча чоң болбогондуктан октолгоочторду эсептөөдө эске алынбайт, б.а.



октолгоочторду эсептөө ийүүнүн жана толгоонун чогуу таасири каралат. Бул учурда октолгоочторду эсептөө төмөнкү тартипте жүргүзүлөт: Октолгоочтун диаметрлерин аныктоо үчүн, октолгоочтун коркунучтуу бөлүгүндөгү ийүү моменттердин маанилерин билүү зарыл. Ал үчүн бир гана октолгоочко таасир этүүчү күчтүн маанисин билбестен, ошондой эле ошол күч таасир эткен октолгоочтогу кесилиштин жайгашышын билүү зарыл. Ал өз кезегинде октолгоочтун конструкциясы болсо, негизинен анын диаметринин көз карандылыгынан аныкталат. Ошондуктан, эгерде октолгоочтун конструкциясы берилген болсо анда жогоруда көрсөтүлгөн эсептөөнүн негизинде көбүнчө алдын ала октолгоочтун диаметри аныкталат. Андан кийин октолгоочту эсептөөчү схема түзүлөт, октолгоочко таасир этүүчү бардык күчтөр аныкталат, ийүүчү жана толгоочу моменттердин эпюралары тургузулат жана ошондон кийин октолгоочтогу эсептөө жүргүзүлөт. Эгерде октолгоочко таасир эткен күчтөр бир тегиздикте жаткан болбосо анда аларды өз ара перпендикулярдуу эки тегиздикке ажыратабыз жана ошол тегиздиктеги таяныч реакцияларды жана ийүүчү моменттер табылат. Октолгоочтун тийиштүү кесилишиндеги  $F$  суммардык таяныч реакция жана  $M$  ийүүчү момент:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (16.4)$$

жана

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (16.5)$$

мында,  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $M_x$  жана  $M_y$  өз ара перпендикулярдуу тегиздиктеги тиешелүү таяныч реакциялар жана ийүүчү моменттер. Келтирилген же эквиваленттик моменттер үчүнчү бекемдиктин теориясынан эсептелинет:

$$M_{\text{эқв}} = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (16.6)$$

Ийүү жана толгоо моменттер чогуу октолгоочко таасир этүүсүнүн астындагы октолгоочторду эсептөө:

$$\text{Текшерүүчү } \sigma_{\text{эқв}} = M_{\text{эқв}} / (0,1d^3) \leq [\sigma_u] \quad (16.7)$$

$$\text{Долбоорлоочу } d = \sqrt[3]{10M_{\text{эқв}} / [\sigma_u]} \quad (16.8)$$

Мында,  $\sigma_{\text{жкв}}$  октолгоочту эсептөө үчүн кесилиштеги келтирилген (эквиваленттик) чыңалуу;  $d$ -октолгоочтун диаметри;  $0,1d^3$  – ийүүдөгү октолгоочтун кесилишиндеги каршылык моментти;  $[\sigma_0]$  – ийүүдөгү уруксат берилген чыңалуу.

### Текшерүүчү суроолор

1. Ок, октолгоочтан кантип айырмаланат?
2. Октолгооч механизмде кандай кызмат аткарат?
3. Конструкциясы боюнча октор жана октолгоочтор кандай түрлөргө бөлүнөт.
4. Октолгоочтор кандай материалдардан жасалат?
5. Октолгоочтордун диаметрин кантип табууга болот?
6. Октолгоочтор бекемдикке кантип эсептелет?
7. Октолгоочторду эсептөө кандай этаптарда жүргүзүлөт?
8. Иймекей октолгоочтун түзүлүшүн айтып бергиле жана алардын колдонуусуна мисал келтиргиле?
9. Октолгоочтордо ийүү жана толгооч моменттеринин эпюралары кандай максатта тургузулат?

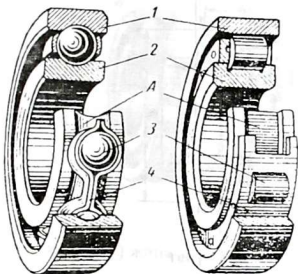
## XVII ТАРАМ. МУУНАК ЖАЗДЫКТАР

### 17.1 Жалпы маалыматтар

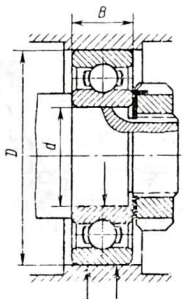
Муунакжаздыктар машиналардын айлануучу (термелүүчү) тетиктеринин таянычынын ичиндеги түрү болуп эсептелет. Муунакжаздыктарды колдонуу сыйгалануу сүрүлүүнү тогоолонуу сүрүлүү менен алмашууга мүмкүндүк берди. Мындан сүрүлүү коэффициенти азаят.

Муунакжаздыктар (17.1-сүрөттөн) 1-сырткы жана 2-ички шакектерден, тогоолонуучу А жолчолордун арасында 4-сеператоа 3-тогоолок сакалар же роликтер жайланышкан, элементтерден турат. Муунакжаздыктын ички шакеги октолгоочко, ал эми сырткы шакек механизмдин корпусуна олтургузулат (17.3-сүрөт). Муунакжаздыктар стандартташтырылган, аларды массалык өндүрүлүүчү муунакжаздык заводдордо жасалат.

Муунакжаздыктардын артыкчылыгы: сүрүлүү күчүнүн momenti аз, ысууга аз, майлоочу майларды коромжулоосу көп эмес, тейлөөгө жөнөкөй. Муунакжаздыктардын ушундай артыкчылык жактары аларды ар түрдүү тармактагы машина жана прибор курууда



17.1-сүрөт



17.2-сүрөт

кенен тароосуна мүмкүнчүлүк берди. КМШнын өндүрүш тармагында 1000 түрдү өлчөмдөгү сырткы диаметринин диапозону 1мм...3м массасы 0.5г дан 3.5г чейин болгон муунакжаздыктар жасалат. Муунакжаздыктын кемчилдиктери: чоң бурчтук ылдамдыкта жана чоң жүктөмдө узакка иштөө мөөнөтү төмөн. Согуу жана динамикалык жүктөмдөрдү кабыл алуу жөндөмү чектелген; диаметри боюнча көлөмү чоң, көбүнчө чоң жүктөрдө; майда сериалдык өндүрүштө баасы жогору.

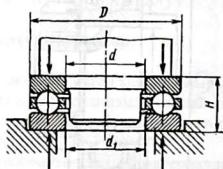
## 17.2. Муунакжаздыктарды классификациялоо

Муунакжаздыктар төмөнкү белгилери боюнча классификацияланат:

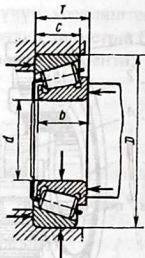
1. Термелүүчү телонун формасы боюнча *шариктүү* (17.1-сүрөт) жана *роликтүү* муунакжаздыктарга бөлүнөт.

17.5-сүрөттө көргөзүлгөн: а) шарик; б) кыска ролик; г) саймалуу ролик; д) конустук ролик; к) ийне түрдүү ролик;

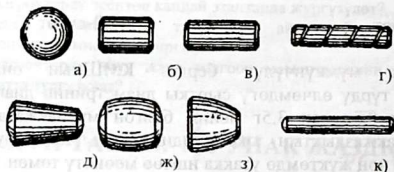
2. Жүктөмдү кабыл алуу багыты боюнча муунакжаздыктар түргө бөлүнөт: радиалдуу жаздыктар-көбүнчө околгоочтун геометриялык огуна перпендикулярдуу багытталган радиалдык жүктөмдү кабыл алат, (17.2-сүрөт);



17.3-сүрөт



17.4-сүрөт



17.5-сүрөт

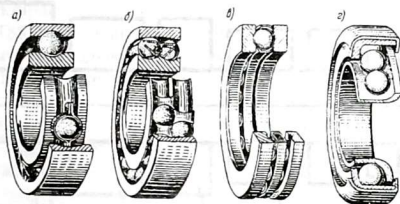
Таянычтуу муунакжаздыктар бир гана ок боюнча аракет этүүчү күчтү кабыл алышат (17.3-сүрөт); Радиалдык- таянычтуу муунакжаздыктар бир мезгилде аракет эткен радиалдуу жана октук жүктөмдү кабыл алышат (17.4-сүрөт);

3. Термелүүчү телонун катар саны боюнча муунакжаздыктар айырмаланат, бир (17.6, а, в, г; 17.7. а, в-сүрөттөр) эки катарлуу жана көп катарлуу.

Муунакжаздыктын көзөнөгү бирдей диаметрде болуп, сырткы диаметри жана эни боюнча серияга бөлүнөт:

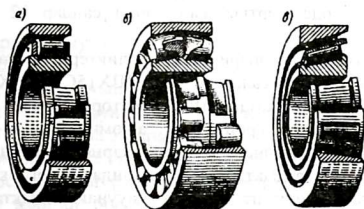
Абдан жеңил, өзгөчө жеңил, жеңил эндүү, орточо, орточо эндүү, жана оор (17.8-сүрөт).

Жеңил жана орточо сериялуу нормалдуу эндүү муунакжаздыктар көбүрөөк колдонулат. ГОСТ 520-71 ылайык муунакжаздыктар үчүн төмөнкүчө класс тактыктагы бекитилген (катары өсүүдөн тактыгы жогорулайт): 0, 6, 5, 4, жана 2. 0 (нормалдык класстагы); 6 (жогорулатылган); 5 (жогорку); 4 (өзгөчө



17.6-сүрөт

жогорку) жана 2(эң жогорку).

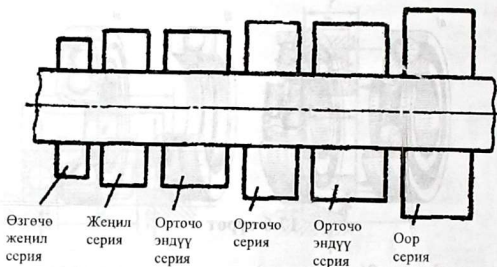


17.7-сүрөт

Муунакжаздыктын тактыгы (муунакжаздыктын ички жана сырткы диаметринин жана шакектердин энинин) негизги өлчөмдөрдүн тактыгы боюнча мүнөздөлөт. Тактык класстын өсүшү менен муунакжаздыктын баасы кыйлага өсөт 2-класстагы муунакжаздык болжолдоп алганда 10 эсеге кымбат 0 класстагы муунакжаздыкка салыштырганда. Жалпы машина курууда көбүнчө 0 класс тактыктагы муунакжаздыктар кенен колдонулат. Жогорку тактык класстагы муунакжаздыктар так айланууну талап кылган октолгоочтор жана октор үчүн колдонулат.

Муунакжаздыктардын шарттуу белгилери сандан жана тамгадан турат, ал муунакжаздыктын номеринде, ички диаметр сериясы, түрү жана муунакжаздыктын конструкциялык өзгөчөлүгү жөнүндөгү маалыматты камтыйт: 1 жана 2- сандар (ондон солго), 5ке көбөйтүлгөн, муунакжаздыктын ички диаметрин көрсөтөт.





17.8-сүрөт

Мисалы, эгерде сырткы жана ички сандар 12 болсо, анда  $d=12 \times 5 = 60$  мм.

Муунакжаздыктын шариктери, роликтери жана шакектери болот материалынан жасалат. ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ жана 20Х2Н4А. Муунакжаздыктын сеператору жумшак көмүртектүү болоттон, латундан, бронзодон, алюминийдин эритмесинен пластмасса материалдарынан жасалат. Шариктүү муунакжаздыктар роликтүү муунакжаздыктарга караганда жогорку бурчтук ылдамдыкта жакшы иштейт. Роликтүү муунакжаздыктар абдан чоң жүк көтөрүмдүүлүккө ээ.

### 17.3. Муунакжаздыктарды эсептөө жана аларды ГОСТ боюнча тандап алуу

Муунакжаздыктардын иштен чыгып калуу себептери: тетиктердин тийишип турган жумушчу беттеринде пайда болгон өзгөрүлмө чыңалуунун негизинде тетиктердин чарчап ушалануусу; шакектердин жолчосундагы оюлуулардын пайда болуусу динамикалык жүктөмдүн таасири астында; шакектердин жана тогоолонгон телолордун абразивдик(кайрак) чөйрөдө иштеген учурда алардын жешилиши (айыл чарбалык курулуш, тоо-кен машиналарда); сеператорлордун борборго умтулуучу күчтүн жана тогоолонмо тело жактан аракет кылган күчтөр астында талкаланып сынуусу; муунакжаздыктар узак мөөнөттө иштегенде алардын иштен чыгып калуусунун негизги түрү-чарчап ушалануусу. Ошондуктан,



муунакжаздыктардын шакектеринин айлануу жыштыгы  $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$  болсо ГОСТ18855-82 ылайык динамикалык жүк көтөрүмдүүлүгү боюнча муунакжаздыктарды узак мөөнөткө иштөө жөндөмдүүлүгүнө эсептелинет. Муунакжаздыктарды узак мөөнөткө иштөөсүн эсептөөсүн (долговечность) карап көрөлү.

Ал  $L$  номиналдык узак мөөнөткө иштөө боюнча жүргүзүлөт. Эсептөөдө  $P$  эквиваленттик динамикалык жүктөм муунакжаздык үчүн жана анын  $C$  динамикалык жүк көтөрүмдүүлүгү эске алынат. Муунакжаздыктын номиналдык динамикалык жүк көтөрүмдүүлүгү жана номиналдык иштөө мөөнөтү эмпериялык көз карандуулук боюнча төмөнкүчө байланышат:

$$L = (C/P)^m \quad (17.1)$$

же

$$C = P \sqrt[m]{L} \quad (17.2)$$

мында,  $m=3$  шариктүү муунакжаздыктар жана  $m=10/3=3,33$  роликтүү муунакжаздыктар үчүн.

Шакектин айлануу жыштыгы  $n > 10 \text{ мин}^{-1}$  болгон болсо. Эгерде  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$  болсо анда муунакжаздыкты эсептөө  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$  үчүн жүргүзүлөт, (17.1) формула аткарылат.

(17.2) формуладан келип чыгат. Эквиваленттик динамикалык жүктөмдү эки эсеге көбөйтүлсө, муунакжаздыктын иштөө мөөнөтү 10 же 8 эсеге азайган болот. Ошондуктан, мүмкүн болушунча муунакжаздыкка аракет кылган жүктөмдү тагыраак эсептөө зарыл.

Муунакжаздыктын узакка иштөөсү саат менен аныкталышы мүмкүн:

$$L_h = 10^6 L / (60n) = [10^6 / (60n)] (C/P)^m \quad (17.3)$$

мында,  $L_h$ -саат;  $L$ -млн.айлануу жана  $n$ -миң $^{-1}$ . Сунуш кылынуучу маанилерге мисалдар:

$L_h \geq 8000$  саат- тыныгуу менен иштөөчү механизмдер үчүн (мисал, лифттер);

$L_h \geq 12000$  саат- бир сменде иштөөчү механизмдер.

$L_h \approx 20000$  саат-бир сменде толук жүктөм менен иштөөчү механизмдер;

$L_h \geq 40000$  саат- толук суткада жана орто режим жүктөмдө иштеген механизмдер.

$P$  эквиваленттик динамикалык жүктөмдү аныктоодо, муунакжаздыктын түрү, радиалдык жана октук жүктөмдүн маанилери ал жүктөмдүн аракети мүнөздөлөт, муунакжаздыктын ысуу температурасы жана муунакжаздыктын кайсы шакеги

айлануусу эске алынат: Тийешелүү эквиваленттик динамикалык жүктөм: радиалдык шарикке муунакжаздыктар жана радиалдык-таянычтык шариктүү жана роликтүү муунакжаздыктар үчүн (жалпы учурда)

$$P=(XVF_r+YF_a)k_\delta \cdot k_T \quad (17.4)$$

Таяныч-радиалдуу шариктүү- жана роликтүү муунакжаздыктар үчүн:

$$P=(XF_r+YF_a)k_\delta \cdot k_T \quad (17.5)$$

Роликтүү муунакжаздыктар үчүн:

$$P=VF_r \cdot k_\delta \cdot k_T \quad (17.6)$$

Таяныч муунакжаздыктар үчүн

$$P=F_a \cdot k_\delta \cdot k_T \quad (17.7)$$

мында,  $F_r$  жана  $F_a$  -өлчөмдөрү боюнча турактуу жана муунакжаздыкка багытталган радиалдык жана октук жүктөмдөр;  $X$  жана  $Y$  - радиалдык жана октук жүктөмдөр коэффициенттери;  $V$  - кайсы шакек айлануусун эске алуучу коэффициент, муунакжаздыкка аракет эткен жүктөрдү мүнөздөйт;

$k_T$  - муунакжаздыктын жумушчу температурасын эске алуучу, температуралык коэффициент, эгерде ал  $100^\circ\text{C}$  ашкан болсо.

Радиалдык- таяныч муунакжаздыктагы  $F_a$  октук жүктөм,  $F_r$  радиалдык жүктөмдүн  $S$  октук түзүүчүнү эске алуу менен аныкталат (17.11, а-сүрөт):

Радиалдык жана радиалдык-таянычтык муунакжаздыктар үчүн:

$$S=eF_r; \quad (17.8)$$

Конустук роликтүү муунакжаздыктар үчүн:

$$(S=0.83eF_r; \quad (17.9)$$

мында,  $e$ -октук жүктөм коэффициенти, муунакжаздыктын бурчтук тийишүүсүнөн көз каранды. Октук ойноо жок болгон учурда октук күчтөн ар бир эки муунакжаздыктардын октолгоочунун ичинен (18.11, б, в-сүрөттөр) төмөнкү формуладан табылышы мүмкүн:

$$S_1 \geq S_2 \text{ жана } F_a \geq 0 \quad \text{болсо } F_{a1} = S_1;$$

$$S_1 < S_2 \text{ жана } F_a \geq S_2 - S_1 \quad \text{болсо } F_{a1} = S_p + F_a$$

$$S_1 > S_2 \text{ жана } F_a \geq S_2 - S_1 \quad \text{болсо } F_{a1} = S_2 - S_1, F_{a2} = S_2.$$

а-муунакжаздыктын маңдайынан  $F_r$  радиалдык реакция күчтүн аралыгы. Ал бир катарлуу радиалдуу таяныч шариктүү муунакжаздыктар үчүн:

$$a=0.5[B+0.5(d+D)tg\alpha]; \quad (17.7)$$

эки катарлуу радиалдуу-таяныч шариктүү муунакжаздыктар үчүн:

$$a=0.5[B+0.5B+(d+D)tg\alpha] \quad (17.8)$$

бир катарлуу конустук роликтүү муунакжаздыктар үчүн:

$$a=0,75T+(d+D)e/6$$

мында  $d$ -ички диаметр;  $D$ -сырткы диаметр;  $B$ -ээни;  $T$ -муунакжаздыктын бийиктиги  $X$ ,  $Y$ ,  $e$  коэффициенттердин мааниси ГОСТ 18855-82 жана [25] муунакжаздык каталог справочникте берилген. Ошол каталокго жана [26] адабиятта  $V$ ,  $k_\delta$  жана  $k_T$  коэффициенттер көрсөтүлгөн.

Айлануу коэффициенти ички шакек үчүн  $V=12$ . Коопсуздук коэффициенти муунакжаздыктагы жүктөм тынч болсо  $k_\delta=1$ ; жүктөм тынч термелүүдө болсо  $k_\delta=1.3$ . Температуралык коэффициент, муунакжаздыктын жумушчу температурасынан көз каранды:  $t \leq 125^\circ\text{C}$  болсо  $k_T=1$ ;  $t=125 \dots 250^\circ\text{C}$  болсо  $k_T=1,05, 1,4$

#### 17.4. Муунакжаздыкты эсептөөгө мисал

*37-мисал.* Төмөнкү берилген иштер жана ГОСТ боюнча муунакжаздыкты эсептеп тандап алуу талап кылынат: муунакжаздыктагы радиалдуу жүктөм  $F_r = 7900\text{H}$ . Октук  $F_r = 900\text{H}$ . Муунакжаздыкты октолгоочко олтургузуучу бөлүктөгү диаметр  $d=60\text{мм}$ ; октолгоочтун бурчтук ылдамдыгы  $\omega=10\text{рад/с}$ ; муунакжаздыктагы жүктөм турактуу жана тынч; муунакжаздыктагы температура  $60^\circ\text{C}$ ; муунакжаздыктын номиналдык узакка иштөөсү  $L_n=20000$  саат.

**Чыгарылышы.** Муунакжаздыктагы жүктөм анчалык чоң болбогондуктан жана октук жүктөм радиалдыкка караганда чоң, ошондуктан радиалдык бир катарлуу жеңил сериялуу №112 муунакжаздыкты тандап алабыз, ал үчүн статикалык жүк көтөрүмдүүлүгү  $C_0 = 30900\text{H}$  жана динамикалык жүк көтөрүмдүүлүгү  $C=40200\text{H}$ .

Кабыл алабыз: айлануу коэффициенти  $V=1$ , коопсуздук коэффициенти  $k_\delta=1$ . Катмышууну  $F_a / C_0 = 880/30900 = 0,029$ , октук жүктөмдүн коэффициенти дал келет  $e=0,22$ .

Катмышы:  $F_a / (V \cdot F_r) = 880/(1 \cdot 7900) = 0,11 < e = 0,22$  демек, радиалдык жүктөм коэффициенти  $X=1$ , ал эми октук жүктөм коэффициентти  $y=0$ .

Формула (34.4) боюнча муунакжаздыктын эквиваленттик динамикалык жүктөмү:

$$P = (XV F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_T = 1 \cdot 7900 \cdot 1 \cdot 1 = 7900\text{H}$$

Муунакжаздыктын шакегинин айлануу жыштыгы

$$n = 30 \cdot \omega / \pi = 30 \cdot 10 / 3,14 \approx 100 \text{ мин}^{-1}$$

[26] адабияттан же [25] каталок справочниктен муунакжаздыктын узакка иштөөсү  $L_h \geq 20000$  саат жана шакектин айлануу жыштыгы  $n=100 \text{ мин}^{-1}$ ,

катышы  $C/P = 4.93$ . Демек, муунакжаздыктын талап кылынган динамикалык жүк көтөрүмдүүлүгү:

$$C=4.93=4.93 \cdot 7900=39140\text{H}$$

Ошентип, тандап алынган муунакжаздык талап кылынган талапты канааттандыра алат.

### Текшерүүчү суроолор

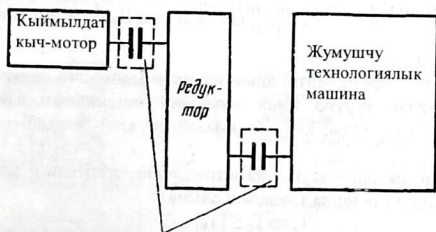
1. Муунакжаздык кандай тетиктерден турат?
2. Муунакжаздыктардын жалпы машина курууда кенен тарашын эмне менен түшүндүрүүгө болот?
3. Муунакжаздыктарды мүнөздөөчү негизги көрсөткүчтөрүн атап бергиле?
4. Муунакжаздыктар кандай өзгөчөлүктөрү боюнча жана кандай максатта классификацияланат?
5. Радиандык таяныч жана таяныч муунакжаздыктардын айырмасы эмнеде?
6. Практикада көбүнчө кайсы сериядагы муунакжаздыктар колдонулат?
7. Муунакжаздыктардын кемчилдик жактары кайсылар?
8. Шариктүү же роликтүү муунакжаздыктардын ичинен кайсынысы жүк көтөрүмдүү?
9. Термелме согулуу чөйрөдө иштеген машинада кандай муунакжаздыктар колдонулат?
10. ГОСТ боюнча муунакжаздыктын негизги өлчөмдөрү болуп кайсыл чоңдуктар бекитилген?
11. Муунакжаздыктарды тандап алуу кайсы чоңдуктар боюнча жүргүзүлөт?

## ХVIII ТАРАМ. МУФТАЛАР

### (КОШКУЧ-АЖЫРАТКЫЧ)

#### 18.1. Жалпы маалымат жана классификациялоо

Техникада муфта - деп, октолгоочтордун, өзөктүн, түтүктүн, электрдик зымдардын учтарын бириктирүү үчүн колдонуучу конструкцияны (курамын) айтабыз. Бул тарамда жалаң гана октолгоочторду бириктирүү муфталарды карайбыз. Муфталар октолгоочторду жана башка октош айлануучу тетиктерди бириктирип, ылдамдыгын өзгөртпөстөн толгооч моментин өткөрүп берүү максатында колдонулат. Алар айлануу кыймылды кыймылдаткыч мотордон жумушчу технологиялык машинага өткөрүп берет. Машинанын бөлүктөрүндөгү керектүү кинетикалык жана күпчүк байланыштар муфтанын жардамы аркылуу ишке ашырылат. (18.1-сүрөт). Ошондой эле муфталар аткаруучу механизмди кошуп жана ажыратуу үчүн колдонулат кыймылдаткыч-мотор үзгүлтүксүз иштеген учурда (башкарылуучу муфта), машинаны ашыктык жүктөмдөн сактайт (сактооч муфта) октолгоочтордун октоштугу сакталбай калган учурда компенсациялоо үчүн (муфта) динамикалык жүктөмдү басаңдатуучу серпилгич муфта ж.б.



Муфталар  
18.1-сүрөт

Иштөө принциби, башкаруусу, аткарылышы жана конструкциясы боюнча айырмаланышкан азыркы машина курууда көп сандаган муфталар колдонулат.



Муфталар турактуу жармашмалуу жана жармашма болуп айырмаланышат. Турактуу жармашмалуу муфталар туюк болушат жана ок же октун туурасы боюнча анча чоң болбогон машыгууга ээ. Жармашма муфталар кол менен жана автоматташтырылганга башкарылуучу бөлүнөт. Муфталар механикалык, гидродинамикалык, электромагниттик, фрикциондук ж.б. бөлүнөт. "Машинанын тетиктери" курсунда бир гана механикалык муфталар өздөштүрүлөт. Гидродинамикалык, электромагниттик жана атайын муфталар, атайын курстарда окулат. Азыркы машина курууда көп сандаган механикалык муфталар колдонууга байланыштуу, анда инженердик практикада көбүрөөк кездешүүчү муфталарды кароо менен гана чектелебиз. Көпчүлүк муфталар нормалдаштырылган. Кээ бирки стандартталбаган муфталар заводдун жана долбоорлоочу мекемелердин нормалдары боюнча жасалат. Тийиштүү муфтанын өлчөмдөрү ГОСТ заводдун жана долбоорлоочу мекеменин каталогу боюнча кабыл алынат.

Ар бир муфтаны ГОСТ, каталог же сравочник боюнча тандап алууда анын негизги паспорттук мүнөздөткүчү-муфта өткөрүп берүүчү толгоо моментти анын көбүрөөк оор жүктөм шартын эске алуучу жана эстелип алынган **толгоо моментти** деп аталат:

$$T_k = kT, \quad (18.1)$$

мында,  $T$ -муфта аркылуу өткөрүлүп (35.1) берилүүчү толгоо момент, ал төмөнкү формуладан аныкталат:

$$T = P/\omega, \quad (18.2)$$

мында  $T$ -Нм;  $P$ -Вт;  $\omega$ -рад/с;  $k$ -иштөө режим коэффициентти; анын мааниси кыймылга келтирүүчү кыймылдаткычтын түрүнө жана жумушчу машинанын аткарган кызматынан көз каранды;  $k=1...6$  ( $k$ -мааниси атайын адабияттарда көрсөтүлгөн).

Муфталар октолгоочтун диаметри жана эсептелип алынган моменттин чоңдугу боюнча тандалып алынат:

$$T_k = kT_u \leq [T_k]$$

Буроонун  $z$  саны 4 төн 6 чейин болгондо уруксат берилген толгооч моменттин мааниси  $[T_k] \leq 1000\text{Нм}$ .

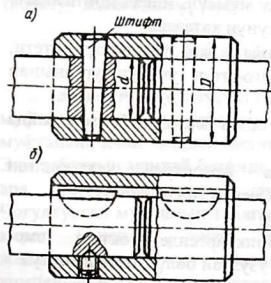


## 18.2. Туяк муфталар

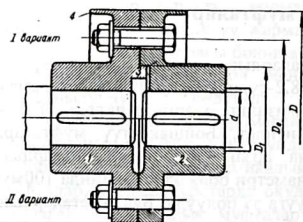
Туяк ажыратылгыс муфталардын ичинен жөнөкөйү – бойшакектүү (бойшакек) муфта (18.2-сүрөт), бүтүн бойшакек сымал болуп, октолгоочтун учтарына кийгизилип, аларга штивттер (18.2,б-сүрөт) же шлицалар менен бекитилет. Бойшакектүү муфталар, жөнөкөй, конструкциясы боюнча арзан, жеңил машиналардын бириктирилүүчү октолгоочунун диаметри болжолдоп алганда 100мм ге чейинкиде абдан кенен колдонууга ээ болууда. Бул муфталардын колдонушунун чектелишинин себеби октолгоочторду чогултуп жыйноодо жана чачканда аларды октун багытын бир кыйлага жылдырууну талап кылат, ошондой эле бул муфталар октолгоочтун окторун абдан так жылдырууну талап кылат. Бойшакектин материалдары болоттор -35, 40, 45, ал эми бойшакек чоң өлчөмдө болсо – чоюн СЧ 21, СЧ 24 ж.б. Муфтанын бекемдиги октолгооч менен аныкталат: – кепелдүү же шлицалуу бириктирүүчүлөрдүн бекемдигинен аныкталат.

Тийиштүү эсептөөнүн ыкмалары жогорку тарамдарда келтирилген. Туяк муфтанын ичинен көбүрөөк тараган октолгоочтун огуна тик тегиздик менен ажыралмалуу-фланецтүү муфта (18.3 -сүрөт ГОСТ 20761-80), эки жарым муфтадан турган октолгоочтордун учтарына кийгизилип жана бири-бири менен буроолор аркылуу бириктирилген. (I вариант) муфтанын буроо жылчыктуу жана (II вариант) жылчыксыз олтургузулган.

Биринчи учурда толгоо момент, жарым муфталуу буроолорду тартканда алардын арасында пайда болгон сүрүлүү күчү аркылуу өткөрүлүп берилет, ал эми экинчиде болсо кесилүүгө жана сыгууга иштеген буроолордун катышуусун жылчыксыз коюлган буралуу муфталар, чоң даражадагы моментти өткөрүү мүмкүнчүлүгү бар. Жарым муфталуу болот -40, 35 болот куймаларынан жана СЧ21, СЧ30 чоюн куймаларынан жасалат.



35.2-сүрөт



18.3-сүрөт

Фланецтүү муфта конструкциялык жактан ыңгайлуу болгондуктан, аны машина курууда диаметри 250мм чейинки октолгоочтордун учтарын бириктирүү үчүн кенен колдонулат. Диаметри чоң болгон октолгоочторду туюк бириктирүү үчүн жарым муфтаны октолгоочко ширетет. Мындай муфталардын артыкчылык жактары болуп, конструкциясынын жөнөкөйлүгү жана сальштырмалуу анын чакан габарити. Фланецтүү жарым муфталарды эсептөө жана анын бекемдигин текшерүү, алар жогоруда каралган.

### 18.3. Компенсациялоочу муфталар

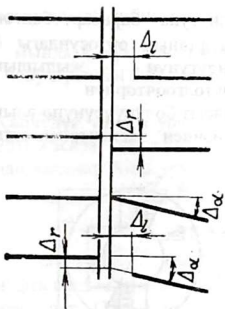
Октолгоочтордун окшоштугунун бузулушунун түрлөрү. Тетиктерди жасоодогу жана монтаждоодогу кетирилген каталык ар дайым кээ бирки, бириктирүүчү октолгоочторду геометриялык окторунун өз ара жайланышынын четтөөсүнө алып келет.

Октолгоочтордун өз ара жайланышпудан четтөө үч түргө бөлүнөт (18.4-сүрөт):

1. Ок боюнча  $\Delta_1$  жылышы, ал болушу мүмкүн, мисал монтаждагы же октолгоочтун жылуулуктан узаруусунун катаасы.
2.  $\Delta_r$  -радиус боюнча жылышы же эксцентриситети, монтаждоодогу каталыктан же октолгоочтун учунун урганынан пайда болот.
- $\Delta_\alpha$ -бурчтук жылыш же кыйшаюусу, ошол эле  $\Delta_r$ -себептен пайда болот.

Практикада көпчүлүк учурда жогоркуда келтирилген катааларды мындан ары жалпы термин менен “**октолгоочтун октош эместиги**”, деп атайбыз.

3. Туюк муфталар менен бириктиргенде октош эмес октолгоочтордун октору, муфта олтургузулган бөлүк, октолгоочтун



18.4-сүрөт

Ошол талаптарды басаңдатуу үчүн октолгоочтогу жана таянычтагы зыяндуу күчтөрдү азайтуу үчүн компенциялоочу муфта колдонот.

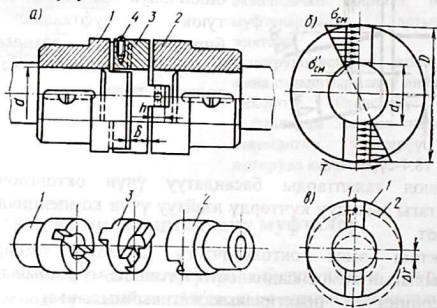
Октош эмес октолгоочтогу зыяндуу таасиринин көз карандылыгын компенсациялоого жетишет: муфтаньын ийкемсиздик тетиктеринин практикалык кыймылынын негизинде-компенсациялоочу ийкемсиз муфталар; серпилгич тетиктердин деформациялоосунун негизинде – серпилгичтүү муфталар.

Компенсациялоочу ийкемсиздик муфталардын ичинен көбүрөөк колдонууга ээ болгон: урчуктуу-дискалуу, тиштүү табактуу жана тиштүү муфталар.

## 18.4. Табак – урчуктуу муфта

Табак-урчуктуу муфта 18.5-сүрөт ГОСТ 20720-81 жана жарым муфтадан, 3 ортоңку табактан жана 4 кабыктан турат. Ар бир жарым муфтаньын ички маңдай бетинен диаметринде оюк жайланышкан. Эки табактын маңдай бетинде бирден дөңсөө-чоку жасалган, алар өз ара перпендикулярдуу диаметрлер боюнча жаглашышкан. Чогултулган муфтаньын табагынын чокусу жарым муфтаньын оюгуна кирет. Ошентип, табак жарым муфтаны бириктирет. Тик жайланышкан оюктар муфтаньын экцентриситетин компенсациялоого жана октолгоочтордун кыйшаюусуна мүмкүндүк берет. Анда, чоку пазаларда сыйгаланат, ал эми табактын (дисканын)

борбору экстрентриситетинин  $\Delta_r$  радиусуна барабар болгон айлананы жазат. Табак жана жарым муфтанын ортосундагы  $\delta$  жылчыктар октолгоочтун узундугунун жылышын компенсациялоого мүмкүнчүлүк берет. Октолгоочтордун кыймылдоосунан паздагы басымдын ыңгайсыз бөлүнүүсүнүнө алып келет, табак – урчуктуу муфтаны негизинен эксцентриситетти компенсациялоо сунуш кылынат:



18.5-сүрөт

$\Delta_r$  -  $0,04d$  жана  $\Delta_a$  -  $0^\circ30$  чейин; Чокулардын оюктарда сыйгалануусу, аларды желүүгө алып келет. Жешилүүнү азайтуу үчүн муфтанын сүрүлүү бетин үзгүлтүксүз майлап турат, жана аларды чоң басым чыңалууга дуушар кылынбайт. Басым күчү бардык ийкемсиз муфталар үчүн негизги эсептөөнүн шарты болуп эсептелет. Урчуктуу-табактуу муфтаны эсептөөдө, чокуларды, ойдунга олтургузууда, жылчык жана тартылуу нөлгө барабар деп алынат. Мындай абалда тийишип турган беттердеги деформация жана чыңалуу ошол чекиттеги аралыктарга пропорционалдуу (18.5, б-сүрөт); мында сыгуу чыңалуусунун эпюрасы шарттуу түрдө, ойдундун каптал бетинен диаметрге алып келинген. Жарым муфтанын тең салмактуу шартын төмөндөгүчө жазууга болот.

$$T = \frac{\sigma_{cv}}{2} \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{cv}}{2} h \frac{2}{3} d_1 \quad (18.3)$$

Төмөнкүнү эске алып ,

$$\sigma/\sigma_{cv} = D/d_1 \quad (18.4)$$

өзгөртүүдөн кийин алабыз,  $\sigma_{cm} = \frac{6kDT}{h(D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma_{cm}]$  (18.5)

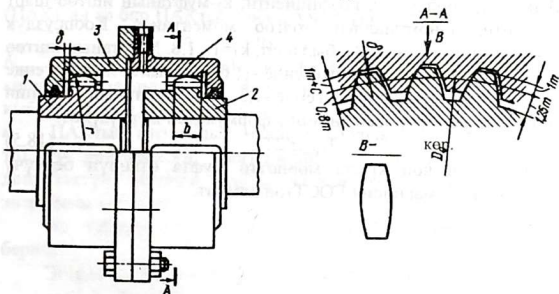
мында,  $k$ -жүктөөнүн режиминин динамикалык коэффициентин;  $h$ -чокуларынын бийиктиги (18.5, а-сүрөт). Практикада кабыл алынат:  
 $D/d_1 \approx 2.5 \dots 3$ .

Көпчүлүк учурда урчуктуу-дискалуу муфталарды болоттон ст.5 же 25П жасалат-оор жүктөлгөн муфталар, маңыздалган болот-15X, 20X дан жасалат. Анда уруксат берилет:

$[\sigma_{cm}] = 150 \dots 200 \text{ кгс/см}^2 (15 \dots 20 \text{ МПа})$ .

### 18.5. Тиштүү муфталар

Өзүн-өзү компенсациялап жондоочу универсалдык муфталардын ичинен абдан кенен тараган тиштүү муфта болуп эсептелет (18.6-сүрөт; ГОСТ 5006-55) диаметри 40тан 500мм чейинки болгон октолгоочторду бириктирүү үчүн колдонуучу. Муфта 1,2 жана жарым муфадан, сырткы тиштерден жана ажыралмалуу 3 капкактан, жарым муфтанын тиштери менен илинүүчү эки катар ички тиштерден турат.



18.6-сүрөт

Жарым муфта бириктирилүүчү октолгоочтордун учуна олтургузулат. Жарым капкактар өз ара буроолор менен бириктирилет. Тиштүү дөңгөлөктүн тишин эвольвенттик профили сыяктуу, жарым муфтанын жана жарым капкактын тиштери эвольвенттик профилге ээ, ал тиштерди нормалдык тиш чыгаруучу аспап менен чыгаруу мүмкүндүк берет. Муфта октолгоочтун



жылышынын бардык түрлөрүн  $\Delta_r$ ,  $\Delta_\alpha$ ,  $\Delta_l$ -компенсациялайт (18.6, в-сүрөт). Ошол максатта “С” маңдай жылчык жана илиниште чоңойтулган жылчык жасалат (18.6,б-сүрөт), ал эми тиштүү муфтанын тиштүү каймасы сфера боюнча  $r$  радиусу менен иштелет, алардын борбору октолгоочтордун огунда жайланышат. Тиштүү муфтанын машина курууда кеңири тарашын, анын бир топ артыкчылыгы менен түшүндүрүлөт: габарити чакан чоң жүк көтөрүмдүк жөндөмдүүлүгүнөн, тиштердин бир топ сандары бир убакытта илинүүсүнөн; жогорулатылган айлануу ылдамдыкта ( $\geq 25\text{м/с}$ ) иштөө жөндөмдүүлүгү жана технологиялуулугунан.

Жарым муфта жана жарым капкактар болоттор  $-40,45$  же болот куймадан  $45\text{л}$ ,  $50\text{л}$  жана башка азайтуу үчүн алардын капкагына илешимдүүлүгү чоң болгон майлоочу май куюлат. Тиштүү муфтанын өлчөмү ГОСТун таблицасы боюнча муфтанын эсептелүүчү толгооч моменттин көз карандылыгынан тандалып алынат.

$$T_k = k_1 k_2 T.$$

Мында,  $k_1$ -коопсуздук коэффициенти;  $k_2$ -муфтанын иштөө шарт коэффициенти;  $T$ -номиналдык толгоо моментинен. Коопсуздук коэффициенти маанисин кабыл алат,  $k_1 = 1 \dots 1.8$ . Муфтанын иштөө шартын  $k_2$  кабыл алат, тынч иштегенде  $-1$ ; бир калыпта иштебегенде  $-1 \dots 1.3$ ; оор согулуу менен иштегенде  $-1.3 \dots 1.5$ . Муфтанын тишинин бекемдигин текшерүүчү эсеп төмөнкү формуладан жүргүзүлөт.

$$T_{k\max} \leq 2T_k, \quad (18.5)$$

мында,  $T_{k\max}$  —эң чоң кыска мөөнөттө муфта өткөрүп берүүчү толгооч момент;  $T_k$  маанисин ГОСТтон алынат.



## ЭКИНЧИ БӨЛҮК

### ХІХ ТАРАМ. КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРГИЧТИН КИНЕМАТИКАСЫН ЭСЕПТӨӨ

#### 19.1. Электр кыймылдаткычы талап кылган кубаттуулукту табуу жана аны тандоо.

Долбоорлоонун электр кыймылдаткычын каталогдон тандоодон баштоо зарыл. Ал үчүн кыймылга келтиргич талап кылган кубаттуулукту табуу керек. Электр кыймылдаткыч талап кылган кубаттуулук техникасы талаптын (ТЗ) берилишинин негизинде аныкталат.

Эгерде  $N_{\text{ж}}$  жумушчу машинанын кубаттуулугу жетеленүүчү ок толгоочтун катышындай бириксе, анда электр кыймылдаткыч талап кылган кубаттуулук:

$$N_{\text{эл.}} = \frac{N_{\text{ж}}}{\eta}, \quad (19.1)$$

мында  $\eta$  - кыймылга келтиргичтин пайдалуу аракет коэффициенти (ПАК), ал ар бир ПАКтын көбөйтүндүсүнө барабар:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_k \quad (19.2)$$

$N_{\text{ж}}$ ,  $N_{\text{эл.}}$  эсептелип алынган кубаттуулуктун мааниси боюнча, көпчүлүк учурда, үч фазалуу токтун асинхрондук электр кыймылдаткыч тандалып алынат.

$\eta$  - ПАКтын физикалык мааниси муунак жаздыктагы сүрүлүүгө, тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин арасындагы сүрүлүүгө жана дөңгөлөктүн тиштери майды чачкандагы ж.б. коромжу болгон энергияны көрсөтөт.

Ар түрдүү өткөргүчтөр үчүн ПАКтын мааниси 19.1.-табл. берилген.

Эгерде жетеленүүчү октолгоочто  $T_{\text{ж}}$  толгоо момент жана анын  $\omega_{\text{ж}}$  (рад/с) бурчтук ылдамдыгы берилген болсо, анда кубаттуулук (Вт).

$$N_{\text{эл.}} = \frac{T_{\text{ж}} \cdot \omega_{\text{ж}}}{\eta}. \quad (19.3)$$

Конвейерлерди, транспортерлорду жана кыймылга келтиргичтерди долбоорлоодо техникалык тапшырмада (ТЗ) көбүнчө  $F(N)$  тартуу күчү жана  $v$  (м/с) ылдамдыгы берилет. Анда кубаттуулук (Вт):

$$N_{\text{эл.}} = \frac{F \cdot v}{\eta} \quad (19.4)$$

Механикалык кыймыл өткөргүчтүн пайдалуу аракет коэффициенттердин орточо мааниси

19.1-таблица.

Кыймыл өткөргүч	$\eta_i$	Кыймыл өткөргүч	$\eta_i$
Тиштүү жабык:		Чынжырлуу:	
Цилиндрик дөңгөлөктүү	0,97...0,98	жабык	0,95...0,97
Конустук дөңгөлөктүү	0,96...0,97	ачык	0,90...0,95
Жабылбаган тиштүү		Курлуу:	
Жабык кутудагы тиштүү	0,95...0,96	жалпак, курлуу	0,96...0,98
Буроолук анын саны		шынаа	0,95...0,97
төмөндөгүдөй:		курлуу	
$Z_1=1$	0,70...0,75		
$Z_2=2$	0,80...0,85		
$Z_3=3$	0,80...0,95		

## 19.2. Үч фаза токтуу асинхрондук электр кыймылдаткычтары

4А–жабык желденүүчү түрүндө жасалган электр кыймылдаткычы. Бул түрдөгү электр кыймылдаткычтардын техникалык көрсөткүчтөрү ГОСТ 19859-68 берилген.

АОП2 – жогорулатылган кое берүүчү моменттүү, коё берүүчү моменти чоң болгон машиналардын кыймылга келтиргичтер үчүн (Конвейерлерде, транспортерлордо); АОС2 – уруп согуу жүктөмдөр менен иштеген машиналарды кыймылга келтирүү үчүн (бачым-бачым коё берип жана алмаштырмалуу (пресстер, молотоктор ж.б.). АОТ2 – текстилдик өндүрүш үчүн колдонулат.

Тиреден кийинки сан статордун өзөктүн жана полюстардын сырт өлчөмдөрүн көрсөтөт. Мисал АОП2 – 61 – 6 билдирет: асинхрондук жабык желденүүчү жогорулатылган коё берүүчү моменттүү электр кыймылдаткычы, статордун сырткы диаметри – алтынчы сырткы өлчөмдүү, статордун жайланыштуу узундугунун полюстардын саны – 6. Ошол себептен ротордун синхрондук айлануу жыштыгы:

$$\eta_c = 1000 \text{ айл/мин}$$

Электр кыймылдаткычтардын, техникалык көрсөткүчтөрү каталогдон [30] тиркемесинин П1...Т5 табл. кыскача маалымат берилген.

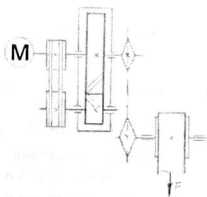
### 19.3. Кыймылга келтиргичтин кыймыл өткөргүч катышы.

Кыймылга келтиргичтин кыймыл өткөрүү катышын табуу үчүн кыймылдаткычтын  $n_B$  айлануу жыштыгын (тиркеменин табл. П1...П5 кара) жана кыймылга келтиргичтин октолгоочун  $n_{ж}$  айлануу жыштыгын билүү зарыл; Эгерде ал берилген болбосо, анда ал башка берилиштер боюнча табылат.

#### Кыймыл өткөргүч катышынын орточо мааниси

19.2-таблица

Кыймыл өткөргүч	U
Тиштүү:	
цилиндрик дөңгөлөктүү	3...6
конустук дөңгөлөктүү	2...4
тишбуроолу	8...40
чынжырлуу	3...6
курлуу	2...4



19.1-сүрөт

Тасмалуу транспортёрду кыймылга келтиргичтин кинетикалык схемасы

**Мисалы.** Эгерде транспортердун тасмасынын  $U$  ылдамдыгы жана барабандын  $D$  диаметри  $m$ , берилген болсо, анда

$$n_{ж} = \frac{60 \cdot U}{\pi D} \text{ айл./мин,}$$

мында  $U$ , м/с.

Кыймылга келтиргичтин кыймыл өткөргүч катышы:

$$U = \frac{n_{эл}}{n_{ж}} = u_1, u_2 \dots u_k,$$

мында  $u_1, u_2 \dots u_k$ , - ар бир кыймылдаткычтын кыймыл өткөргүчүнүн көбөйтүндүсүнө барабар, алардын орточо маанилери 19.2-табл. көрсөтүлгөн.

2-чи учурда: 
$$U = \frac{n}{n_{\text{ж}}} = \frac{710}{28,6} = 24,8.$$

Эки түрдүү электр кыймылдаткычын колдонууга болот; 1-чи варианты кыймыл өткөргүч катышын пайдаланууга мүмкүн, мисалы, 19.2 – таблица боюнча курлуу өткөрүү. Мисалы, 19.1-сүрөттө көрсөтүлгөн кыймылга келтиргичти кинетикалык эсептөөнү жүргүзүүнү талап кылынат:

Төмөнкүлөр берилген болсо:

Барабандын диаметри  $D=400\text{мм}$ , тасманы тартуу күчү  $F=3000\text{Н}$ , тасманын ылдамдыгы  $v = 0,6\text{ м/с}$ .

**Чыгарылышы.** 19.2.-сүрөттө көрсөтүлгөн кыймыл өткөргүчтүн ПАКын кабыл алабыз:

$$\text{курлуу өткөргүч } \eta_1 = 0,98;$$

$$\text{жуп тиштүү өткөргүч } \eta_2=0,98$$

$$\text{чынжырлуу өткөргүч } \eta_3=0,96$$

үч октолгоочтун таянычында коромжу болгон энергия  $\eta_0^3=0,99^3$ .

Жалпы кыймылга келтиргичтеги ПАК:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_0^3 = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,89.$$

Электр кыймылдаткыч талап кылган кубаттуулук:

$$N = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{3000 \cdot 0,6}{0,89} = 2022,5 \text{ Вт.}$$

Барабандын октолгоонучун айлануу жыштыгы:

$$n_{\text{ж}} = \frac{60 \cdot v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 400} = \frac{36}{1,256} \approx 28,6 \text{ айл/мин.}$$

П5-таблицадан эсептелип алынган кубаттуулук жакын болгон коё берүүчү маменти жогору болгон электр кыймылдаткычты тандап алабыз:

А ОП2-41-6,  $N=3\text{ кВт}$ ; жана  $n = 955\text{ айл/мин}$  жана

А ОП2-41-0,  $N=2,2\text{ кВт}$ ; жана  $n = 710\text{ айл/мин}$

Кыймылга келтиргичтин кыймыл өткөргүчүн катышын табабыз:

1-чи учурда:  $U = \frac{n}{n_{\text{ж}}} = \frac{955}{28,6} = 33,3$ ; кур үчүн тандап алабыз.  $U_1 = 2$ ;

редуктор үчүн  $U_2 = 4$  жана чынжырлуу өткөргүч үчүн  $U_3 = 4$  жалпы

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 = 2 \cdot 4 \cdot 4 = 32.$$

Берилгенден четтөөсү төмөнкүнү түзөт  $\frac{32-33,3}{33,3} 100\% = 3,8\%$  (четтөөсү 5% чейин уруксат берилет).

Жалпы учурда, кинетикалык схеманы тандоодо жана жалпы кыймыл өткөргүч катышын жеке көбөйтүүгө ажыратууга бир топ чыгарылууга уруксат берилет. Мисалы, эки баскычтуу редукторду орнотуп, курлуу жана чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдөн арылууга болот, ал эми тишбуруолуу редуктордун ПАКтагы тиштүү редукторго караганда бир топ төмөн. Практикалык жактан алганда ал же бул варианттын артыкчылыгын тандоодо

бир гана сырткы өлчөмүнө көңүл бурбастан, ишенимдүү иштөөсүнө, үнөмдүүлүгүнө, монтаждоого ыңгайлуу болуусуна көңүл буруу зарыл.

#### 19.4. Редукторлор боюнча жалпы маалыматтар

**Редуктор** – бул тиштүү же тишбуроолуу кыймыл өткөргүчтөн турган, өзүнчө агрегат түрүндө жасалган жана кубаттуулукту мотордон жумушчу машинага өткөрүп берүү үчүн кызмат кылган механизм.

Кыймылга келтиргичтин кинетикалык схемасына редуктордон тышкары, ачык тиштүү өткөргүч, чынжырлуу же курлуу өткөргүч кирүүсү мүмкүн. (мисал, 20.1-сүрөт).

Редуктордун кызматы – жетеленүүчү октолгоочтун бурчтук ылдамдыгын төмөндөтүп жана айланма моментин жогорулатып берет. Жетелөөчү октолгоочко салыштырганда бурчтук ылдамдыкты жогорулатуучу механизм, өзүнчө жекече түрдө жасалган агрегаттар **ылдамдаткычтар** же **мультипликаторлор** деп аталат.

Редуктор тулгандан турат (чоюндан куюлган же болоттон ширетилген), ага кыймыл өткөргүчтүн тетиктери жайланышат: тиштүү дөңгөлөк, октолгоочтор, муунак жаздыктар ж.б. Кээ бир учурда редуктордун тулгасына илинүүчү жана муунакжаздыкты майлоочу конструкция жайланышат (мисалы, редуктордун тулгасынын ичине дөңгөлөкчөлүү майлоочу насос).

Редуктор белгилүү машинанын кыймылга келтирүү үчүн же болбосо берилген жүк боюнча (чыгуучу октолгоочтун моменти боюнча) жана аткарган кызматына карабастан, кыймыл өткөргүч саны боюнча долбоорлонот.

Кенен колдонуучу редукторлордун кинетикалык схемалары жана сүрөттөрү 19.1...19.18 – сүрөттөрдөн көрсөтүлгөн.

Редуктордун кинетикалык схемасында кирүүчү октолгоочу (бачым айлануучу) **Б** тамга, ал эми чыгуучу октолгоочу (жай айлануучу) **Ж** тамга менен белгиленет.

Редукторлор негизинен төмөнкү өзгөчөлүктөрү боюнча бөлүнөт:

Кыймыл өткөргүчтүн түрү боюнча *тиштүү*, *тишбуроолуу*; баскычтын саны боюнча *бир баскычтуу*, *эки баскычтуу* ж.б.; тиштүү дөңгөлөктүн түрү боюнча *цилиндрдик*, *конустук*, *конустук-цилиндрдик* ж.б.; мейкиндикте редуктордун октолгоочторунун жайланышы боюнча *горизонталдык*, *вертикалдык*; Кинетикалык



схеманын өзгөчөлүктөрү боюнча жайылган, октош, жарыш баскычтуу ж.б. болуп бөлүнөт.

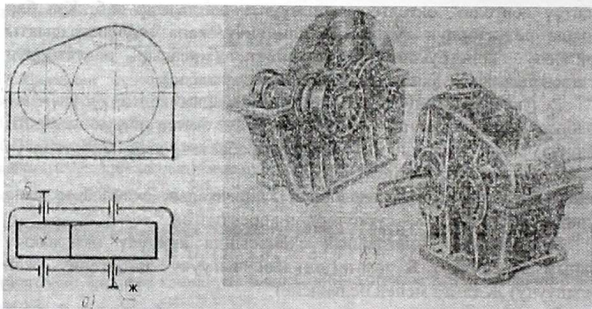
### 19.5. Редукторлордун негизги түрлөрү

Редукторлордун ичинен көбүрөөк таралган түрү горизонталдык (19.1-сүрөт.) редуктор. Бир баскычтуу вертикалдык редуктор 19.2-сүрөттөн көрсөтүлгөн.

Горизонталдык жана вертикалдык редукторлордун дөңгөлөктөрү түз тиштүү, жантак же кайчы тиштүү болушу мүмкүн. Редуктордун тулгасы жалпысынан көбүнчө чоюндун эритмесинен куюлуп жасалат. Сейрек - болот материалдан ширетилет. Сериалык өндүрүштө, редуктордун тулгасын куюп жасоого ыңгайлуу.

Октолгоочтор редуктордун тулгасынын ичине муунак-жаздыктарга монтаждатат. Бир баскычтуу цилиндрдик редуктордун максималдык кыймыл өткөргүч саны  
ГОСТ 185-66 боюнча:

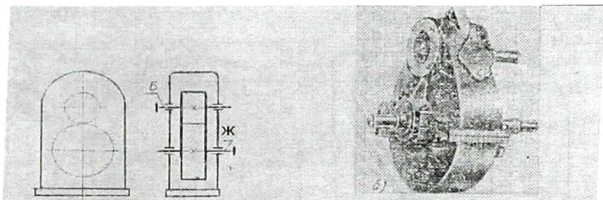
$$U_{max} = 12,5.$$



19.2-сүрөт. Бир баскычтуу цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктүү горизонталдык редуктор:

*а-кинематикалык схем; б-редуктордун жалпы көрүнүшү.*





19.3-сүрөт. Бир баскычтуу цилиндрдик дөңгөлөктүү вертикалдык редуктор:

*а-кинематикалык схема; б-редуктордун жалпы көрүнүшү.*

## 19.6. Бир баскычтуу конустук редукторлор

Конустук редукторлор октору кесилишкен учурда кыймылды октолгоочтордун арасына өткөрүп берүү үчүн колдонулат, конустук редукторлорду жасоодо, жана монтаждоодо цилиндрдик редукторго караганда татаалыраак.

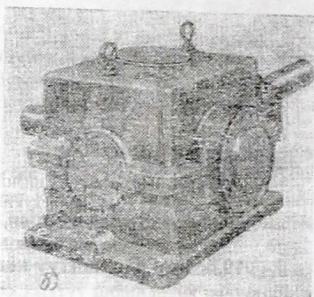
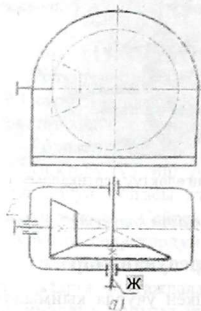
Бир баскычтуу конустук редукторлордун ичинен көбүрөөк, колдонуучу конустук редуктор 19.4, а-сүрөттө көрсөтүлгөн. Бир баскычтуу түз тиштүү дөңгөлөктүү конустук редукторлордун кыймыл өткөргүчүнүн саны, үчтөн ашпайт. Сейрээк учурда  $U = 4$ . Дөңгөлөктүн тиши жантак же ийри сызык болсо, жогорку пределдик катары өткөргүч санды  $U = 5$  деп кабыл алууга мүмкүн.

Түз тиштүү дөңгөлөктүү конустук редукторлорду долбоорлоодо, айланма ылдамдык  $v = 5$  м/с жогору болбосун эске алуу зарыл. Жогорку ылдамдыкта болгон учурда тиши төгөрөк болгон конустук дөңгөлөктү колдонуу сунушталат.

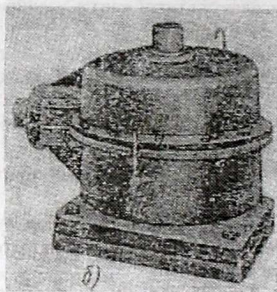
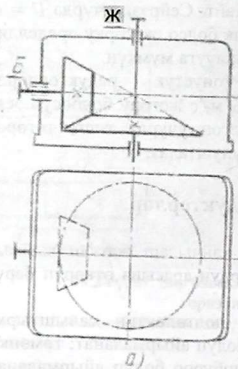
## 19.7. Тишбуроочу редукторлор

Тишбуроочу редукторлор октору кайчылаш жаткан кыймыл өткөргүчтөрдө, кыймылды октолгоочтордун арасына өткөрүп берүү үчүн колдонулат.

Тиш буроо жана тишбуроолуу дөңгөлөктүн салыштырма жайланышы боюнча үч негизги схема болуп айырмаланат: төмөнкү, жогорку жана капталдан жайланган тишбуроо болуп айырмаланат. (19.14...19.16-сүрөт).

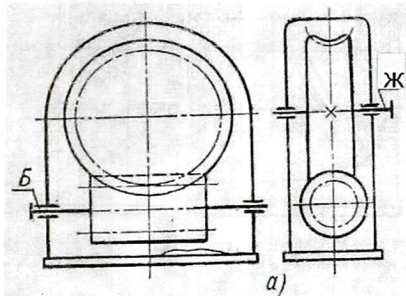


19.4-сүрөт. Бир баскычтуу конустук тиштүү дөңгөлөктүү редуктор:  
*а*–кинематикалык схема; *б*–редуктордун жалпы көрүнүшү.

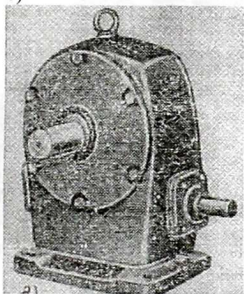


19.5-сүрөт. Бир баскычтуу вертикалдык желелөөчү октолгоочту конустук  
редуктор: *а*–кинематикалык схема; *б*–редуктордун жалпы көрүнүшү.

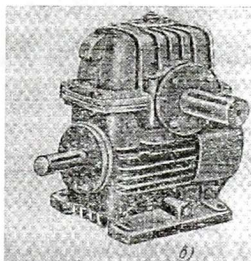
а)



б)

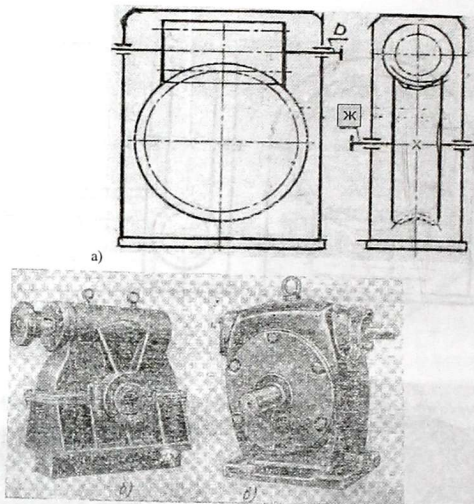


в)

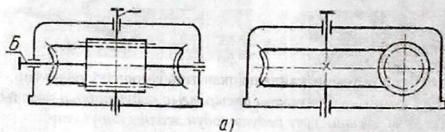


19.6-сүрөт. Тиш бурооч төмөн жайланышкан тишбуроочтуу редуктор: а-кинематикалык схема; б-тулгасы ажыралгыс редуктордун жалпы көрүнүшү; в-тулгасы ажыралуучу редуктордун жалпы көрүнүшү.

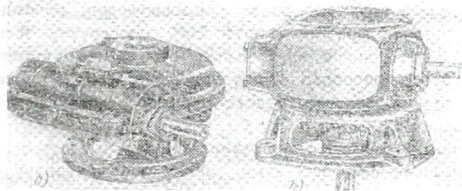
Тиш буроонун төмөн жайланышында тиштердин ийилишинде майлоого ыңгайлуу шарт түзүлөт, ал эми жогору жайланышууда илиниште жышылуудан пайда болгон металл калдыктарынын түшүүсүнүн мүмкүнчүлүгү аз.



19.6.а-сүрөт. Тиш бурооч дөңгөлөктүн үстүндө жайланышкан редуктор.  
*а) редуктордун схемасы; б) редуктордун жалпы көрүнүшү*



Редукторлор өзгөчө кыймылга келтиргичте ыңгайлуу жайланышынан тандалып алынат. Төмөнкүлөрдү эске алууга мүмкүн: Тиш буроонун айланма ылдамдыгы 4...6 м/с чейин болгондо, тишбуроонун төмөн жайланышына артыкчылык берилет; чоң ылдамдыкта майды чачыратканына болгон жогорулатуу өсөт жана ушул абалда тиш буроону дөңгөлөктүн үстүнө орнотуу сунушталат. Тишбуроо дөңгөлөктүн үстүндө жайланышкан



19.7-сүрөт. Дөңгөлөктүн октолгоочунун вертикалдык жайланышкан тиш бурооч редуктор:

*а*–кинематикалык схема; *б*–тулгасы ажыралуучу редуктордун көрүнүшү; *в*–тулгасы ажыратылбаган редуктордун жалпы көрүнүшү.

редукторлорду кыймылга кошкон учурда көбүнчө редуктор начар майлануу менен иштейт (ал эми редукторду токтотуу учурда май дөңгөлөктүн тишинен агып түшүп майлоо начарлайт).

Кыймыл өткөргүч сан тиш буроочу редукторлордо көбүнчө  $U = 8 \dots 80$  түзөт (ГОСТ 2144-76).

Тиш буроочу редуктордун ПАКы салыштырмалуу төмөн болгондуктан аларды чоң кубаттуулукта өткөрүү максатсыз; Андан башка чоң кубаттуулукта алардын сырткы өлчөмү абдан чоңоюп кеткен болот. Практикада тиш буроочу кыймыл өткөргүчтөр 50 кВтка чейинки кубаттуулукту өткөрүү үчүн колдонулат. Үзгүлтүксүз иштеген олтурмаларда тиш буроочу редукторлорду колдонуу рационалдуу болбойт.

## XX ТАРАМ ТИШТҮҮ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨРДҮ ЭСЕПТӨӨ.

### 20.1. Жалпы маалымат

Жабык тиштүү кыймыл өткөргүчтөр өзүнчө тулганын ичине орнотулат (мисалы, редуктордук түрүндө); Мындай кыймыл өткөргүчтөр жетиштүү майлоочу май менен камсыздалат, жогорку ылдамдыкта узак мөөнөткө иштей алат. Тиштердин тийишүү чыңалуусу боюнча чыдамдуулукка текшерет, тиштерден жумушчу беттери чарчап – чалдыгуудан ушаланууга дуушар болбосун үчүн долбоорлук эсептөө жүргүзүлөт.



Ошол эсептөөнүн негизинде дөңгөлөктөрдүн өлчөмдөрү, илинүүнүн параметрлери аныкталган соң, текшерүүчү эсептөө жүргүзүлөт. Тиштердин ийилүү чыңалуусу боюнча тиштердин чыдамкайлуулугу текшерилет. Көпчүлүк учурда, мындай текшерүү тиштердеги ийүүчү чыңалуу, уруксат берилген чыңалуудан төмөн экендигин көрсөтөт.

Ачык тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдө ийүүчү чыңалуу боюнча тиштердин жышылышын эске алып, тиштерди чыдамкайлуулукка эсептейт. Тийишүү чыңалуу боюнча, тиштердин бетин чыдамкайлуулукка текшерүүнүн кажети жок, себеби тиштердин беттериндеги абразивдик жышылуусу, алардын өзгөрүлгөн тийишүү чыңалуусу, тиштерди ушалануудан сактайт. Чоң жүктөмдө, кыска мөөнөттө иштөөчү тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдө, коркунучтуу морт кыйроо болбоосуна же тийишүү чыңалуудан тиштердин жумушчу беттери пластикалык деформацияланууга дуушар болбоосуна текшерүү зарыл.

## 20.2. Цилиндрдик дөңгөлөктөрдү тийишүү чыдамкайлуулукка эсептөө.

Тиштерди эсептөөнүн теориялык негиз кылып Герцтин формуласы пайдаланылат:

$$\sigma_{k \max} = 0,418 \sqrt{\frac{q L_n}{\rho_n}}, \quad (20.1)$$

мында  $q$  – цилиндрлердин тийишүүдөгү  $1\text{ мм}$  узундуктагы салыштырма ж(ктьм),  $\text{Н/мм}$ ;

$E_n$  – цилиндр материалдардын келтирилген серпилгич модулдары,  $\text{МПа}$ ;  $\rho_n$  – цилиндрлердин келтирилген ийри радиусу,  $\text{мм}$ .

$q$  жана  $\rho_n$  тиштүү кыймыл өткөргүчтүн параметрлери менен туюнтабыз (20.8-сүрөт).

Цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөрдү тиштеринин жумушчу бетин чыдамдыкка тийишүү чыңалуу боюнча эсептөө үчүн (20.1) формула пайдаланылат;  $\sigma_{\max}$  эң чоң нормалдуу чыңалууну  $\sigma_H$  менен белгилүү кабыл алынган.

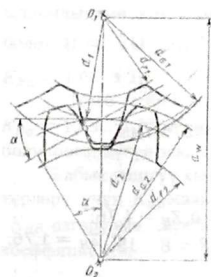
Тиштердин бирдик узундугундагы тийишүү сызыгындагы жүктөм:



$q = \frac{F_n K_H}{E K_\epsilon}$ , мында  $F_n = \frac{F}{\cos \alpha \cos \beta}$  – илинүүдөгү нормалдык күч;  $b$  – венецтин эни;  $K_\epsilon$  – аша жабуу коэффициент;  $F = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$  – айланма күч.

$K_H$  – динамикалык күчтү эске алуучу коэффициент;

Цилиндрдин келтирилген  $\rho_{np}$  радиустарын, уюлдагы илинүү тиштердин эвольвенталык каптал бетин келтирилген радиусу менен алмаштыруу зарыл; ошондой болсо:



$$\rho_1 = \frac{d_1 \sin \alpha}{2 \cos \beta}, \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \beta}, \frac{d_2}{d_1} = U_{21},$$

анда

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \beta (U + 1)}$$

Келтирилген чоңдуктарынын маанилерин (20.1) формулага коюп, андан  $\sigma_H$  -нын тиштүү кыймыл өткөргүчтүн параметринин көз карандылыгын төмөнкүчө туюнтууга болот:

20-1-сүрөт. Эвольвенталдык тиштердин илинүү геометриясы

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\gamma^2)} \frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha} \frac{1}{K_\epsilon} \frac{2T_2 K_H (U+1)}{d_2^2 \cdot b}} \quad (20.2)$$

ГОСТ 21354-75 боюнча практикалык эсептөө үчүн төмөнкүдөй шарттуу белгилөө кабыл алынат:

$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\gamma^2)}}$  – тиштүү дөңгөлөктөрдүн материалынын механикалык касиеттерин эске алуучу коэффициент;

$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$  – уюлда илинишкен тиштердин каптал беттеринин тийишкен формасын эске алуучу өлчөмсүз коэффициент;

$Z_E = \sqrt{1/K_\epsilon}$  – тийишкен сызыктардын суммардык узундугун эске алуучу өлчөмсүз коэффициент;

Түз тиштүү дөңгөлөк үчүн  $K_E = \frac{3}{4E_n}$ ; жантак тиш үчүн  $K_E = E_\alpha$ , мында  $E_\alpha =$  аша жабуунун даражасы. ушундай белгилөөдөн кийин (3.3) формула төмөнкү түргө келет:

$$\sigma_H = (Z_M Z_H Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{2T_2 K_H (Y+1)}{d_2^2 \cdot b}} \quad (20.3)$$

ГОСТ 21354-75 те бул эрежеден четтөөгө уруксат берилет: момент, (Н.м), ал эми  $d$  жана  $b$  мм, чыңалуу жана серпилгич модуль МПа менен (саны боюнча МН/М<sup>2</sup>). туюнтулат.

Болот материалы үчүн:  $E = 2.15 \cdot \frac{10^5 H}{\text{мм}^2}$ ;

Пуассондун коэффициентинин  $\gamma = 0,3$ .

Ушул маанисиндеги коэффициент.

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\gamma^2)}} = \sqrt{\frac{2.15 \cdot 10^5}{3.14(1-0.3^2)}} = 275 \frac{1}{\text{мм}}$$

$Z_H$  коэффициенттин сан маанилери:

түз тиштүү дөңгөлөк үчүн;  $\alpha = 20^\circ, \beta = 0, Z_H = 1.76$ ;

жантак тиштүү дөңгөлөк үчүн:  $\alpha = 20^\circ, \beta = 8 \dots 15^\circ, Z_H = 1.76$ ;

кайчылаш дөңгөлөү үчүн:  $Z_H = 1.57$ .

$Z_\varepsilon$  - коэффициенттин орточо мааниси:

түз тиштүү өткөргүч үчүн:  $\alpha = 20^\circ, Z_\varepsilon = 0.9$ ;

жантак тиштүү дөңгөлөк үчүн:  $Z_\varepsilon = 0.8$ ,

Коэффициенттердин көрсөтүлгөн маанилерин (20,3) формулага койгондон кийин жана андагы  $d_2$  ни  $a_w$  октордун аралыгы менен алмаштырганда:

$$d_2 = \frac{2a_w \cdot U}{U+1},$$

эсептеп жана текшерүү үчүн болгон шартын алабыз:

$$\sigma_H = \frac{320}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_2 (U+1)^2}{b \cdot U^2}} \leq [\sigma]_H; \quad (20.4)$$

жантак өткөргүч үчүн:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_2 (U+1)^3}{b \cdot U^2}} \leq [\sigma]_H. \quad (20.5)$$

Бул формулалардан  $b$  чоңдугун  $a_w$  менен туюнтуп, тиштүү дөңгөлөктүн энинин коэффициентинин жардамы менен,  $\psi_{Ba} = b a_w$  алабыз дорборлоочу эсеп үчүн: түз тиштүү өткөргүч үчүн:

$$a_w = (U + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{310}{[\sigma]_{H \cdot U}}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\varphi_{ba}}}, \quad (20.6)$$

жантак тиштүү өткөргүч үчүн:

$$\alpha_w = (U + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma]_{H \cdot U}}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\varphi_{ba}}}. \quad (20.7)$$

Коэффициент  $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}$ , мында  $K_{H\alpha}$  - тиштердин арасында жүктөмдүн бирдей бөлүнбөгөндүгүн эске алуучу коэффициент; түз тиштүү дөңгөлөктөр үчүн кабыл алынат:

$K_{H\alpha} = 10$ ; жантак тиштүү дөңгөлөктөр үчүн;  $U$  - айланма ылдамдыктын көз карандылыгынан  $K_{H\alpha}$  төмөнкү маанилерге ээ болот:  $U = 10 \dots 20$  м/с болсо жана 7-чи даражадагы тактыкта:

$K_{H\alpha} = 1.0 \dots 1.1$ ;

$U = 10$  м/с чейин болсо жана 8-чи даражадагы тактыкта болсо  $K_{H\alpha} = 1.05 \dots 1.15$ ;  $K_{H\beta}$  - дөңгөлөктүн эни боюнча жүктөмдүн бирдей бөлүнбөгөндүгүн эске алуучу коэффициент.

Жабык тиштүү кыймыл өткөргүчтү долбоорлоодо, редукторлор түрлөрү үчүн  $K_{H\beta}$  маанисин 20.1-табл. боюнча кабыл алынат.

$K_{H\beta}$  өзгөрүлмө жүктөмдө иштеген тиштүү редукторлор үчүн коэффициенти.

20.1-табл.

Тиштүү дөңгөлөктөрдүн таянычка карата жайгашуусу.	Тиштердин беттеринин катуулугу	
	$\leq \text{HB350}$	$> \text{HB350}$
1. Симметриялык	1,00...1,15	1,05...1,25
2. Симметриялык эмес	1,10...1,25	1,15...1,35
3. Учкай	1,25...1,35	1,25...1,45

Турактуу жүктөмдө:  $K_{H\beta} = 1$   $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = 0,4$ ;

Редукторлорду дорборлоодо  $\varphi_{ba} = b/a$  чоңдугу берилет; Түз тиштүү кыймыл өткөргүчтөр үчүн:  $\varphi_{ba} = 0,125 \dots 0,25$ ; жантак тиштүү кыймыл өткөргүчтөр үчүн:  $\varphi_{ba} = 0,25 \dots 0,40$ ;  $\varphi_{bd}$  - эсептеш үчүн  $\varphi_{ba}$  тандалып алынган мааниси боюнча төмөнкү барабардыкты пайдалануу зарыл:

$$d_1 = \frac{2a}{(U+1)};$$

анда

$$\varphi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{b(a+1)}{2a} = 0,5\varphi_{ba}(U+1)$$

$K_{Hv}$ -динамикалык коэффициент дөңгөлөктүн  $\nu$ -айланма ылдамдыктын көз карандылыгынан жана алардын жасоо тактык даражасынан аныкталат.

Түз тиштүү дөңгөлөктөр үчүн айланма ылдамдыгы  $\nu=5\text{мс}$  болгондо ГОСТ 1643-72 боюнча 8-чи даражадагы такты белгилөө керек; андай болгондо  $K_{Hv} = 1,05 \dots 1,10$ . айланма ылдамдыгы  $\nu$  10-дон жогору  $20\text{мс}$  чейин жана 7-чи даражадагы тактыкта:  $K_{Hv} = 1,05 \dots 1,1$ .

$[\sigma]_H$  = уруксат берилген тийиштүү чыңалуу долбоорлоочу эсепте, төмөнкү формуладан табылат:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} k_{HL}}{[N]_H}$$

Мында  $\sigma_{H \lim b}$  -чыдамкайлуулуктун тийишүү чеги.

$\sigma_{H \lim b}$  мааниси 20.2 таблицада келтирилген чыдамкайлуулуктун тийишүү чеги

20.2-табл.

Тиштерди иштетүүнүн термохимиял ыкмалары	Тиштердин беттеринин орточо катуулугу	Болот	$\sigma_{H \lim b}, \text{H/мм}^2$
1.Ченге келтирүү	< HB 350	Көмүртектүү жана маңыздалган	2HB+70
2.Көлөмдүү бышыруу	HRC 38...50		18HRC+150
3.Үстүртөн бышыруу	HRC 38...50		17HRC+200
4.Цементтөө жана нитроцементтөө	HRC 40...50	Көмүртектүү жана маңыздалган	23HRC
5.Азоттоо	HV 50...750	Маңыздалган	1050

$K_{HL}$  — узак мөөнөткө иштөө коэффициенти дөңгөлөктүн ар биринин тишинин жүктөлүү циклдарынын саны, базалыктан чоң болсо, анда  $K_{HL} = 1$ . Башка учурларда,  $K_{HL}$  төмөнкү

формула боюнча эсептелет:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HO}}}$$

Дөңгөлөктөрдү эсептөөдө, эгерде дөңгөлөк нормалдаштырылган же жакшыртылган болоттон болсо же  $K_{HL} = 2,6$  чоң болот, анда  $K_{HL}$  кабыл алынат;  $K_{HL} = 2,6$ .

Тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо үчүн колдонуучу болоттордун механикалык касиеттери.

Бышырылган болот дьнгьльктър үчүн  $K_{HL} \leq 1,8$ ;

$[n]_H$ - коопсуздук коэффициент; нормалдаштырылган жана жакшыртылган болот дөңгөлөктөр үчүн  $[n]_H=1,1 \dots 1,2$ .

Уруксат берилген тийишүү чыңалуу түз тиштүү болгон дөңгөлөктөр үчүн төмөнкү формуладан табылат:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}), \quad (20.8)$$

мында  $[\sigma]_{H1}$  жана  $[\sigma]_{H2}$  дөңгөлөкчө жана дөңгөлөк үчүн уруксат берилген тийишүү чыңалуу.

Ушул чоңдуктар табылгандан кийин, төмөнкү шарттын аткарылуусун текшерүү зарыл:  $[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{H \min}$ , мында  $[\sigma]_{H \min}$ , ар дайым барабар  $[\sigma]_{H2}$ .

### 20.3. Эсептеп долбоорлоонун удаасы менен аткарылышы

1.(20.6) же (20.7) формулаларын оң жагына кирген чоңдуктар аныкталат, түз же жантак тиштүү кыймыл өткөргүчтөр үчүн, мында өткөрүлүп берилүүчү чоңдуктардын катарына  $T_2$  момент кирет.

$K_H$ - коэффициент жана  $[\sigma]_H$  уруксат берилген чыңалуу, жогоруда келтирилген чоңдуктар боюнча табылат; өткөргүч сан  $U$  барабар тиштүү дөңгөлөктүн тишинин санын  $Z_2$ -ти дөңгөлөкчөнүн тишинин санын  $Z_1$ - ге бөлгөнгө барабар ;  $Z_1$  жана  $Z_2$  эсептөөнүн башында белгисиз болгондуктан, анда кабыл алынат:

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

мында  $\omega_1, \omega_2$  бурчтук ылдамдыктар, же  $n_1, n_2$  айлануу жыштыктары тапшырмада берилген.

Эсептелип алынган  $U$ -ну стандарттык мааниге чейин тегеректөө керек:

1-катар...1 1,25 1,6 2,0 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0

2-катар...1,12 1,4 1,8 2,24 2,8 3,55 4,5 5,6 7,1 9,0

Биринчи катар экинчиге караганда артыкчылыгы бар.

Стандарттык кыймыл өткөргүч сандын маанисин, номиналдык маани катарында кароого болот. Кийинчерээк  $Z_1$  жана  $Z_2$  маанилерин тактагандан кийин  $U$  чыныгы мааниси такталат. Ал,  $U$  номиналдыктан 2,5% чоң айрымаланууга болбоо керек  $U \leq 4,5$

болгондо  $\psi_{\text{ба}}$  кайырманьын коэффициентинин эни катардан тандалып алынат:

0,100; 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 1,0;

Жантак тиштүү дөңгөлөк үчүн:  $\psi_{\text{ба}} = 0,25$  тен 0,63 чейин, сунушталат. Түз тиштүү дөңгөлөктөр үчүн:  $\psi_{\text{ба}} \leq 0,25$  чектелүүнү сунуштайт.

20.3-таблица

Болоттун маркасы	Даярдам анын диаметри, мм	Бекемдик чеги $\sigma_b, \text{H/мм}^2$	Агуунун чеги, $\sigma_T, \text{H/мм}^2$	Катуулугу НВ	Термо-иштетүү
45	100...500	570	290	190	Нормалдаштыруу
45	90 чейин	780	440	230	
	90...120 130 жогору	730 690	390 340	210 200	
40Х	120 чейин	930	690	270	Жакшыртылган
	120...160 160 жогору	880 830	590 540	260 245	
40ХН	150- чейин	930	690	270	
	140...180 180 жогору	880 835	590 540	260 245	
30ХГС	140 чейин 140жогору	1020 930	840 740	260 250	
Болоттордун маркалары		Катуулугу НRC		Термо иштетүү	
30ХГС,35ХМ,40Х, 40ХН		45...55		Бышыктоо;	
12ХГН,18Х2Н4НА,20Х М		50...63		цементтөө жана	
20ХГН,25ХГТ,30ХГТ,35 Х,		56...63		нитроцементтөө	
40Х,40ХН,35ХМ		45...63		Азоттоо	

2.Октордун арасындагы аралык  $a_W$  (20.7)же (20,8) формула боюнча аныктап жана аны чоңураак маанисин 2185-66 ГОСТ боюнча төмөндөгү маанилердин катарынан тандалып алынат:

**1-катар: 40,50,63,80,100,125,160,200,250,315,400,500:**

**2-катар: 45,55,71,90,112,112,140,180,240,250,355,450,560:**



3. СТ СЭВ боюнча модульду (0,01...0,02)  $a_w$  интервалда тандап алынат (мм):

1-катар: 1, 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

2-катар: 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 5,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18;

4. Тиштердин суммардык саны төмөнкүдөн табылат:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2.$$

Стандартталган модуль, түз тиштүү жана кайчылаш тиштүү дөңгөлөктөр үчүн.

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m}. \quad (20.9)$$

Түз жана кайчылаш тиштер стандарттык нормалдык модульдар үчүн:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n}. \quad (20.10)$$

Тиштердин жантаюу бурчу, жантак тиштүү дөңгөлөктөр үчүн  $\beta = 8 \dots 15^\circ$  интервалында, кайчылаш үчүн  $\beta = 25 \dots 40^\circ$  ( $45^\circ$  чейин), алынат.

5. Дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн тиштеринин саны табылат:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{Z_{\Sigma}}{u+1}; \\ Z_2 &= Z_{\Sigma} - Z_1. \end{aligned} \right\} \quad (20.11)$$

$Z_1$  жана  $Z_2$  маанилери боюнча, кыймыл өткөргүчтүү саны төмөнкүдөн такталат:

$$U_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Кыймыл өткөргүч сан  $U \leq 4.5$  болгондо, мурда кабыл алынган номиналдык кыймыл өткөргүч сандан 2,5%  $U > 4,5$  жана 4% ашпоо зарыл.

Бардык көрсөтүлгөн төгөрөктөөдөн кийин, октордун арасындагы аралыкты аныктоо зарыл: түз жана кайчылаш тиштүү дөңгөлөктөр үчүн стандарттык төгөрөктөлгөн модульду;

$$a_w = 0.5(Z_1 + Z_2)m; \quad (20.12)$$

мында, текшерүү катаанын жоктугун далилдейт; Жантак жана кайчылаш тиштүү дөңгөлөктөр үчүн номиналдуу, стандарттык модульду:

$$a_w = 0,5(Z_1 + Z_2) \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (20.13)$$

Текшерүүнүн жыйынтыгында мурда алынган  $a_w$  маани стандартка дал келбөөсү байкалып калуусу мүмкүн. Бул абалда дал келбестикти  $\beta$  бурчун өзгөртүү менен түздөө керек:

$$\cos \beta = 0,5(Z_1 + Z_2) \frac{m_n}{a_w}; \quad (20.14)$$

Эсептөөнүн тактыгын беш санга чейин аткаруу зарыл. Андан кийин эсептөөнү текшерүүнү сунуштап, төмөнкүлөрдү аныктап:

$$d_1 = Z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta}; d_2 = Z_2 \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad (20.15)$$

мындан  $\frac{d_1+d_2}{2} = a_w$  мурда кабылган маанисине дал келгендигине ишенүүгө болот.

6. Эсептөөнүн башка варианттары болушу мүмкүн: дөгөлөкчөнүн тишинин саны берилет ал,  $Z_{min}$ -дан кем болбоосу керек. Түз тиштүү дөгөлөктөр үчүн:

$$Z_{min} = 17;$$

жантак жана кайчылаш үчүн:

$$Z_{min} = 17 \cdot \cos^3 \beta.$$

Андан кийин табылат:

$$m_t = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2},$$

же

$$m_n = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2}, \quad (20.16)$$

алынган маани төгөрөктөлөт жана андан ары эсептөө жогоруда көрсөтүлгөндөй жүргүзүлөт. Дөгөлөкчөнүн жана дөгөлөктүн өлчөмдөрү табылгандан кийин (20.3) формула боюнча эсептелген тийишкен чыңалуунун маанисин текшерүү зарыл. Себеби, кыймыл өткөргүчтүн өлчөмдөрүн тактагандан кийин жана төгөрөктөгөндөн кийин  $Z_M, Z_N, Z_\varepsilon$  жана  $Z_H$  коэффициенттери, балким, тагыраак туюнтулушу мүмкүн, алдын ала алынган долбоордук эсептөөгө караганда.

$Z_M$ -коэффициент болоттон жасалган дөгөлөктөр үчүн жогоркудан табылган:

$Z_M = 275 \frac{H^{1/2}}{MM} \cdot Z_M$ - дин маанисин формулага жана  $d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot U}{U+1}$  маанисин (37.4) формулага коюп, аны төмөнкү түргө келтирет.

$$\sigma_H = 195 \frac{Z_H \cdot Z_\varepsilon}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (U+1)^3}{b \cdot U^2}} \quad (20.17)$$

Бул формулага кирүүчү чоңдуктардын мааниси жана алардын бирдиктери, алардын өлчөөлөрү (20.4) формулага түшүнүк бергенде

көрсөтүлгөн. Бирок, алдын ала эсептөөдө  $Z_E$  жана  $Z_H$  коэффициенттери болжолдоп алынган, андан текшерилүүчү эсептөөдө, аларды тактоо зарыл:

Түз тиштүү кыймыл өткөргүч үчүн:

$$Z_E \leq \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

жантак кыймыл өткөргүч үчүн:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

мында, үч беттик аша жабуу коэффициенти:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta$$

$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$  коэффициенттин чоңдуктарын тактоо үчүн 37.4, 37.5 жана 37.6 таблицалар кызмат кылышат.

Тийишүү чыңалууну текшерүүчү эсептөөдө тактоо үчүн, ошондой эле (37.9) формулага кошумча күбөйтүүчүлөрдү киргизүү зарыл:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H \cdot \lim_b K_{HL} Z_R \cdot Z_V \cdot K_I \cdot K_H}{[N]_H} \quad (20.18)$$

Мында  $\sigma_H$  жана  $K_{HL}$  (3.9) формуладагыдай мааниге ээ, коопсуздук коэффициент нормалдаштырууда

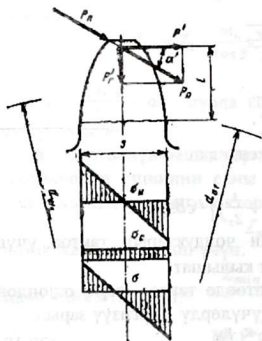
$$[n]_H = 1, 1 \dots 1, 2;$$

$Z_R$  коэффициент адыр-бодурдугунун таасирин көрсөтөт:

$R_\alpha = 0,63 \dots 1,25$  мкн, болгондо:  $Z_R = 1,0$

$Z_R = 1,25 \dots 2,5$  мкн болгондо:  $Z_R = 0,95$ .  $Z_R = 10 \dots 20$  мкн;

## 20.4. Цилиндрик дөңгөлөктөрдүн тиштерин ийилүүчү чыдамдуулукка эсептөө.



20.2-сүрөт. Түз тиштүү цилиндрик дөңгөлөктүн эсептөө схемасы.

Тиштин жүктөмүн эсептөөчү схема 20.3- сүрөттөн көрсөтүлгөн.

ГОСТ 21354-75 боюнча тиштердин ийилүүдөгү чыдамдуулугуна текшерүүчү формула төмөнкү түргө келет:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F \cdot Y_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (20.19)$$

Долбоорлоодо ийилүүнү эсептөөчү формуланы чыгаруу үчүн,

-  $\psi_{bm} = b/m$  коэффициентти киргизилип,  $F = 2T/mz$   $b_w = \psi_{bm} m$  формулалары менен алмашылат, (20.19) формуланын негизинде

$$m = \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot T_1 \cdot Y_F}{[\sigma]_F \cdot \psi_{bm} \cdot z_1}} \quad (20.20)$$

формуласы алынат.

Мында  $T$  момент ( $\text{Н} \cdot \text{мм}$ ) жана  $Z$  тиштеринин саны дөңгөлөк боюнча алыншы мүмкүн, себеби:

$$\frac{T_1}{z_1} = \frac{T_2}{z_2} \quad (20.21)$$

Эсептөөнүн тиштеринин  $[\sigma]_F / Y_F$  катышы аз болгон дөңгөлөктөр үчүн жүргүзүү зарыл.

$K_F$  коэффициентинин мааниси ГОСТ21354-75 берилген.

Жылдырылбай жасалган дөңгөлөктөр үчүн  $Y_F$  төмөнкү мааниге ээ.

$Z$ ..... 17 20 25 30 40 50 60 80 100 жана андан көп  
 $Y_F$ ..... 4,28 4,09 3,90 3,80 3,70 3,6 3,66 3,61

$K_F$  жүктөм коэффициенти эки көбөйтүндүдөн турат:

$K_{F\beta}$  коэффициенттеринин маанилери 20.4-табл. келтирилген.

$K_{F\beta}$  коэффициенттин маанилери динамикалык коэффициенттин мааниси 20.5-табл. келтирилген.

$\Psi_{\text{ед}} = \frac{\delta}{d_{\text{w1}}}$	Тиштердин жумушчу беттеринин катуулугу							
	≤HB 350				>HB 350			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0,2	1,0	1,04	1,15	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,67	1,40	1,09	1,18	-	-
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

20.5-табл.

Тактыктын даражасы	Айлана ылдамдык $v$ , м/с				
	1 чейин	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,02	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,013	-	-
9	1,1	1,06	-	-	-

Уруксат берилген чыңалууну (дал чеги) тандоо ыкмасы ГОСТго берилген, окуу максатында, уруксат берилген чыңалуу төмөнкү формула боюнча табылат:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^2 \text{in} b}{[n]_F} \quad (20.22)$$

Бекемдиктин запас коэффициенти  $[n]_F$  эки коэффициенттин көбөйтүндүсүнөн табылат:

$$[n]_F = [n]_F^1 \cdot [n]_F^{11}$$

Биринчи коэффициент  $[n]_F^1$  дөңгөлөктөрдүн материалдары турактуу болбогондугун көрсөтөт: 40,45,50,40X, 40XH,40XФА болот маркалары үчүн:  $[n]_F^1 = 1,75$ .

Экинчи көбөйтүүчү  $[n]_F^{11}$  тиштүү дөңгөлөктүн даярдамасынын алуу ыкмаларын көрсөтөт:

Штамповка менен алынса  $[n]_F^{11} = 1,0$ ; прокат үчүн  $[n]_F^{11} = 1,15$ ; куюу жолу менен алынган даярдама үчүн  $[n]_F^{11} = 1,3$ .

Текшерүүчү эсептөөдө ГОСТ сунуштайт, уруксат берилген чыңалууну төмөнкү көз карандылыктан тандалып алынат:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Fltn}}{[n]_F} Y_S \cdot Y_R \cdot K_{XF},$$

мында  $\sigma_{Fltn}$  -чыдамдуулуктун чеги эквиваленттик циклдардын санында;

$$\sigma_{Fltn} = \sigma_{Flimb} \cdot K_{Fq} \cdot K_{Fd} \cdot K_{FL},$$

мында  $K_{Fd}$  – тиштердин беттерин бүлөөлөөнүн (шлифовка) таасирин эске алуучу коэффициент;  $K_{Fq} = 1$ ;

$K_{Fd}$  -деформациялык бекемдөө эске алуучу коэффициент; андай бекемдөө болбогон учурда  $K_{Fd} = 1$ ;  $K_{FC}$  -эки жактан таасир эткен жүктүн таасирин эске алуучу коэффициент; Бир жактан таасир эткен болсо  $K_{FC} = 1$ . ГОСТ боюнча бардык болот материалдары үчүн базалык циклдардын санын  $H_{FO} = 4.10^6$  кабыл алат, ал эми базалык эквиваленттик циклда,  $K_{FL} = 1$ .

(20.2-сүрөттү кара) 20.6-табел.

20.6-табл

Параметри	Дөңгөлөкчө	Дөңгөлөк
	Эсептөөчү формула	
Бөлүүчү диаметр	$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}$	$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$
Тиштердин чокусундагы айлананын диаметри	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$	$d_{a2} = d_2 - 2m_n$
Ойдундагы диаметр	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$
Октордун ортосундагы аралык	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5 \frac{m_n}{\cos \beta} (Z_1 + Z_2).$	

## 20.5. Жантак жана кайчылаш тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөөнүн өзгөчөлүктөрү.

Жантак жана кайчылаш тиштүү дөңгөлөктөрдүн жүк көтөрүмдүүлүгү, түз тиштүүлүкө караганда жогору.

Жантак тиштүү кыймыл өткөрүү текшерүү үчүн төмөнкү формула кызмат кылат:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_\beta \cdot K_{Fa}}{b_w \cdot m_n} \leq [\sigma]_F. \quad (20.23)$$



Мында  $Y_F$  коэффициенти (20.22) формуладагыдай эле мааниге ээ, бир гана айырмасы анын тиштеринин санынын эквиваленттүүлүк боюнча тандап алуу керек:

$$Z_v = Z / \cos^3 \beta.$$

Түз тиштүү болгон учурда  $Y_\beta$ -коэффициент кетирилген каталыгын камсыздоо үчүн киргизилет. Бул коэффициент төмөнкү формуладан табылат:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$$

мында  $\beta$ -тиштердин бөлүүчү сызыгына жантак бурчунун градуусу  $K_{F\alpha}$ -коэффициент жүктүү тиштердин арасына бирдей бөлүнбөгөндүгүн мүнөздөйт. Окуу долбоорлорунда кабыл алууга болот, эгерде тактык даражасы 8 болсо, анда  $K_{F\alpha}=0,75$ .

## 20.6. Конустук тиштүү дөңгөлөктөрдү эсептөө

(20.26) формуланын негизинде конустук тиштүү дөңгөлөктүн геометриясынын өзгөчөлүгүн эске алып (20.3-сүрөт) тишешлүү өзгөртүүдөн кийин, конустук түз тиштүү дөңгөлөктүү текшерүүчү эсептөөдөгү, тийишүү чыңалууну табуучу формуланы алабыз.

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b \cdot U^2}}. \quad (20.24)$$

20.3-сүрөт. Конустук тиштүү дөңгөлөктөр менен кыймыл өткөрүү

Ортоңку конустук аралык боюнча эсептөөдө:  $R=R_e - 0,5\ell$  (20.24) формула төмөнкү түргө келет.

$$\sigma_H = \frac{335}{R} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b \cdot U^2}} \quad (20.25)$$

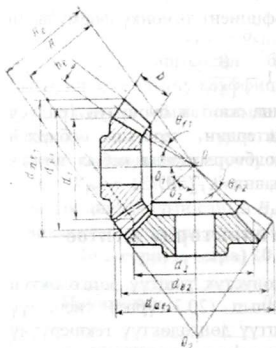
Мында  $R_e$  жана  $R$ -сырткы жана ортоңку конустук аралык, мм;  $K_H$ -жүктөмдүк коэффициенти, цилиндрдик түз тиштүүдөгүдөй кабыл алынат.

$T_2$ -дөңгөлөктөгү айлантуучу момент, [Н. мм];  $\ell$  -тиштүү кайрыманын эни, мм;

Долбоорлоо эсебинде, дөңгөлөктүн сырткы бөлүүчү диаметри табылат:

$$d_{e2} = \sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{K_H \cdot T_2 \cdot U}{(1 - 0,5\psi_b R_e)^2 \psi_b R_e}} \quad (20.26)$$

Эсептин жыйынтыгын СТ СЭВ 229-75 боюнча төгөрөктөйт (30-бетти кара). Мында тиштүү дөңгөлөктүн кайрымасынын энинин коэффициенти  $\Psi_b R_e = b/R_e \leq 0,3$ .  
Текшерүүчү эсептөөдө,  $K_H$  мааниси такталат. Андан кийин дөңгөлөктүн тишинин саны табылат.



20.3-сүрөт.

Дөңгөлөктүн

тиштеринин саны:  $Z_2 = Z_1 \cdot U$ .

$Z_1$  жана  $Z_2$  табылган маанилери бүтүн санга чейин төгөрөктөлгөндүктөн, андан тактоо зарыл:

$U = Z_2/Z_1$  жана  $\delta_2 = \arctan u$ .  
бурчун сырткы айлана модул;  
 $m_e$ -алынган маанисин төгөрөктөөнүн кереги жок.

$$m_e = d_{e2}/Z_2$$

Кыймыл өткөргүчтүн калган параметрлери 20.11-табл. боюнча табылат.

Дөңгөлөкчө үчүн:

$$Z_{1min} \geq 17 \cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta. \quad (20.27)$$

тандап алууга сунушталат:  $Z_1 \approx 18 \dots 30$ .

ГОСТ 19325-73 жана 19624-74 боюнча конустук түз тиштүү дөңгөлөк. ( $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  жана  $\alpha = 20^\circ$ )

Конустук дөңгөлөктүн тиштеринин чыдамкайлуулукка текшерүү ийүү чыңалуу боюнча төмөнкү формуладан аткарылат

$$\sigma_F = \frac{F \cdot K_F \cdot Y_F}{b m} \leq [\sigma]_F. \quad (20.28)$$

Мында  $K_F$ -жүктүк коэффициент ийүүгө эсептегенде аны, так ошондой түз тиштүү дөңгөлөк үчүн алынат;  $F$ -айланма күч:

$$F = \frac{2T_2}{d_2};$$

$Y_F$ -тиштердин формасынын коэффициенти, тиштердин санынын эквивалентинин көз карандылыгынан тандалып алынат:

$Z_v = Z / \cos \delta$ ;  $m$ -орточо модул.

$[\sigma]_F$ -уруксат берилген чыңалууну цилиндрик тиштүү доңгөлөктөрдөй эле так ошондой табылат;

## 20.7. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөө

### 1. Жалпы маалымат

ГОСТ2144-76 боюнча эки катар өткөргүч сан каралат:

1-чи катар: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;

2-чи катар: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71;

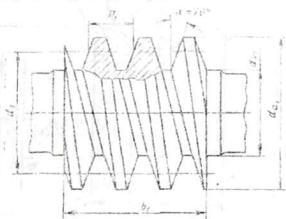
Чоң U-ну алыш үчүн эки баскычтуу кыймыл өткөргүч колдонулат.

U-нун анык мааниси стандарттан айырмасы 4% чейин уруксат берилет.

$Z_1$ - өсүшүнөн оромо тиштин көтөрүлүү бурчу көбөйөт жана кыймыл өткөргүчтүн ПАКы жогорулайт. Керексиз бир кирүүчү оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтү колдонуу сунушталбайт.

### 2. Кыймыл өткөргүчтүн негизги параметри.

Кыймыл өткөргүчтүн негизги параметри 20.5 таблицада жана негизги өлчөмдөрү 20.5 сүрөттө берилген.



20.4-сүрөт. Цилиндрик оромо тиш

### Оромо тиш бурооч. Оромо тиш буроочтун эсептелүүчү

$P_1$  кадамы менен  $m$  -модулу жана  $P_{z1}$  тиш буроочтун жолу төмөнкү формула боюнча туюнтулат:

$$P_1 = \pi \cdot m = P_{z1} / Z_1 \quad (20.29)$$

Оромо башталгыч цилиндрдин диаметри  $m$  -модулу аркылуу аныкталат:

$$d_1 = q \cdot m,$$

(20.30) мында,  $q$ -оромонун диаметринин коэффициенти, аны

$q=8...13$  чегинде кабыл алабыз.  $m, q$  жана  $z$  параметрлери ГОСТ 2144-46 боюнча алынат.

Оромо тиштин чокусундагы диаметри:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2). \quad (20.31)$$

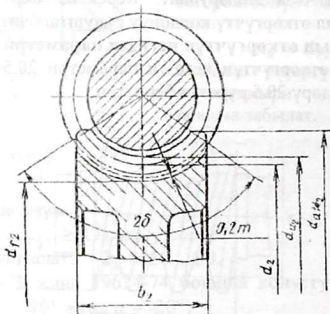
Ойдуңундагы диаметр:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4). \quad (20.32)$$

Оромо тиштин кесилүүчү бөлүгүнүн  $b_1$  -узундугу:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 = 1 \text{ же } 2 \text{ болгондо } b_1 &\geq (11 + 0.06Z_2) \cdot m \\ Z_1 = 3 \text{ же } 4 \text{ болгондо } b_1 &\geq (12,5 + 0.09Z_2) \cdot m \end{aligned} \right\} \quad (20.33)$$

### Оромо тиштүү дөңгөлөк



20.5-сүрөт. Оромо тиш менен дөңгөлөктүн кесилиши.

Дөңгөлөктүн бөлүүчү диаметри:

$$d_2 = z_2 \cdot m \quad (20.34)$$

Дөңгөлөктүн чокусундагы диаметр:

$$d_{a2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2) \quad (20.35)$$

Дөңгөлөктүн ойдуңундагы диаметр:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4) \quad (20.36)$$

Дөңгөлөктүн эң чоң диаметрин төмөнкү формула боюнча аныктоо сунушталат:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1+2} \quad (20.37)$$

Дөңгөлөктүн тиштүү каймасынын  $v_2$  эни катнаш боюнча алынат:

$$\left. \begin{aligned} z_1 = 1 \dots 3; \text{ болсо } b_2 \leq 0,75 d_{a1}; \\ z_1 = 4 \text{ болсо } b_2 \leq 0,06 d_{a1}. \end{aligned} \right\} \quad (20.38)$$

Жылдырбастан жасалган цилиндрдик оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтүн параметрлери (ГОСТ 2144-76).

20.7-табл.

a <sub>w</sub> , мм		m, мм	q	Z <sub>2</sub> :Z <sub>1</sub> =U
1-катар	2-катар			
50		2,5	8	32:4; 32:2;32:1
		2	10	40:4; 40:2;40:1
63		3,15	8	32:4; 32:2;40:1
80		4	8	32:4; 32:2;32:1
100		5	8	32:4; 32:2;32:1
		4	10	40:4; 40:2;40:1
125		5	10	40:4; 40:2;40:1
		4	12,5	50:4; 50:2;50:1
	140	5	16	40:4; 40:2;40:1
160		8	8	32:4; 32:2;32:1
200		10	8	32:4; 32:2;32:1
		8	10	40:4; 40:2;40:1
250		12,5	8	32:4; 32:2;40:1
		10	10	40:4; 40:2;40:1
		8	12,5	50:4; 50:2;50:1
	280	10	16	40:4; 40:2;40:1
		10	10	46:4; 46:2;46:1
400		20	8	32:4; 32:2;40:1
		16	10	32:4; 32:2;40:1

### 3. Оромо тиштүү редуктордун пайдалуу аракет коэффициентти.

Оромо тиштүү редуктордун илинүүдөгү ПАКы, таянычтагы жана майды чачып жана аралаштырганда сарпталган энергияны эске алганда:

$$\eta = (0,95 \dots 0,9) \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \rho)}, \quad (20.39)$$

мында  $\rho^1$ -келтирилген сүрүлүү бурчу.

Тиштүү буроонун жибинин санынын өсүшү менен  $\gamma$  жана  $\rho^1$  сүрүлүү бурчунун азайуусунан ПАК жогорулайт.

Кыймыл өткөргүчтүн параметрлери аныкталганга чейин ПАКты алдын ала аныктоодо, болот тиш буроо жана бронзолук кайма дөңгөлөк үчүн  $f^1 \approx 0,04 \dots 0,06$ , ал эми болот тишбуроо жана чоюнду каймага  $f^1 \approx 0,08 \dots 0,12$  кабыл алууга болот.

Тиш буроонун жана дөңгөлөктүн айланма ылдамдыктары төмөнкү формуладан табылат:

$$v_s = V_1 / \cos \gamma \quad (20.40)$$

же

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}, \quad (20.41)$$

мында  $v_1 = 0,5 \omega_1 \cdot d_1 \cdot 10^{-3}$ -тиш буроонун жана дөңгөлөктүн айланма ылдамдыктары, м/с;  $\omega_1$  жана  $\omega_2$ - тиш буроонун жана дөңгөлөктүк бурчтук ылдамдыгы, рад/с тиш буроо кыймыл өткөргүчтүн ПАКы жогору болбогондуктан аларды кубаттуулугу 50кВттан жогору болбогон кубаттуулукту өткөрүп берүү үчүн колдонот.

### 4. Тийишүү жана ийилүү чыдамкайлуулукка эсептөө.

Тишбуроо дөңгөлөктөрдүн тиши, тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштери сыяктуу эле, тийишүү жана ийилүү чыдамкайлуулукка эсептелет.

Тишбуроо кыймыл өткөргүчтөргө карата тийишүү чыдамкайлуулукка эсептөө бир гана ушаланбоону камсыз кылат.

Тийишүү чыдамкайлуулукка эсептөөнүн негизинде талап кылынган октордун аралыгы аныкталат:

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q}\right)^3 \sqrt{\left(\frac{0,463}{Z_2[\sigma]_H}\right)^2 T_{p2} \cdot E_{np}} \quad (20.42)$$

мында  $Z_2$ -тишбурооч дөңгөлөктүн тишинин саны;  
 $q$ -тиш буроонун диаметр коэффициентти;



$[\sigma]_H$ - уруксат берилген тийишүү чыңалуусу;

$T_{p2} = KT_2$ -тишбурооч дөңгөлөктүн октолгоочунун эсептелүүчү моменти;  $E_{np}$ -келтирилген серпилгич модулу.

(20.36) формула жана (20.37),(20.39) төмөндө келтирилген формулалар шарттуу камтылган бурчу  $2\delta=100^\circ$  болгон тиш бурооч дөңгөлөктүн кайма формасы түрдүүчө болгон тишбурооч дөңгөлөктөр үчүн тиешелүү чоюндун жана бронзонун серпилгич модулу бирдей болгондуктан, болот-бронзо жана болот чоюн материалдар үчүн (20.36) формулага  $E_{np} \approx 1,32 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$  орточо маани киргизип жөнөкөйлөтүүгө болот:

$$\alpha_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{q} \frac{Z_2 [\sigma]_H}{q}\right)^2} T_{p2}, \quad (20.43)$$

мында  $T_{p2}$  [Н. мм];  $\alpha_w$  мм  $[\sigma]_H$  [Н/мм<sup>2</sup>].

$\alpha_w$ -тапкандан кийин, илинүү модулу төмөнкү катнаштан табылат:

$$m = \frac{2\alpha_w}{q - Z_2}. \quad (20.43)$$

Модулдун алынган мааниси сандарга жакын мааниге тыгыздыкты (20.7-табл. кара).  $m$  жана  $q$  стандарттык мааниси боюнча тандалып алынгандан кийин, анык октордун аралыгын эсептеп чыгуу зарыл.

Мисал үчүн  $Z_1 = 2, Z_2 = 32$  жана  $q = 10$  болгондо (21.39) формула боюнча октордун аралыгы

$\alpha_w = 78$  мм. Модулду эсептейбиз:

$$m = \frac{2\alpha_w}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 78}{10 + 32} = 3,73 \text{ мм.}$$

20.7-табл. боюнча модулду кабыл алабыз  $m = 4$  мм жана ушул стандарттык модулдун маанисинде:  $q = 10$ .

Анда октордун аралыгы:

$$\alpha_w = \frac{q + Z_2}{2} \cdot m = \frac{10 + 32}{2} \cdot 4 = 84 \text{ мм.}$$

Илиништин параметрлери аныкталгандан кийин жүктөм коэффициентин жана уруксат берилген чыңалууну тактоо зарыл.

Тиш буроочтун жана дөңгөлөктүн материалдары ар түрдүү болгон болсо:

$$\sigma_H = \frac{1,31}{d_2} \sqrt{\frac{T_{p2}}{d_1}} \leq [\sigma]_H \quad (20.44)$$

Тишбуруоч жана дөңгөлөк болоттон же чоюндан же кайма бронзадан жасалган болсо,

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{T_{p2}}{a_1}} \leq [\sigma]_H \quad (20.45)$$

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2/q} \sqrt{\frac{T_{p2} \left( \frac{Z_2+1}{q} \right)^2}{\alpha_{sw}^3}} \leq [\sigma] \quad (20.46)$$

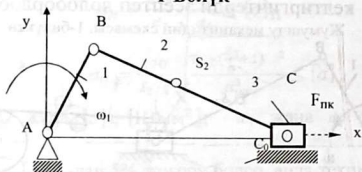
Мында  $\sigma_H$  жана  $[\sigma]_H$  [Н/мм<sup>2</sup>];  $d_1$  жана  $d_2$  жана  $a_w$  жана  $T_{p2}$  [Н · мм].

Эгерде  $\sigma_H$ ,  $[\sigma]_H$  -дан 5% жогору болсо, анда текшерүүчү эсептин жыйынтыгы канаттандырылган болуп эсептелет (Кыймыл өткөргүч ашыкча жүктөлгөн болот), ошондой эле, эгерде эсептелүүчү чыңалуу, уруксат берилген чыңалуудан 15% төмөн болгон болсо (Кыймыл өткөргүч жүктөлбөгөн болот).



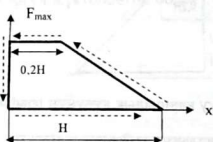
# XXI ТАРАМ. КУРСТУК ДОЛБООРЛООГО МИСАЛ

## 21.1 Ийримуунактуу - жылгыч механизмди анализдөө. 1-Бөлүк



22.1.-сүрөт.

Жумушчу механизмдин схемасы



Берилиши:

$$\begin{aligned}l_{AB} &= 0,2 \text{ м} \\l_{BC} &= 0,9 \text{ м}; \\l_{BS_2} &= 0,45 \text{ м}; \\ \omega &= 12 \text{ рад/с} \\ F_{\max} &= 8 \text{ кН}\end{aligned}$$

Пайдалуу каршылык күчтүн графиги

### Чыгарылышы:

#### 21.1 Механизмди структуралык анализдөө.

Механизмди структуралык анализдөөгө төмөнкүлөр кирет:



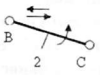
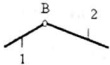
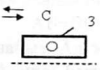
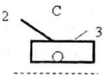

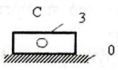
1. Механизмдин кинетикалык схемасын чийүү; (22.1-сүрөт)
2. Механизмдеги кыймылда болгон тогоолордун санын аныктоо жана алардын аттарын атоо;
3. Механизмдеги кинетикалык жуптардын аттарын жана санын аныктоо;
4. Механизмдин кыймыл санын табуу;
5. Механизмдин структуралык түзүлүшүнүн формуласын түзүү;

6. Механизмден Ассур тобуна ажыратуу;

Механизмдин структуралык анализин таблица түрүндө берүүгө болот.

Ал төмөнкү 21.1- таблицада берилген.

21.1-таблица

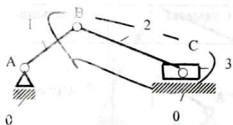
Тогоолор		Кинемикалык жуптар	
Схемасы	Аталышы	Схемасы	Аталышы
	Шпримуунак		Айланма
	Тээк		Айланма
	Жыгыгы		Айланма
	Шприм		Түз сызыктуу
Кыймылда болгон тогоолордун саны $n=3$		Бир кыймылда болгон жуптар $p_5=4$	
Механизмдин кыймыл санын Чебышевдин формуласы боюнча аныктайбыз:			
$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot 3-2\cdot 4-0=1$			

$W=1$  дегендин физикалык мааниси, кинетикалык чынжыр – механизмдин функциясын аткарыш үчүн бир гана жетелөөчү тогоонун зарылдыгын көрсөтөт.

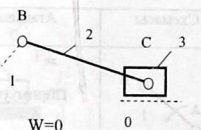
21.1- таблицадан, 1- тогоо жетелөөчү, ал эми 2 жана 3 тогоолор жетеленүүчү деп аталат.

Механизмден Ассур тобун бөлүп алабыз, (21.1, б-сүрөт) ал үчүн 2чи жана 3чү тогоолорду механизмден ажыратып, өз алдынча чиймеге түшүрөбүз.

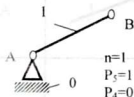
а)



б) Ассурдин тобу (2,3)



в) башталгыч механизм  $W=1$



$$W=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1$$

21.2 - сүрөт

Каралып жаткан механизм, башталгыч механизмге 2чи жана 3чү тогоолордон турган Ассур тобун туташтыруу жолу менен алынат.

Механизмдин структуралык формуласы:

$$A_{01} \rightarrow A_{12} \rightarrow A_{23} \rightarrow TC_{30} \quad (22.1\text{-сүрөт}).$$

## 21.2. Механизмди кинематикалык анализдөө.

Кинематикалык анализдин максаты – тогоолордун чекиттеринин кыймылынын траекторияларын, тогоолордун чекиттеринин түз сызыктуу жана бурчтук ылдамдыктарын жана ылдамданууларын аныктоо.



### 21. 2.1. Механизмдин абалынын планын түзүү.

Механизмдеги тогоолордун абалын аныктоо үчүн узундуктун масштабын аныктайбыз:

$$\mu_c = \frac{\ell_{AB}}{AB} = \frac{0,2M}{50MM} = 0,004M/MM$$

Чиймеде ийримуунактын узундугун эркин түрдө  $AB=50\text{мм}$  деп алабыз. Табылган узундуктун масштабы аркылуу тээктин  $BC$  чиймедеги узундугун табабыз:

$$BC = \frac{\ell_{BC}}{\mu_c} = \frac{0,6M}{0,004M/MM} = 150MM$$

Алынган  $AB=50\text{мм}$  жана аныкталган  $BC=150\text{мм}$  чоңдуктар боюнча механизмдин 12 абалын чиебиз. Ал үчүн каалаган  $A$  чекитинен  $AB=50\text{мм}$  узундугундагы радиус менен айлана жүргүзөбүз жана ал айлананы 12 бөлүккө бөлөбүз. (21.3-сүрөт)

Нөлдүк абал үчүн жылгычтын оң жактагы четки абалын алабыз, бул абалда ийримуунак жана тээк бир түз сызыкка жатып калат.

$AB+BC=50+150=200\text{мм}$  Бул абалда жылгыч үчүн  $C_0$  же  $C_{12}$  деп алабыз. Ал эми ийримуунак үчүн  $B_0$  же  $B_{12}$  болот. Ийримуунактын айлануу багыты боюнча айланадагы чекиттерди  $B_1, B_2, B_3, \dots, B_{12}$  деп белгилеп чыгабыз. Ошол эле чекиттерден циркульдун жардамы менен  $BC=150\text{мм}$  узундугун өлчөп алып аны  $X-X$  багыттоочу боюнча кесилишкен жерден  $C_1, C_2, C_3, \dots, C_{12}$  чекиттерин аныктайбыз.

### Механизмдеги тогоолордун массасынын борборунун траекториясын чийүү.

Ал үчүн тээктин чиймедеги  $BC$  узундугунан  $BS=75\text{мм}$  өлчөмүн аныктап алып, анын 12 абалындагы чекиттерди туташтырсак, пайда болгон  $s_2$  абалы тээктин массасынын борборунун траекториясын берет.

### 21.2.3. Механизмдин тогоолорунун ылдамдыгынын планын тургузуу.

Механизмдин тогоолорунун ылдамдыгынын планын түзүү жетектөөчү тогоодон башталат. Жетелөөчү тогоонун бурчтук ылдамдыгы ( $\omega_1 = 12 \text{ рад/с}$ ) жана узундугу ( $\ell_{AB} = 0,2 \text{ м}$ ) боюнча В чекитинин сызыктуу ылдамдыгын аныктайбыз.

$$V_B = \omega_1 \cdot \ell_{AB} = 12 \cdot 0,2 = 2,4 \text{ м/с}$$

С чекитинин ылдамдыгын табуу үчүн төмөнкү эки вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\begin{array}{l} \overline{V}_C = \overline{V}_B + \overline{V}_{CB} \\ \overline{V}_C = \overline{V}_{C_0} + \overline{V}_{CC_0} \end{array} \quad \left| \quad \begin{array}{l} V_{CB} \perp BC \\ V_{CC_0} \parallel x-x \end{array} \right.$$

Мында  $V_C - C$  чекитинин санбагыттык ылдамдыгы. Бул теңдемедегі В чекитинин ылдамдыгынын ( $V_B$ ) багыты  $\omega_1$  бурчтук ылдамдыгынын багыты боюнча аныкталат АВ тогоосуна перпендикуляр жайгашат (21.3-сүрөт) жана мааниси белгилүү.  $V_{CB} - c$  чекитинин В чекитине карата айлануу кыймылындагы салыштырма ылдамдыгы.  $V_{CB}$  вектору  $BC$  тогоосуна перпендикуляр багытталган.

Экинчи жагынан С чекитинин ылдамдыгын тирөөчкө карата карасак, анда  $V_O -$  тирөөчтүн ылдамдыгы, анын мааниси  $V_O = 0$  себеби тирөөч кыймылсыз.  $V_{CO} - C$  чекитинин тирөөчкө карата салыштырма ылдамдыгы. Бул салыштырма ылдамдыктын мааниси белгисиз, бирок бул вектордун багыты Х-Х багыттоочуга жарыш багытталган. ( $V_{CO} \parallel x-x$ ).

Ылдамдыктардын графикалык планын тургузууга өтөбүз. Ал үчүн  $V_B$  -ылдамдыгын  $P_B$  кесиндиси аркылуу көрсөтөбүз. Бул кесиндинин узундугун  $P_B = 60$  деп эркин түрдө кабыл алабыз. ( $P_B = 40 \dots 70 \text{ мм}$ ) анда ылдамдыктын масштабы төмөнкүгө барабар болот.

$$\mu_v = \frac{V_B}{P_B} = \frac{2,4}{60} = 0,04 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Эми каалаган жерден ылдамдыктын планынын уюлун Р чекитин белгилейбиз. Р чекитинен  $P_B = 60 \text{ мм}$  кесиндини АВ тогоосуна перпендикуляр жайгаштырабыз жана  $P_B$  векторунун багытын  $\omega_1$  ийримуунактын бурчтук ылдамдыгынын багыты менен дал келтиребиз.

Биринчи вектордук тендемени графикалык түрдө чыгарабыз. Ал үчүн  $\vec{V}_{CB}$  вектордун багытын В чекитинен СВ тогоосуна перпендикуляр жүргүзөбүз. Эми экинчи вектордук тендемени графикалык түрдө чыгарабыз.

Мында  $V_{C_0} = 0$  болгондуктан,  $\overline{V_{CC_0}}$  вектордук сызыгын Р уюлдан Х-Х багыттоочуга жарыш жүргүзөбүз жана эки түз сызыктын кесилишкен жеринен С чекитин алабыз. Мында  $Pc$  кесиндиси  $\mu_v$  масштабында С чекитинин ылдамдыгын берет.  $bc$  кесиндиси  $V_{CB}$  салыштырма ылдамдыгын көрсөтөт, ал эми  $bc$  векторунун багыты с чекитине багытталышы зарыл жана ал  $V_{CB}$  салыштырма ылдамдыктын багытын көрсөтөт. Бул ылдамдыктын чоңдугу төртүнчү абал үчүн. Мисал үчүн :

(21.3-сүрөттү кара).

$$V_C = Pc \cdot \mu_v = 44 \text{ мм} \cdot 0,04 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 1,76 \text{ м/с} \quad \text{a)}$$

$$V_{CB} = bc \cdot \mu_m = 30 \text{ мм} \cdot 0,04 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 1,2 \text{ м/с}$$

Бул формуладагы  $Pc = 44 \text{ мм}$  жана  $bc = 30 \text{ мм}$  деген сан маанилери чиймеден алынды. Ушундай эле жол менен механизмдин калган абалдары үчүн да аныктайбыз.

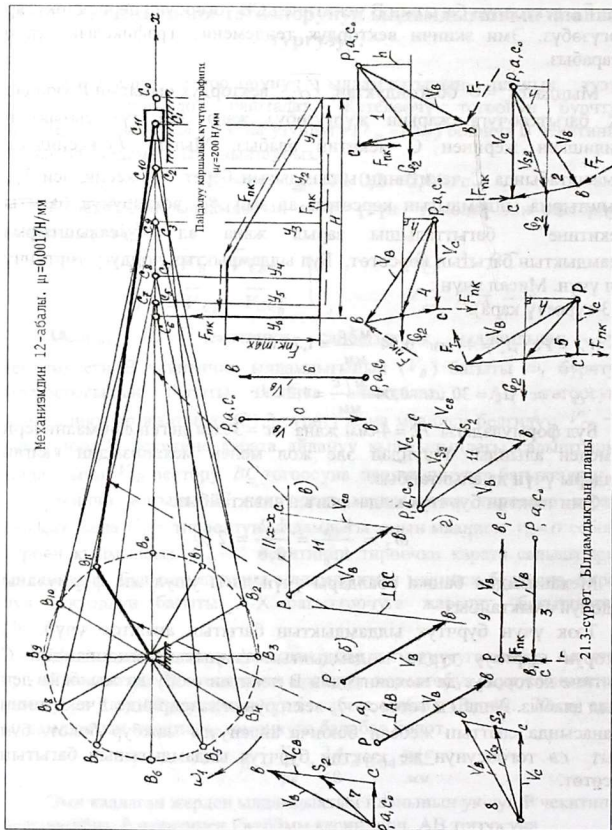
Эми тээктин бурчтук ылдамдыгын аныктайбыз.

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{\ell_{CB}} = \frac{1,2}{0,6} = 2 \text{ 1/с}$$

Механизмдин башка абалдары үчүн дагы ушул эле формуланы колдонуп аныктайбыз.

Тээк үчүн бурчтук ылдамдыктын багытын аныктоо үчүн,  $V_{CB}$  векторун шарттуу түрдө ылдамдыктын планынан механизмдин С чекитине которобуз да механизмдин В чекитин оюбузда жылбайт деп кабыл алабыз. Анда СВ тогоосу  $V_{CB}$  векторунун таасиринде в чекитинин айланасында сааттын жебеси боюнча айланууга мажбур болот, бул багыт СВ тогоосунун же тээктин бурчтук ылдамдыгынын багытын көрсөтөт.

Механизмдин 12-абалы,  $\mu = 0,0017 \text{ Н/мм}$



Эсептөөлөрдө алынган маалыматтарды таблица түрүндө көрсөтөбүз:

21.2-таблицанын анализи көрсөткөндөй механизмдин кыймылы белгилүү мезгилдик мыйзамга багынат.

1. В чекити турактуу ылдамдык менен айланат.

21.2- таблица

Аныкталуучу чондуктар	Механизмдин абалдары											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$R_C, \text{мм}$	0	40	58	60	44	24	0	24	44	60	58	40
$V_C, \%$	0	1,6	2,32	2,4	1,76	0,96	0	0,96	1,76	2,4	2,32	1,6
$вс, \text{мм}$	60	52	31	0	30	52	60	52	30	0	31	52
$V_{CB}, \text{м/с}$	2,4	2,12	1,24	0	1,2	2,12	2,4	2,12	1,2	0	1,24	2,12
$\omega_2, \%$	4	3,53	2,06	0	2	3,53	4	2	2	0	2,06	3,53

2. С чекити өзгөрүлмө ылдамдык менен жылат жана четки абалдарда (0 жана 6) жылгычтын  $V_C$  ылдамдыгы нөлгө барабар.

3.  $V_{CB}$  салыштырма ылдамдык механизмдин үчүнчү жана тогузунчу абалдарында нөлгө барабар, себеби  $V_B$  жана  $V_C$  ушул абалдарда  $V_B = V_C$  бир-бирине өз ара барабар.

4. Механизмдин четки абалдарында (0 жана 6)  $V_{CB}$  салыштырма ылдамдыгы эң чоң мааниге ээ.

Мындай жыйынтыктардын негизинде, ылдамдыктын планын текшерүүдө колдонсо болот.

### 21.3.1. Ылдамдануулардын планын түзүү.

Ылдамдануулардын планын тургузууда бир эле абалга же механизмдин эң чоң кубаттуулукка ээ болгон абалына тургузуу жетиштүү болот.

$$N_{max} = V_c \cdot F_{nk}$$

$V_c - C$  чекитинин кубаттуулук эң чоң абалдагы ылдамдыгы.

$F_{nk}$  - пайдалуу күч, мааниси берилишинде берилген.

Ийримуунактын В чекитинин ылдамдануусун табабыз. Ийримуунак ( $\omega_{AB} = const, \varepsilon = 0$ ) турактуу бурчтук ылдамдык менен айлангандыктан В чекитинин ылдамдануусу, нормалдык ылдамданууга барабар болот.

$$\bar{a}_{AB} = a_B^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{AB} = 12^2 \cdot 0,2 = 28,8 \text{ м/с}^2$$

Бул  $a_B$  ылдамдануусун кесинди түрдө көрсөтөбүз. Ал үчүн ( $\pi v = 40 \dots 70 \text{ мм}$ )  $\pi v = 70 \text{ мм}$  деп кабыл алабыз.

Анда ылдамдануунун масштабы төмөнкүгө барабар болот.

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi v} = \frac{28,8}{70} = 0,41 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Эркин түрдө  $\pi$  чекитин алабыз, бул чекит ылдамдануунун планынын уюлу болуп саналат. Ошол  $\pi$  чекиттен  $\pi v$  векторун  $AB$  тогоосуна жарыш багыттайбыз, вектордун багыты В чекитинен А чекитине карай болушу керек, узундугу биз кабыл алгандай  $\pi v = 70 \text{ мм}$ , бул  $\mu_a$  масштабында В чекитинин нормалдуу ылдамдануусун мүнөздөйт. Вектордун аягын  $v$  тамгасы менен белгилейбиз.

С- чекитинин ылдамдануусун табыш үчүн эки вектордук теңдеме түзөбүз.

$$\begin{array}{l} \bar{a}_c = \bar{a}_a + \bar{a}_{cв} + \bar{a}_{cв}^n \\ \bar{a}_c = \bar{a}_o + \bar{a}_{co} + \bar{a}_{co}^n \end{array} \quad \left| \quad \begin{array}{l} \bar{a}_{cв}^n \parallel BC; \bar{a}_{cв}^t \perp BC \\ \bar{a}_{co}^n = 0 \end{array} \right.$$

Бул теңдемелерди графикалык жол менен чыгарарбыз.

$\bar{a}_{cв}^n$  нормалдуу ылдамдануунун чоңдугу төмөнкү формула боюнча чыгарылат. (төртүнчү абал үчүн)

$$a_{cв}^n = \frac{V_{CB}^2}{\ell_{BC}} = \frac{(v \cdot \mu)^2}{\ell_{BC}} = \frac{(30 \cdot 0,04)^2}{0,6} = 2,4 \text{ м/с}^2$$

$\bar{a}_{cв}^n$  векторун  $B_1C_1$  тогоосуна жарыш,  $C_1$  чекитинен  $B_1$  чекитине карай багыттайбыз. Бул векторду  $a_B$  векторуна кошобуз, б.а. в чекитинен узундугу  $vn$  болот.

$$vn = \frac{\bar{a}_{cв}^n}{\mu} = \frac{2,4}{0,41} = 5,85 \approx 6 \text{ мм}$$



$\vec{a}_{CB}$  тангенциалдык ылдамдануунун бизге багыты гана белгилүү  $\vec{a}_{CB} \perp BC$ .  $C$  чекитинин толук ылдамдануусун  $\vec{a}_C$  жана  $\vec{a}_{CB}$  тангенциалдык ылдамдануусунун чоңдугун ылдамдануунун планын түзүү менен аныктайбыз.  $\pi$  уюлунан  $\vec{a}_{CO}$  векторун жүргүзөбүз, анын багыты  $x-x$  багыттоочуга жарыш түз сызык болот,  $\vec{a}_{CB}$  векторун  $n$  чекитинен  $C_4B_4$  тогоосуна перпендикуляр түз сызык жүргүзүү менен аныктайбыз.  $\vec{a}_{CO}$  вектору  $\vec{a}_{CB}$  вектору менен кесилишкен чекиттен  $C$  чекитин табабыз.

Ылдамдануулардын планынан төмөнкү керектүү чоңдуктарды табабыз.

Ылдамдануулардын планы. (төртүнчү абал үчүн)

21.4.а- сүрөт.

$$\mu a = 0,41 \frac{M/c^2}{\text{мм.}}$$

$$\vec{a}_C = \pi c \cdot \mu a = 48 \cdot 0,41 = 19,7 M/c^2$$

$$\vec{a}_{CO} = \nu c \cdot \mu a = 63 \cdot 0,41 = 25,8 M/c^2$$

$$\vec{a}_{Cn} = \pi c \cdot \mu a = 63 \cdot 0,41 = 25,8 M/c^2$$

$$\vec{a}_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu a = 50 \cdot 0,41 = 20,5 M/c^2$$

$BC$  тогоосунун бурчтук ылдамдануусун аныктоо.

$$\varepsilon_{CB} = \varepsilon_2 = \frac{\vec{a}_{CB}}{\ell_{BC}} = \frac{\pi c \cdot \mu a}{\ell_{BC}} = \frac{63 \cdot 0,41}{0,6} = 43,05 c^{-2}$$

$\varepsilon_2$  нин багытын табуу үчүн,  $\pi C$  векторун ылдамдануунун планынан шарттуу түрдө  $C_4$  чекитине которобуз, ал эми  $B_4$  чекитин оюбузда жылбайт деп эсептейбиз, анда  $\vec{a}_{CB}$  векторунун таасиринде экинчи тогоо (тээк) сааттын жебеси боюнча айланууга мажбур болот.

Эми тогоолордун массаларынын борборун табабыз. Окшоштуктун шартынын негизинде ылдамдануунун планынан  $S_1$  жана  $S_2$  чекиттерин белгилеп,  $\pi$  уюлу менен  $S_1$  жана  $S_2$  чекиттерин туташтырып,  $\vec{a}_{S_1}$  жана  $\vec{a}_{S_2}$  векторлорун алабыз (21.4.б- сүрөт).

Массалардын борбордук ылдамданууларынын чоңдугун табабыз.

$$\bar{a}_{s_1} = \pi s_1 \cdot \mu a = 35 \cdot 0,41 = 14,3 \text{ м/с}^2$$

$$\bar{a}_{s_2} = \pi s_2 \cdot \mu a = 50 \cdot 0,41 = 20,5 \text{ м/с}^2.$$

Аныкталган ылдамдануулардын маанилери кийинки инерциялык жүктөрдү анализдөөдө колдонулат.

### 21.3.2. Кинематикалык диаграмманы түзүү.

Механизмдин кандайдыр бир тогоосунун же чекитинин кыймылынын өзгөрүлүү мыйзамын графикалык түрдө чиймеге түшүрүүнү кинематикалык диаграмма деп атайбыз. Биздин учурда С чекитинин басып өткөн жолун, ылдамдыгын жана ылдамдануусун ( $t$ ) убакыт боюнча көз карандылыгын же ийримуунактын ( $\varphi$ ) бурчтук бурулуусуна көз карандылыгын графикалык түрдө көрсөтүлөт.  $S_c = f(t)$  же  $S_c = f(\varphi)$ ,  $V_c = f(t)$  же  $V_c = f(\varphi)$ ,  $a_c = f(t)$  же  $a_c = f(\varphi)$ .

С чекитинин кинематикалык диаграммасын тургузган соң, аны ылдамдыктын планындагы жана ылдамдануунун планындагы чондуктар менен салыштырып көрөбүз. Айырмасы канчалык экендигин байкайбыз.

### 21.3.3. Жылгычтын басып өткөн жолунун диаграммасы.

1.  $S_c = f(t)$  графигин чийүү үчүн, бир-бирине перпендикуляр жайгашкан абсцисса огун (горизонталдык) жана ордината (вертикалдык) огун жүргүзөбүз. (21.3- сүрөт).

2. Абсцисса огу боюнча  $\ell$  кесиндисин жайгаштырабыз.

Убакыттын масштабы:

$$\mu_1 = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot \ell} = \frac{2 \cdot 3,14}{12 \cdot 120} = 0,00436 \frac{\text{сек.}}{\text{мм}}$$

$\ell - \mu_1$  масштабында ийрим уунактын бир толук айлануу убактысынын кесинди түрдө көрүнүшү, мм.

Бул кесиндини  $\ell = 120 \text{ мм}$  деп кабыл алабыз.

3.  $S_{c_1}; S_{c_2}; S_{c_3}; \dots$  аралыктарынын чондуктарын 3-сүрөттөгү чийменин өзүнөн алабыз. Жылгычтын басып өткөн жолунун масштабын,  $\mu_s$

узундуктун масштабына барабар деп кабыл алабыз. Анда:

$$\mu_s = 0,004 \frac{M}{мм}$$

4.  $\ell$  кесиндисин барабар 12 бөлүккө бөлөбүз да ар бир чекитти белгилеп чыгабыз 0; 1; 2;...11.

Ал эми ордината огу боюнча жылгычтын же болбосо  $C$  чекитинин басып өткөн жолун өлчөп коебуз.  $Sc_1; Sc_2; Sc_3; \dots Sc_{11}$ .

$S_i$  - жылгычтын нөлдүк абалынан каралып жаткан аралыкка чейинки жылышуу аралыгы, ал төмөнкүгө барабар:  $S_i = S_{co} S_{ci} \mu_e$

( $Sc_0; Sc_1; Sc_2; Sc_3; \dots Sc_{11}$  кесиндилер 3-сүрөттөгү чиймеден алынат)

Эсептөөнүн жыйынтыгын таблица түрүндө беребиз.

21.3- таблица.

Абалы		Параметр											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Sc_0$	$Sc_{i, мм}$	0	8	32	59	80	94	99	94	80	59	32	8

$C_0$  чекитинен  $C_6$  чекитине чейинки аралык улам чоңоюп барат ал эми  $C_6$  чекитинен кайра  $C_0$  чекитине карай өлчөгөндө аралык улам кыскара баштайт.

$Y_i$  нин таблицадагы маанилерин ар бир чекит боюнча ордината огуна параллель жайгаштырып, алынган  $0; 1^1; 2^1; 3^1; \dots 11^1$  чекиттерин ийри сызык менен туташтырсак анда  $C$  чекитинин басып өткөн жолунун диаграммасын  $Sc = f(t)$  алган болобуз. (21.5- сүрөт)

### 21.3.4. Ылдамдыктын диаграммасы

$Sc = f(t)$  диаграммасын графикалык дифференциалдап,  $Vc = f(t)$  ылдамдыктын диаграммасын алабыз. Графикалык дифференциалдоо төмөнкүчө жүргүзүлөт:

1.  $Sc = f(t)$  диаграммасынын астына  $Vc = f(t)$  диаграммасын жайгаштырабыз. Ал үчүн  $O_1V$  ордината жана  $O_1t$  абцисса окторун жүргүзөбүз.  $O_1t$  огуна солго улантып  $O_1K$  эркин кесиндини коебуз (кабыл

алабыз  $O_1K=20\text{мм}$ ).  $K_1$  чекитинен  $K_1, K_2, K_3, K_4, \dots$  түз сызыктарын  $O_1V_c$  огун кескенге чейин жүргүзөбүз жана бул түз сызыктар  $S_c = f(t)$  диаграммадагы  $01', 1'2', 2'3', \dots$  бөлүктөрүнө жарыш болушу керек, мындайча айтканда,  $K_1, 11'01', K_2, 11'01'2', \dots$  андан сырткары  $V_c = f(t)$  графигинен  $0_1t$  огундагы ар бир бөлүктүн ( $0_1, 1, 0_2, 0_3, \dots$ ) ортосунан чекит алып, ал чекиттен  $O_1V_c$  огуна параллель түз сызык жүргүзүп, ал түз сызык  $K_1, K_2, K_3, K_4, \dots$  чекиттеринен  $0_1t$  огуна параллель жүргүзүлгөн түз сызык менен кесилишкенге чейин чиебиз, эки түз сызыктын кесилишинен чекиттерди аныктайбыз. Бул чекиттер диаграмманын тийиштүү бөлүгүндөгү  $V_c$   $S$  чекитинин орточо ылдамдыгын берет. Бул алынган чекиттерди бир-бири менен туташтырып  $V_c = f(t)$  ылдамдыктын диаграммасын алабыз. (21.5-сүрөт).

### 21.3.5. Ылдамдануунун диаграммасы

$V_c = f(t)$  диаграммасын графикалык дифференциалдап,  $a_c = f(t)$  ылдамдануунун диаграммасын алабыз. Диаграмманы чийүү ылдамдыктын диаграммасын чийүүдөгү ыкма менен эле жүргүзүлөт. Тургузулуп алынган диаграммалар толук циклдагы кинетикалык параметрлердин өзгөрүүсүнө байкоо жүргүзүүгө мүмкүнчүлүк берет.

Жылгычтын ылдамдыгын  $V_c$  жана  $a_c$  ылдамдануусун төртүнчү абал үчүн алынган жыйынтыгын эки ыкма боюнча чыгарылган көрсөткүчтөрдү салыштырып көрөлү.

Диаграмма ыкмасы боюнча алынган маалымат:

$$v_c = y_4 \cdot \mu_v = 46 \cdot 0,04 = 1,84 \text{ м/с}$$

$$a_c = y_4 \cdot \mu_a = 45 \cdot 0,41 = 18,86 \text{ м/с}^2$$

Пландардын ыкмасы боюнча алынган маалымат:

$$V_c = 1,76 \text{ м/с}; \quad a_c = 19,7 \text{ м/с}^2;$$

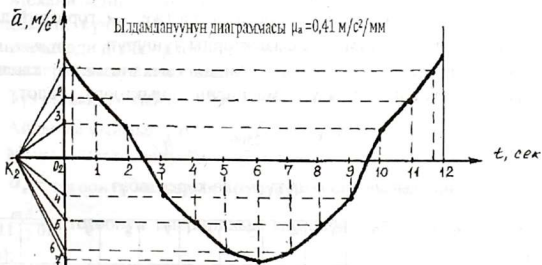
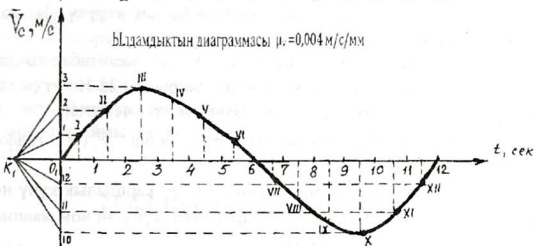
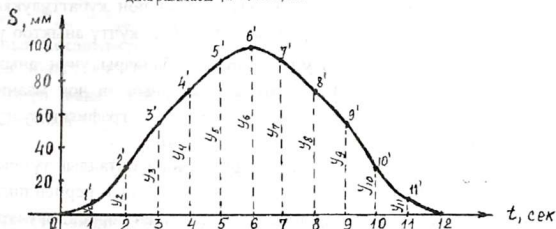
Айырмасы:

$$\Delta v = \left( \frac{1,84 - 1,76}{1,84} \right) \cdot 100\% = 4,2\%$$

$$\Delta a = \left( \frac{19,7 - 18,86}{19,7} \right) \cdot 100\% = 4,2\%$$

Айырмасы 5% дан ашпайт, демек канааттандыраарлык деп эсептөөгө болот.

Жылгычтын басып өткөн жолунун  
 диаграммасы  $\mu_s = 0,004 \text{ Н/мм}$



22.5-сүрөт

## Технологиялык пайдалуу күчтүн графигин түзүү

Механизмди күчтүк анализдөө, жылгыч эң чоң кубаттулукка ээ болгон абалга  $N = F_c \cdot V_c$  жүргүзүү зарыл.  $F_{\max}$  күчтү аныктоо үчүн  $F_c$  каршылык күчтү, механизмдин бардык абалдары үчүн аныктоо зарыл. Андан кийин  $N = F_c \cdot V_c$  формуласынан анын эң чоң маанисин алууга болот. Ошондуктан алдын ала  $F_c = F_c(H)$  графигин тургузуп алуу зарыл, мында  $H$  жылгычтын басып өткөн жолу.

Жылгычтын кыймылына жарыш болгон горизонталдык түз сызык жүргүзөбүз (абсцисса огун) жана ага  $C_6$  чекитинен перпендикуляр түз сызык түшүрүп а чекитин алабыз,  $C_0$  чекиттен перпендикуляр түз сызык түшүрүп,  $d$  чекиттери жылгычтын басып өтүүчү ( $H$ ) жолун чектейт. (21.3-сүрөт).

$a$  чекитинен ордината огу боюнча  $F_{\max}$  масштабда коюп,  $F_0$  чекитин алабыз, ал чекиттен абсцисса огуна жарыш  $0,25 H$  түз сызыгын жүргүзөбүз.  $F_m$  чекитин алабыз. Эми төрт чекитти бири-бири менен туташтырабыз ( $a-d-F_m-F_0-a$ ) жана  $F_c(H)$  графигин алабыз.

График боюнча жылгыч оңго жылганда  $F_c$ -каршылык күчү нөлгө барабар, ал эми солго жылганда  $F_c$  каршылык күчү эң чоң маанисине чейин ( $F_m$  чекити) түз боюнча өсөт.

$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  чекиттеринен абсцисса огуна (же  $ad$  горизонталдык түз сызыкка) перпендикуляр түз сызыктарды түшүрүп,  $y_1, y_2, y_3, y_4, y_5$  тийиштүү ординаталарды алабыз. Андан механизмдин каалаган абалындагы каршылык күчтүн маанисин аныктоого болот, б.а.  $F_c = Y_f \cdot \mu_f$

$$\mu_f = \frac{F_{\max}}{F_0 \cdot F_m} = \frac{2500}{25} = 100 \text{ H/мм}$$

Эсептөөнүн жыйынтыгын таблица түрүндө көрсөтөбүз.

Мех. абалы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Параметри												
$Y_f, \text{мм}$	0	4	10	20	25	25	0	0	0	0	0	0
$F_{\text{кар}}, \text{кН}$	0	0,4	1	2	2,5	2,5	0	0	0	0	0	0



Үчүнчү жана төртүнчү таблицанын анализи көрсөткөндөй, жылгычтын эң чоң кубаттуулугу механизмдин төртүнчү абалына дал келет  $N_{\max} = F_{\text{кар}} \cdot V_c$  төртүнчү абалда берет, демек, ылдамдануунун планын механизмдин төртүнчү абалына тургузуп, күчтүк анализди да ошол абалга жүргүзүп, кинетикалык жуптардын арасындагы реакция күчтөрүн жана тең салмактоочу ( $F_{\text{мен}}$ ) күчтү да ошол абал үчүн аныктайбыз.

## 21.4. Механизмди күчтүк анализдөө.

Күчтүк анализдин максаты – тогоолордун инерциялык күчтөрүн жана инерциялык күчтөрдүн моменттерин, кинетикалык жуптардагы реакция күчтөрүн, келтирилген жана тең салмактоочу күчтөрдү, каршылык жана кыймылга келтирүүчү күчтөрдүн моменттерин жана ийри муунактын октолгоочундагы кубаттуулукту аныктоо болуп эсептелет. Аныкталган кубаттуулук боюнча технологиялык жумушчу машинаны кыймылга келтирүүчү электр кыймылдаткычы тандалып алынат.

### 21.4.1. Инерциялык күчтөрдү табуу.

Механизмдин иштөө процессине инерциялык күч жана инерциялык күчтүн моменти чоң таасирин тийгизет. Ошондуктан механизмдерди долбоорлоодо аларды эске алуу зарыл. Алар төмөндөгү теңдемелер аркылуу аныкталат.

$$\text{Түз сызыктуу кыймыл үчүн } \Phi_u = -m \cdot a_s;$$

$$\text{Айланма кыймыл үчүн } T_u = -J_s \cdot \varepsilon;$$

Мында  $m$  – тогоонун массасы, кг.

$a_s$  – тогоонун массалык борборунун ылдамдануусу,  $\frac{m}{c^2}$ .

$J_s = \frac{m \ell^2}{12}$  – тогоонун инерциялык моменти,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$  (төгөрөк кесилиши үчүн);

$\varepsilon$  – тогоонун бурчтук ылдамдануусу,  $1/c^2$ ;

Теңдемедеги минус белгилер, инерциялык күч жана инерциялык күчтүн моменттери, тийиштүү ылдамданууларга карама каршы багытталгандыгын билдирет.

### 21.4.2. Тогоолордун массаларын аныктайбыз.

$m = q \cdot \ell$  (кг) формуласы аркылуу табабыз, мында  $q = 20 \text{ кг/м}$ ,  
( $q = 10 \dots 20 \text{ кг/м}$ ). Тогоонун материалынын салыштырма массасы,  
жылгычтын массасын ийримуунактын массасына караганда 3 эсе чоң  
алабыз, анда тогоолордун массасы:

$$m_1 = q \cdot \ell_{AB} = 20 \cdot 0,2 = 4 \text{ кг}$$

$$m_2 = q \cdot \ell_{BC} = 20 \cdot 0,6 = 12 \text{ кг}$$

$$m_3 = 3 \cdot m_1 = 3 \cdot 4 = 12 \text{ кг}$$

### 21.4.3. Ийримуунактын инерциялык күчү.

$$\Phi_{a1} = -m_1 \cdot a_{s1} = -4 \cdot 14,35 = -57,4 \text{ Н}$$

$a_{s1}$  – ийримуунактын массасынын борбордук ылдамдануусу,  
 $\text{м/с}^2$ ; Эсептин шарты боюнча ийримуунак турактуу бурчтук ылдамдык  
менен айлангандыктан ( $\omega_1 = \text{const}$ )  $\varepsilon_1 = 0$  жана  $a_B = 0$  анда  
инерциялык күчтүн momenti  $T_{u1} = 0$ .

#### Тээктин инерциялык күчү.

$$\Phi_{u2} = -m_2 \cdot a_{s2} = -12 \cdot 20,5 = -246 \text{ Н}$$

#### Тээктин инерциялык күчүнүн momenti

мында  $T_{u2} = -J_{S2} \cdot \varepsilon_{S2} = -0,36 \cdot 43,05 = -15,5 \text{ Нм}$

$$J_{S2} = \frac{(m_2 \cdot \ell_{BC}^2)}{12} = \frac{(12 \cdot 0,6^2)}{12} = 0,36 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

формуладагы минус белгиси, инерция күчүнүн momenti, бурчтук  
ылдамдануунун ( $\varepsilon_2$ ) багытына карама – каршы багытталгандыгын  
көрсөтөт.

$T_{u2}$  инерция күчүнүн momentин, күчтөрдүн жубу катары карасак да  
болот.

же  $T_{u2} = F_B \cdot \ell_{BC} = F_C \cdot \ell_{BC}$

$$F_B = F_C = \frac{T_{BC}}{\ell_{BC}} = \frac{15,5}{0,6} \approx 26 \text{ Н}$$

$F_B$  жана  $F_C$  күчтөрү  $B$  жана  $C$  чекиттерине таасир этип,  $BC$  тогоосуна перпендикуляр багытталган жана  $(T_{u2})$  инерция күчүнүн моментинин багыты сакталат.

Жылгычтын инерциялык күчү.

$$\Phi_{u3} = -m_3 \cdot a_{s3} = -12 \cdot 9,84 = -118 \text{ Н}$$

$$a_{s3} = \pi s_3 \cdot \mu_a = 24 \cdot 0,41 = 9,84 \text{ м/с}^2$$

Жылгыч, айланган багытына байланыштуу  $\varepsilon_3 = 0$  жана жылгычтын инерциялык күчүнүн momenti  $T_{u3} = 0$  Механизмдин төртүнчү абалындагы инерциялык күчтөрдүн жыйынтыгын таблицага жазабыз.

21.5- таблица.

Параметрлери	$\pi_{u1}, \text{Н}$	$T_{u1}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$\pi_{u2}, \text{Н}$	$T_{u2}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$\pi_{u3}, \text{Н}$	$T_{u3}, \text{Н} \cdot \text{м}$
Маанилери	57,4	0	246	15,5	118	0

21.5 - таблицадан көрүнүп тургандай, тээк механизмдин төртүнчү абалында эн чоң инерциялык күчкө ээ.

#### 21.4.4. Механизмдин кинетикалык жуптардагы реакциялык (басым) күчтөрүн табуу.

Механизмдин кинетикалык жуптарындагы реакцияларды табуу үчүн Даламбердин принциптерин жана Ассур тобунун статикалык аныктамасын пайдаланабыз. Ассур тобун түзгөн 2 жана 3 тогоолорду ( $\mu_c$ ) масштаб боюнча чийип (механизмдин төртүнчү абалын) жана тогоолордун тиешелүү чекиттерине  $G_2$  жана  $G_3$  салмак күчтөрүн,  $\phi_{u2}$ ,  $\phi_{u3}$  инерциялык күчтөрдү  $F_{кар}$  пайдалуу каршылык күчтү жана белгисиз реакцияларды коёбуз.

1. Тогоолордун салмактарын аныктайбыз:

$$G_1 = m_1 q = 4 \cdot 9,8 = 39,2 \text{ Н}$$

$$G_2 = m_2 q = 12 \cdot 9,8 = 117,6 \text{ Н}$$

$$G_3 = m_3 q = 12 \cdot 9,8 = 117,6 \text{ Н}$$

Анда  $q = 9,8 \text{ м/с}^2$  - тогоолордун массасынын эркин түшүүсүнүн ылдамдануусу.

2. Механизмдин  $C$  чекитине масштабсыз  $F_{кар}$  - пайдалуу каршылык күчтүн багытын коёбуз.

Механизмдин Ассур тобун (2,3) ажыраткандан кийин, ал тең салмакта калыш үчүн реакция күчтөрү менен алмаштырабыз. 1 жана 2 тогоолордун В чекитиндеги пайда болгон  $F_{12}$  толук реакция күчүнүн чоңдугу жана багыты белгисиз болгондуктан аны  $F_{12}''$  – нормалдык жана  $F_{12}'$  – тангенциалдык түзүүчүлөргө ажыратабыз.  $F_{03}$  тирөөчтөн жылгычка таасир эткен реакция күчү Аны С чекитинен  $x-x$  багыттоочуга перпендикуляр жүргүзөбүз.

3. Төмөнкү реакция күчтөрүн аныктайбыз:

$F_{12}$  – биринчи тогоонун экинчи тогоого аракет эткен реакция күчү.

$F_{23}$  – экинчи тогоонун үчүнчү тогоого аракет эткен реакция күчү.

$F_{03}$  – тирөөчтүн үчүнчү тогоого аракет эткен реакция күчү:

$F_{12}'$  – реакциясын табыш үчүн 2-тогоого таасир эткен күчтөрдүн моменттеринин суммасын С чекитине карата түзөбүз.

(21.4-в- сүрөт)

$$\Sigma M_C = F_{12}' \cdot \ell_{BC} - \phi_{u2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 = 0$$

$$F_{12}' = \frac{\phi_{u2} \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2}{\ell_{BC}} = \frac{246 \cdot 22 + 117,6 \cdot 72}{150} = 92,5 \text{ Н}$$

Мында  $\ell_{BC} = 150 \text{ мм}$ ,  $h_1 = 22 \text{ мм}$ ,  $h_2 = 72 \text{ мм}$ . 21.4-в сүрөттөгү чиймеден алынды.

4.  $F_{03}$  – жана  $F_{12}''$  реакциялык күчтөрдү табыш үчүн Ассур тобуна (2,3) таасир эткен күчтөрүн суммасынын вектордук теңдемесин түзөбүз:

$$\Sigma F_{(2,3)} = F_{12}'' + F_{12}' + \phi_{u2} + G_2 - F_{\text{ксп}} + R_{03} + G_3 + \phi_{u3} = 0$$

Бул теңдемеден эки белгисиз чоңдук  $F_{03}$  жана  $F_{12}''$ , графикалык ыкма (күчтүн планы) боюнча аныкталат. (21.4,г)-сүрөт.

Ассур тобу үчүн күчтүн планын тургузуу үчүн, күчтүн масштабын кабыл алабыз:  $\mu_F = 20 \text{ Н/мм}$  Ушул масштаб боюнча вектордук күчтөрдү удаасы менен кошуу аркылуу аныктайбыз.

Ал үчүн күч планындагы күчтөрдү туянтучу кесиндилердин узундуктарын табабыз.

$$ab = \frac{F_{12}'}{\mu_F} = \frac{92,5}{20} = 4,6 \text{ мм}$$

$$bc = \frac{\phi_{u2}}{\mu_F} = \frac{246}{20} = 12,3 \text{ мм}$$

$$cd = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{117,6}{20} = 5,9 \text{ мм}$$

$$de = \frac{F_{\text{кпр}}}{\mu_F} = \frac{2500}{20} = 125 \text{ мм}$$

$$ef = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{117,6}{20} = 5,9 \text{ мм}$$

$$fg = \frac{\Phi_{\text{ш2}}}{\mu_F} = \frac{118}{20} = 5,9 \text{ мм}$$

Ассур тобунун күч планы.  $\mu_F = 20H / \text{мм}$

Ассур тобунун күч планынан  $F_{03}$  - жана  $F_{12}^n, F_{12}$  реакцияларын аныктайбыз:

$$F_{03} = gk \cdot \mu_F = 25 \cdot 20 = 500H$$

$$F_{12}^n = ak = 137 \cdot 20 = 2740H$$

$$F_{12} = kv = 138 \cdot 20 = 2760H$$

$$(F_{12} = -F_{21})$$

### Тең салмактоочу күчтү аныктоо

Жетелөөчү тогоону эсептөө  $F_{\text{меч}}$  - тең салмактуу күчтү табуудан башталат. Ал үчүн АВ тогоосун (ийримуунакты) масштабда  $AB=50\text{мм}$  деп кабыл алып, чиймеге түшүрөбүз жана ага таасир эткен күчтөрдү белгилүү чекиттерге жайгаштырабыз.  $S_1$  чекитте  $G_1$  жана  $\phi_{01}$  ал эми В чекитке  $F_{\text{меч}}$  - тең салмактуу күчтү АВ тогоосуна перпендикуляр жана  $F_{21} = -F_{12}$  реакция күчүн коёбуз.

$$\mu_c = 0,004 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$$

Жетелөөчү тогоодогу

күчтөрдүн схемасы.(21.4,с)-сүрөт)

Тең салмактоочу күчтү табуу үчүн, күчтөрдүн моменттеринин суммасын А чекитине карата түзөбүз.

$$\sum M_A = -F_{\text{меч}} \cdot \ell_{AB} + F_{21} \cdot h_1 - G_1 \cdot h_2 = 0$$

$$F_{\text{меч}} = \frac{F_{21} \cdot h_1 - G_1 \cdot h_2}{\ell_{AB}} = \frac{2760 \cdot 35 - 39,2 \cdot 13}{50} = 1922 \text{ Н}$$

А чекиттеги  $F_{01}$  реакцияны табыш үчүн 1-тогоого таасир эткен күчтөрдүн тең салмактуу абалына теңдеме түзөбүз, ал тогоого таасир эткен күчтөрдүн суммасы нөлгө барабар:

$$\Sigma F_{(1)} = \overline{F}_{21} + \overline{F}_{\text{мех}} + \Phi_{u1} + \overline{G}_1 + \overline{F}_{01} = 0$$

Бул вектордук теңдемени графикалык жол менен чыгарабыз, б.а. күчтүн планын тургузабыз.

Мында  $h_1$  жана  $h_2$ ,  $\ell_{AB}$  кесиндилер (21.4,в-сүрөттөгү) чиймеден өлчөнүп алынат.

**Жетелөөчү тогоонун күч планы.**  $m_F = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

Күч планындагы күчтөрдү туюнтуучу кесиндиден төмөнкүнү табабыз:

$$F_{01} = ac \cdot m_F = 104 \cdot 20 = 2080 \text{Н}$$

### 21.4.5.Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы менен тең салмактоочу күчтү табуу

Механизмдин тогоолору байланышкан жердеги кинетикалык жуптардагы реакцияларды аныктабай туруп эле, тең салмактоочу күчтү Н.Е.Жуковскийдин “рычагынын” жардамы менен табууга болот. “Жуковскийдин рычагы” деп абсолюттук катуу нерсе кабыл алынган, кыймылсыз чекиттин (ылдамдыктын планынын уюлунун) тегерегинде айлануу мүмкүнчүлүгүнө ээ, механизмдин каалаган жагына көздөй,  $90^\circ$  ка бурулган ылдамдыктын планы аталат.

Механизмдин төртүнчү абалындагы ылдамдыктардын планын уюлга бекитип, күчтөрдүн таасири астында тең салмакта турган рычаг катары карайбыз. Жуковскийдин “рычагы”(21.4,д)-сүрөт)

Ылдамдыктын планын  $90^\circ$  ка бурулган абалда чиймеге түшүрүп, тиешелүү чекиттерге багыттарын өзгөртпөстөн таасир эткен күчтөрдү жайгаштырабыз.

Рычаг үчүн тең салмактуулуктун шартын жазабыз:

$$\Sigma M_P = F_{\text{мех}}^1 \cdot P_B - F_{\text{кар}} \cdot P_C + \phi \cdot P_C - G_2 \cdot h_1 + \phi_{u2} \cdot h_2 = 0$$

$$F_{\text{тен}} = \frac{F_{\text{кар}} \cdot P_C - \phi_{u2} \cdot P_C + G_2 \cdot h_1 - \phi_{u2} \cdot h_2}{P_B} = \frac{2500 \cdot 44 - 118 \cdot 44 + 117,613 - 246 \cdot 30}{60} = 1844 \text{Н}$$

Мында  $P_C$ ,  $P_B$  жана  $h_1$  кесиндилери ылдамдыктын планынан ченелип алынды. Тең салмактоочу күч келтирилген күчкө эквиваленттүү, ал эми багыты боюнча карама - каршы.

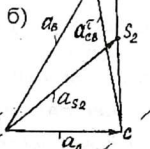
$$\text{Айырмасы: } \Delta = \frac{(F_{\text{мех}} - F_{\text{мех}}^1) \cdot 100\%}{F_{\text{мех}}} = \frac{(1922 - 1844)}{1922} \cdot 100\% = 4\%$$



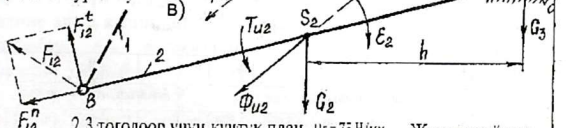
Механизмдин схемасы.  $\mu = 0.0057 \text{ н/мм}$



Ылдамдануунун планы  
 $\mu_n = 0.10 \text{ м/с}^2/\text{мм}$

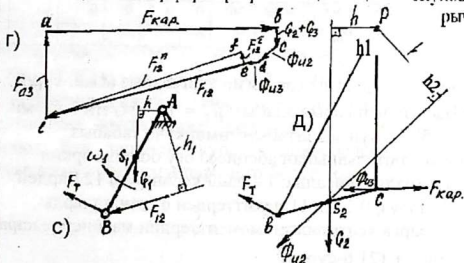


(2.3) Ассур тобу



2,3 тоголоор үчүн күчтүк план  $\mu_f = 75 \text{ Н/мм}$

Жуковскийдин  
рычагы



Жетектөөчү тогонуу эсептөө

22.4- сүрөт

Айырмасы 5% дан ашпайт, демек канааттандыраарлык деп эсептейбиз.

1. Келтирилген каршылык күчтүн моментин көбөйтүү түрүндө келтиребиз.  $T_{кар} = F_{кар} \cdot \ell_{AB}$ , мында  $F_{кар}$  ийримуунакка келтирилген күч.

2. Механизмдин 12 (8) абалынын эсептөө жыйынтыгын 21.6-таблицада көрсөтөбүз.

Ал чоңдугу боюнча  $F_{мен}$  – тең салмактоочу күчкө барабар, багыты боюнча карама каршы.

Келтирилген күчтүн моментинин диаграммасын тургузабыз. Ал үчүн моменттин масштабын кабыл алабыз:  $\mu_M = 5 \frac{H \cdot M}{мм}$  ал эми тогоонун бурулуу бурчунун масштабын төмөнкүчө табабыз:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{\ell} = \frac{2 \cdot 3,14}{120} = 0,0523 \frac{рад}{мм}$$

21.6- таблица.

Абалы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Параметри	Жылгыч солго жылганда						Жылгыч оңго жылганда					
$F_{кар} = F_{кел} \text{ Н}$	0	575	2280	4800	5100	2700	0	0	0	0	0	0
$T_{кел}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	0	115	456	960	1020	540	0	0	0	0	0	0
$Y_i, \text{ мм}$	0	8	32	68	72	38	0					

$T_{кар}$  мааниси боюнча  $T_{кар}(\varphi)$  графигин тургузабыз (21.6.-сүрөт).

Моменттердин масштабын кабыл алабыз:  $\mu_T = 14 \text{ Нм/мм}$ , ал эми тогоонун бурулуу бурчунун масштабын төмөнкүчө табабыз.

Координаталардын башталышынан абсцисса огу боюнча эркин кесиндини коёбуз. Биздин мисалда:  $\ell = 120 \text{ мм}$  кесиндини 12 бирдей болгон бөлүккө бөлөбүз, 0,1,2... 11 чекиттерден ординаталарды жүргүзөбүз жана аларга келтирилген моменттердин маанисине карата

$Y_i = \frac{T_{кел}}{\mu_T}$  коюп чыгабыз. (21.6-сүрөт)

Мисалы:  $Y_i = \frac{M_{кел}}{\mu_T} = \frac{24}{5} \approx 5 \text{ мм ж.б.}$

### 21.4.6. Ийримуунактын октолгоочундагы кубаттуулукту аныктоо.

$T_{\text{кэр}} - f(\varphi)$  диаграмманы графикалык ыкма менен интегралдап,  $A_{\text{кэр}} - f(\varphi)$  келтирилген күчтүн жумушунун диаграммасын алабыз. Биздин мисалга  $H=30\text{мм}$ , анда жумуштун масштабы:

$$\mu_A = \mu_r \cdot \mu_\varphi \cdot H = 14 \cdot 0.052 \cdot 25 = 14,6 \frac{\text{Джс}}{\text{мм}}$$

Ийримуунак толук бир айланганда, кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушу, каршылык күчтүн жумушуна барабар  $A_{\text{кар}} = A_{\text{кый}}$ . Ошондуктан бул сызыктар циклдин башталышында жана аягында дал келишет.

Ошол себептен, координаттын башталышын  $t$  чекити менен туташтырып,  $A_{\text{кый}}$  – кыймылдаткыч күчтүн жумушунун диаграммасын алабыз. Ал үчүн  $A_{\text{кый}} f(\varphi)$ -жантак сызыкты,  $T_{\text{кар}} f(\varphi)$ -диаграмманын  $O$ -чекитине алып келип, аны ордината огу  $n$  менен кесилишкенге чейин жүргүзөбүз. Ал,  $n$ -чекиттен  $T_{\text{кар}} f(\varphi)$ -диаграммасынын  $f$  огуна параллель жүргүзүп, ал түз сызыктан,  $T_{\text{кый}} f(\varphi)$  кыймылдаткыч күчтөрдүн моментинин  $T_{\text{кый}}$ -диаграммасын алабыз.

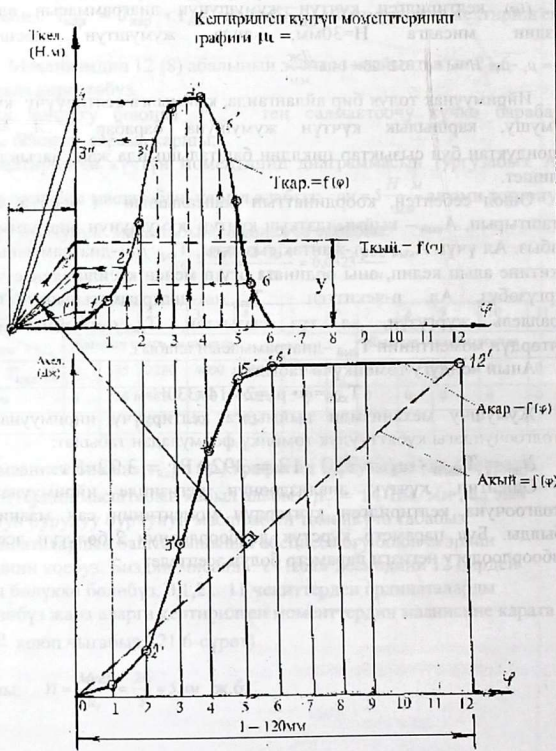
Анын чоңдугу төмөнкүчө табылат:

$$T_{\text{кый}} = y \cdot \mu_T = 24 \cdot 14 = 330 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Жумушчу механизмди кыймылга келтирүүчү ийримуунактын октолгоочундагы кубаттуулук төмөнкү формуладан табылат:

$$N_{\text{ж}} = T_{\text{кый}} \cdot \omega_1 = 330 \cdot 12 = 3920 \text{ Вт} = 3,92 \text{ кВт.}$$

Ошентип, күчтүк анализдөөнүн негизинде ийримуунактын октолгоочуна келтирилген күчтөрдүн моментинин сан маанилери табылды. Бул параметр курстук долбоорлоонун 2-бөлүгүн эсептеп долбоорлоодогу негизги параметр болуп эсептелет.

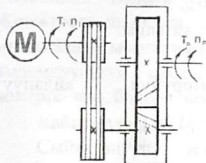


21.6-сүрөт

## XXII ТАРАМ. КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРГИЧТЕРДИ ДОЛБООРЛООГО МИСАЛДАР

### Долбоорлоого ташшырма.

Зымды түздөп жана аны кесүү станокту кыймылга келтирүүчү, бир баскычтуу цилиндрдик жантак тиштүү редукторду долбоорлоо (2.1-сүрөт)



Жай айлануучу октолгоочтун кубаттуулугу

$$(Nж) \quad N_3 = 3.8 \text{ кВт}; \quad \omega_3 = 10 \text{ p/c.}$$

Октолгоочтун айлануу жыштыгы:

$$n_3 = 30 \cdot \omega_3 / \pi = 96 \frac{\text{айл.}}{\text{мин.}}$$

Редуктор бир сменада иштеп узак мөөнөткө эксплуатациялайт октолгоочтор муунакжаздыктарга орнотулат.

22.1-сүрөт.

### 22.1. Электр кыймылдаткыч моторун тандап алуу жана кинетикалык эсептөө.

23.1- табл. боюнча кабыл алабыз:

Бир жуп цилиндрдик тиштүү донго октордун ПAKы

$$\eta_1 = 0,98;$$

жуп муунакжаздыкта жоголууну эсенке алуучу коэффициент,

$$\eta_2 = 0,99;$$

Шынаа курлуу кыймыл өткөрүчтүн ПAKы  $\eta_3 = 0,97$ .

Кыймылга келтиргичтин жаны ПAKы:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,9316.$$

Электр кыймылдаткычы тандап кылуучу кубаттуулук

$$N_{эл} = N_1 = \frac{N_3}{\eta} = \frac{3,8}{0,9316} = 4 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 4 \text{ кВт.}$$

T1- таблица боюнча, керектүү кубаттуулуктагы кыймылдаткычы тандайбыз:

АОП42-6  $N_1 = 4 \text{ кВт}, \quad n_{эл} = 955 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$  жана

АОП51-8  $N = 4 \text{ кВт}, \quad n_{эл} = 710 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$ .

Айлануу жыштыктагы төмөн электир кыймылдаткычы сунушталбайт. Массасы өтө чоң болгондуктан, кыймыл өткөрүү катышы:

$$U = \frac{n_1}{n_3} = \frac{955}{96} = 9.9 \approx 10.$$

20.2- таблица боюнча: редуктор үчүн  $U_p = 4$ ;

Шынаа курлуу кыймыл өткөргүч үчүн  $U_{кр} = 2,5$

Кыймылга келтиргичтин жалпы өткөргүч катышы:

$$U_{ж} = U_{кр} \cdot U_p = 2,5 \cdot 4 = 10$$

Кыймылга келтиргичтин октолгоочторунун айлануу жыштыктары жана бурчтук ылдамдыктары:

$$n_1 = n_{эл} = 955 \frac{\text{айл}}{\text{мин}};$$

$$\omega_1 = \omega_{эл} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3.14 \cdot 955}{30} \approx 100 \text{ рад/с};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{кр}} = \frac{955}{2.5} = 382 \frac{\text{айл}}{\text{мин}};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega}{u_{кр}} = \frac{100}{2.5} = 40 \text{ рад/с};$$

$$n_3 = n_{ж} \frac{n_2}{u_p} = \frac{382}{4} = 95.9 \frac{\text{айл}}{\text{мин}};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_p} = \frac{40}{4} = 10 \text{ рад/с};$$

## 22.2. Шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтү эсептөө

Жетектөөчү октолгоочтогу кубаттуулугу  $N_1 = 4 \text{ кВт}$ ,

ал октолгоочтун айлануу жыштыгы  $n_1 = 955 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$

Жетеленүүчү октолгоочтун айлануу жыштыгы  $n_2 = 239 \frac{\text{айл}}{\text{мин}};$

5.6- таблица боюнча шынаа курдун кесилишин тандап алабыз. Алдын ала жетектөөчү октолгоочтун бурчтук ылдамдыгын жана номиналдык айлануу моментин  $T_1$  табабыз:



$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} \approx 100 \text{ рад/с};$$

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{4 \cdot 10^3}{100} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м} = 40 \cdot 10^3 \text{ Нм}$$

мында  $N_1 - Bm$ ,

$T_1$  –дин мындай маанисинде 5,6-таблицадан курдун А кесилишин тандап алуу сунушталат, кесилиш аянты  $F = 81 \text{ мм}^2$ . Жетектөөчү шкивдин  $D_1$  диаметрин тандап алабыз: 5,6-таблицада минималдык мааниси көрсөтүлгөн.  $D_{\min} = 90 \text{ мм}$ . Бирок, курдун көпкө чыдамдуулугун камсыз кылуу үчүн  $D_{\min}$  - токтобостон, 1...2 номерге чоң болгон шкивдерди алуу зарыл.

Кабыл алабыз  $D_1 = 100 \text{ мм}$

Сыйгаланууну эске албастан кыймыл өткөргүч катышын табабыз:

$$U_{\text{кр}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{955}{382} = 2,5.$$

Жетектеги шкивдин  $D_2$  диаметрин табабыз, салыштырма сыйгалануунун  $\varepsilon = 0,015$  кабыл алып  $D_2 = U \cdot D_1(1 - \varepsilon) = 2,5 \cdot 100(1 - 0,015) = 246 \text{ мм}$ . Стандарттык жакын мааниси  $D_2 = 250 \text{ мм}$ .  $\varepsilon$  – эске алып, кыймыл өткөргүч катышын тактайбыз:

$$U = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{250}{100(1 - 0,015)} = \frac{250}{98,5} = 2,538.$$

Эсептеп чыгабыз:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{кр}}} = \frac{955}{2,53} = 377 \frac{\text{ай}}{\text{мин}}$$

берилгенден айырмасы:

$$\Delta n_2 = \frac{377 - 382}{382} \cdot 100 = 1,3\% \text{ (уруксат берилген айырма 3\% чейин түзөт).}$$

Ошентип, кабыл алабыз  $D_1 = 100 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 250 \text{ мм}$ .

Октордун арасындагы аралыкты табабыз:

$$D_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + n = 0,55(100 + 250) + 10,5 = 250 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2) = 2(100 + 250) = 700 \text{ мм}.$$

Орточо жакын маанисин кабыл алабыз:  $a = 450 \text{ мм}$

(5.6) формула боюнча курдун эсептелип алынган узундугу табылат:

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} = 2 \cdot 450 + \frac{3,14}{2}(250 + 100) + \frac{(250 - 100)^2}{4 \cdot 450} = 1462 \text{ мм}.$$

Стандартка жакын курдун узундугу  $L = 1400 \text{ мм}$

Эсептейбиз:

$$D_{op} = 0.5(D_2 - D_1) = 0.5(250 - 100) = 75 \text{ мм.}$$

формула боюнча  $L$  стандарттык узундугун эске алып “ $a$ ” жаңы маанисин табабыз:

$$a = 0,25 \left[ L - \pi \cdot D_{op} + (L - \pi D_{op})^2 - (D_2 - D_1)^2 \right] \quad (5.13)$$

$$a = 0,25 \left[ 1400 - 3.14 \cdot 75 + \sqrt{(1400 - 3.14 \cdot 75)^2 - 2(250 - 100)^2} \right] = 420 \text{ мм.}$$

Кыймыл өткөргүчтү монтаждоодо, шкивдерге курду кийгизүүнү жеңилдетүү үчүн  $a$  ны  $0,01L$  кыскарууну камсыз кылуу зарыл; курду керүүнү чоңойтуу үчүн  $a$  ны  $0,025L$  ге чоңоюу мүмкүнчүлүгүн кароо зарыл. Каралып жаткан мисалды керектүү жылышын түзөт: кичине жагынан  $0,01 \cdot 1400 = 14,0 \text{ мм}$  чоң жагынан  $0,025 \cdot 1400 = 35 \text{ мм}$

Кичине дөңгөлөкчөнүн кымтуу бурчу:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 \frac{D_2 - D_1}{a} = 180 - 60 \frac{250 - 100}{420} = 158^\circ.$$

Ылдамдыгы:

$$v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_1 = 0,5 \cdot 100 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 5 \text{ м/с.}$$

5.7. –таблицадан, бир шынаалу кур менен өткөрүп берүүчү айланма күчтүн  $P_o$  чоңдугун табабыз, кесилиш аянты  $A$  жана  $U = 1$  болгондо,  $D_1 = 100 \text{ мм}$ ,  $L_o = 1400 \text{ мм}$ ; жана  $v = 5 \text{ м/с}$ .

$$P_o = 190 + \frac{190 - 160}{5} \cdot 2 = 202 \text{ Н (бир курга)}$$

Бир курга уруксат берилген айланма күч:

$$[P] = P_o \cdot C_a \cdot C_h \cdot C_p.$$

Мында.

$$C_a = 1 - 0.003(180 - \alpha_1) = 1 - 0.003(180 - 158^\circ) = 0.93.$$

Курдун узундугунун таасир этүүсүн эске алуучу коэффициент:

$$C_L = 0.3 \frac{L}{L_o} + 0.7.$$

Курдун эсептелүүчү узундугу:  $L = 0.1400 = L_o$ , анда  $C_L = 1$ .

Жогорку берилген шартта, иштөө режим коэффициенти  $C_p = 1$ .

Демек,

$$[P] = 202 \cdot 0.93 = 188 \text{ Н.}$$

Айланма күчтү табабыз:

$$F = \frac{N_1}{\nu} = \frac{3.8 \cdot 10^3}{5} = 760 \text{ Н}$$

Эсептеп алынган курдун саны:

$$Z = \frac{F}{[P]} = \frac{760}{188} = 4.$$

Курлуу кыймыл өткөргүчтөгү күчтү табабыз. Алдын ала керилүү чыңалууну  $\sigma_0 = 1,6 \text{ Н/мм}^2$  кабыл алып ар бир курдун шагындагы керүү:

$$S_0 = \sigma_0 A = 1.6 \cdot 81 = 130 \text{ Н};$$

Жетектөөчү шактын жумушчу керилүүсү:

$$S_1 = S_0 + \frac{F}{2l} = 225 \text{ Н};$$

Ошол эле жетеленүүчү шакта:

$$S_2 = S_0 - \frac{F}{2z} = 35 \text{ Н};$$

Октолгоочтогу күч.

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 130 \cdot 4 \sin 78^\circ \approx 1040 \text{ Н};$$

### 22.3. Редуктордун тиштүү дөңгөлөгүн эсептөө

Дөңгөлөктөргө орточо механикалык касиеттүү материал тандайбыз. Дөңгөлөкчө үчүн болот-45 материалын жылытып иштетүү жакшыртуу, катуулугу HB 230.

Дөңгөлөк үчүн болот-45 материалын жылытып иштетүү жакшыртуу, бирок катуулугу 30 бирдикке төмөн HB200.

Уруксат берилген тийиштүү чыңалуусу.

$$[\sigma]_{II} = \frac{\sigma_{II} \lim \sigma \cdot K_{HL}}{[n]_{II}}$$

Мында,  $\sigma_{II} \lim \sigma$  - тийишүүдөгү чыдамдуулук чеги  $[n]_{II}$  - кам көрүү коэффициентинин мүмкүнчүлүк чеги.

3.2. таблица боюнча  $[i]$  көмүрктүү болоттор үчүн тиштердин беттеринин катуулугу HB350 ден төмөн болгондо жана жылуулук иштеткенде

$$\sigma_{II} \lim \sigma = 2HB + 70;$$

$K_{HL}$  - көпкө иштөө коэффициенти. Редукторду узак мөөнөткө иштеткенде, кабыл алынат:  $K_{HL} = 1$ ;  $[n]_{II} = 1.15$ .

Дөңгөлөк үчүн уруксат берилген чыңалууну кабыл алабыз.

$$[\sigma]_{II} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,15} = 408 \text{ Н / мм}^2$$

Дөңгөлөкчөнүн октолгоочунун айлануу momenti.

$$T_2 = T_1 \cdot U_{\text{кв}} = 40 \cdot 10^3 \cdot 2,4 = 96 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Дөңгөлөктүн октолгоочунун айлануу momenti

$$T_3 = T_2 \cdot U_{\rho} = 96 \cdot 10^3 \cdot 4 = 384 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$K_{III}$  – жүктөм коэффициенти. Дөңгөлөктөр симметриялык эмес жайланышканда кабыл алабыз.  $K_{III} = 1,25$  Октор ортосундагы аралык боюнча тиштин экинчи коэффициентин кабыл алабыз.  $\varphi_{na} = \sigma / a_w = 0,4$

Тиштердин активдик бетинин тийишүү чыдамдуулук шартынан октордун ортосундагы аралык:

$$a_w = (u+1) \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma]_{II}}\right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot K_{III}}{U \cdot \varphi_{na}}} = (4+1) \sqrt{\left(\frac{270}{410}\right)^2 \cdot \frac{384 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{4^2 \cdot 0,4}} = 127 \text{ мм}$$

Стандарт боюнча жакындатылган маанини кабыл алабыз:  $a_w = 125 \text{ мм}$ .

Илиништик нормалдуу модулу:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм}$$

Кабыл алабыз.  $m_n = 2, \text{ мм}$ . Алдын ала тиштердин санын табабыз.

$$Z_1 = \frac{2 a_w \cdot \cos \beta}{(U+1) m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 10^\circ}{(4+1) \cdot 2} = \frac{250 \cdot 0,985}{10} = 24,6; \text{ кабыл алабыз.}$$

$Z_1 = 25$ ; анда  $Z_2 = Z_1 \cdot U_{\rho} = 25 \cdot 4 = 100$ ;

Тиштердин жантак бурчунун маанисин тактоо. (3.16 формула боюнча)

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(25 + 100) \cdot 2}{2 \cdot 125} = 0,9850; \quad \beta = 12^\circ 25'$$

**Дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн негизги өлчөмдөрү:**

Бөлүнүүчү диаметрлери:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_1 = \frac{2 \cdot 25}{0,975} = 51,28 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_2 = \frac{2 \cdot 100}{0,975} = 205,12 \text{ мм}.$$

Текшерүү:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{51.28 + 205.12}{2} = 128 \text{ мм}$$

Тиштердин чокусундагы диаметри:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 51.28 + 2 \cdot 2 = 55.28 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 205.12 + 2 \cdot 2 = 209.12 \text{ мм.}$$

Доңгөлөктүн эни:  $\sigma_3 = 4 \cdot v \cdot a \cdot a_w = 0.4 \cdot 125 = 50 \text{ мм.}$

Доңгөлөкчөнүн эни:  $\sigma_2 + 5 = 55 \text{ мм.}$

Диаметр боюнча доңгөлөктүн энинин коэффициентин аныктайбыз:

$$\varphi_{\sigma a} = \frac{v}{d_1} = \frac{55}{51.28} = 1.072.$$

Даражадагы айланма ылдамдыгын жана кыймыл өткөргүчтүн тактык

$$v = \frac{\omega_1 + d_1}{2} = \frac{100 \cdot 51.12}{2 \cdot 10^3} = 2.55 \text{ м/с}$$

Даражадагы ылдамдыкта 8-даражадагы тактыкты алуу зарыл.

Дуктук коэффициенти:  $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$

3.5 таблицадан [20] катуулугу  $\leq \text{HB350}$  жана  $\varphi_{\sigma a} = 1.275$  болгон учурда

кабыл алабыз.  $K_{H\beta} = 1.15$ . даражада:  $K_{H\alpha} = 1.086$ , 3.6. таблицадан

$v \leq 5 \text{ м/с}$  болгондо  $K_{H\nu} = 1.0$ . Жыйынтыгында:  $K_H = 1.15 \cdot 1.08 \cdot 1.0 = 1.245$ .

Тийишүү чыңалуусунун анык чоңдугу:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} = \sqrt{\frac{T_3 K_H (U_p + 1)^3}{v_3 \cdot U_p^2}} = \frac{270}{125} \sqrt{\frac{384 \cdot 10^3 (4+1) \cdot 1.24}{55 \cdot 4^2}} = 230 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H$$

Тийиштүү чыңалуу чоң болгондуктан, тиштердин ийилүүгө болгон бекемдиги, алдын ала канааттандыраарлык. Ошондуктан ийилүү бекемдикке текшерүү жүргүзүлбөйт.

Илинишүүдөгү таасир эткен күчтөр:

$$\text{Айланма күчү: } F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 3.7 \cdot 10^3}{51.28} = 1450 \text{ Н.}$$

$$\text{Радиалдык күч. } F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1450 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ 50'} = 725 \text{ Н.}$$

$$\text{Октук күчү: } F_a = F_r \cdot \text{tg} \rho = 1450 \text{tg} 12^\circ 50' = 570 \text{ Н.}$$

Ийилүүдөгү чыңалуу боюнча тиштердин чыдамдуулугун текшерелиз:

$$\sigma_F = \frac{F \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_{H\beta} \cdot K_{Fa}}{v \cdot m_n} = 270 \leq [\sigma]_F$$

Бул жерде жүктөө коэффициенти:  $K_F = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$

3.7-таблица боюнча [20]  $K_{F\beta} = 1,3$ , демек  $K_F = 1,33 \cdot 1,3 = 1,73$ .

Жергиликтүү чыңалуу боюнча тиштин биримдик коэффициенти:

$$\text{Дөңгөлөкчөдө: } Z_{U1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{0,975^3} \approx 26;$$

$$\text{Дөңгөлөктө: } Z_{U2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{0,975^3} \approx 107;$$

Ошондой болгондо  $Y_{F1} = 3,84$  жана  $Y_{F2} = 3,60$  (3.24) формула

боюнча уруксат берилген чыңалуу:  $[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^o \lim \sigma}{[n]}$

3.9-таблицадан [20] жакшыртылган — болот 45 үчүн катуулугу  $HB \leq 350$  болгондо  $\sigma_{F \lim \sigma}^o = 1,8 HB$

$$\text{Дөңгөлөкчө үчүн: } \sigma_{F \lim \sigma}^o = 1,8 \cdot 230 = 415 H / \text{мм}^2;$$

$$\text{Дөңгөлөк үчүн: } \sigma_{F \lim \sigma}^o = 1,8 \cdot 200 = 360 H / \text{мм}^2.$$

$[n]_F = [n]_F^I \cdot [n]_F^{II}$  — бекемдикке кам көрүү коэффициенти:

$$[n]_F^I = 1,75; \quad [n]_F^{II} = 1 \quad \text{демек} \quad [n]_F = 1,75.$$

**Уруксат берилген чыңалуу:**

$$\text{Дөңгөлөкчө үчүн: } [\sigma]_{F1} = \frac{415}{1,75} = 237 H / \text{мм}^2$$

$$\text{Дөңгөлөк үчүн} \quad [\sigma]_{F2} = \frac{360}{1,75} = 205 H / \text{мм}^2 \quad \text{Катышын табабыз: } \frac{[\sigma]_F}{Y_F}:$$

$$\text{Дөңгөлөкчө үчүн: } \frac{337}{3,84} = 88 H / \text{мм}^2$$

Дөңгөлөк үчүн:  $Y_\beta$  жана  $K_{F\alpha}$  коэффициенттерин аныктайбыз:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140} = 1 - \frac{12,8}{140} = 1 - 0,09 = 0,91;$$

Орточо каптал аша жабуу коэффициенти  $\varepsilon_\alpha = 1,5$  жана 8 чи тактык диаграмма үчүн  $K_{F\alpha} = 0,75$ .

(3.25) формула боюнча дөңгөлөктүн тишинин бекемдигин текшерелиз:

$$\sigma_{F2} = \frac{F \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{v_w \cdot m_n} = \frac{1450 \cdot 1,73 \cdot 3,84 \cdot 0,91 \cdot 0,75}{55 \cdot 2} \approx 60 H / \text{мм}$$

$$< [\sigma]_{F2} = 205 H / \text{мм}^2.$$



Ошентип, долбоорлонгон дөңгөлөктөрдүн бекемдиги, тийишүү чыңалуусу боюнча нормалдуу иштөө үчүн жетишерлик болуп эсептелет.

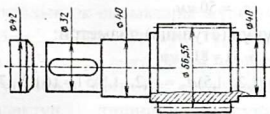
## 22.4. Редуктордун октолгоочторун алдын ала эсептөө

### Жетелөөчү октолгооч:

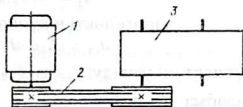
(6.16) формула боюнча уруксат берилген чыңалуу  $[\tau]_K = 25H / \text{мм}^2$  болгондо, октолгоочтун чыгып турган диаметри:

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16T_{KB}}{\pi[\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 96 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 26,5 \text{ мм. } d_{01} = 30 \text{ мм. кабыл алабыз.}$$

Муунакжаздыктын алдындагы октолгоочтун диаметри  $d_{01} = 40 \text{ мм.}$  жана  $d_{01} = 32 \text{ мм.}$  деп кабыл алабыз (23.2.-сүрөт) дөңгөлөкчө октолгооч менен бүтүн бирге жасалат.



23.2 сүрөт Жетектоочу ок толгоочту долбоорлоо курлуу кыймыл өткөргүч; 3-редуктор



23.3 сүрөт Кыймылга келтиргичтин схемасы: 1-мотор; 2-шынаа

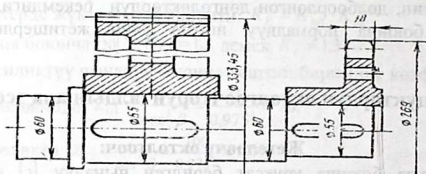
### Жетеленүүчү октолгооч. (22.4 сүрөт)

Октолгоочтун ийилүүсүн эске алып, октолгооч үчүн төмөндөтүлгөн чыңалууда эсептейбиз. Ал үчүн  $[\tau]_K = 20H / \text{мм}^2$  деп

кабыл алабыз.  $d_{a2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 384 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 46,8 \text{ мм.}$  Стандарттык катардан

жакындатылган чоң маанисин алабыз:  $d_{a2} = 50 \text{ мм.}$  Муунакжаздыктын астындагы  $d_{n2} = 50 \text{ мм.}$  жана тиштүү дөңгөлөктүн астындагы диаметри

$d_{K2} = 55 \text{ мм.}$  деп кабыл алабыз калган диаметрлер редукторду жайгашуудан аныкталат.



22.4 сүрөт. Жетеленүүчү октолгоочту долбоорлоо

## 22.5. Дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн конструктивдик өлчөмдөрү.

Дөңгөлөкчөнү октолгооч менен бүтүн жасайт (8.6. сүрөттү кара). Ал эми анын өлчөмдөрүн 186-бетти кара.  $d_1 = 51,28 \text{ мм}$ .  $d_{a1} = 55,28 \text{ мм}$ .  $\sigma_1 = 55 \text{ мм}$ . Дөңгөлөк (8.2 сүрөттү кара жана 8.1 табл.)

$$d_2 = 209,12 \text{ мм}, \quad \sigma_3 = 50 \text{ мм}.$$

Дөңгөлөктүн күпчөгүнүн (ступица) диаметри:

$$d_{CT} = 1,6 \cdot d \cdot d_2 = 1,6 \cdot 51 = 81,6 \text{ мм}.$$

Күпчөктүн узундугу  $\ell_{CT} = (1,2 \dots 1,5) d_2 = (1,2 \dots 1,5) 51 = (61,2 \dots 76,5)$ , кабыл алабыз  $\ell_{CT} = 70 \text{ мм}$

Дөңгөлөктүн алкагынын (обод) калыңдыгы:

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) m_n = (2,5 \dots 4) 2 = 5 \dots 8 \text{ мм} \quad \text{кабыл алабыз. } \delta_0 = 8 \text{ мм}.$$

Дисканын калыңдыгы  $C = 0,3 \cdot \sigma_2 = 0,3 \cdot 55 = 16,5 \text{ мм}$ .

## 22.6. Редуктордун тулгасынын конструктивдик өлчөмдөрү.

8.3.- таблицадан [i] тулганын жана капкактын калыңдыгы:

$$\delta = 0,5 \cdot a_w + 1 = 0,025 \cdot 125 + 1 = 4,125 \text{ мм}$$

кабыл алабыз:  $\delta = 6 \text{ мм}$ ,  $\delta_i = 0,02 \cdot a_w + 1 = 3,5$  кабыл алабыз  $\delta_i = 6 \text{ мм}$ ,

Капкактын жана тулганын белдигинин калыңдыгы:

$$\sigma = 1,5 \delta = 9 \text{ мм}$$

$$\sigma_1 = 1,5 \delta_1 = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}.$$

Тулганын төмөнкү белдиги:

$$P = 2,35 \delta = 2,35 \cdot 6 = 14,1 \text{ мм} \quad \text{кабыл алабыз } P = 16 \text{ мм}.$$

Фундаменттеги буроонун диаметри:

$d'_1 = (0,03...0,036)a_w + 12 = (0,03...0,036)125 + 12 = (15,75...16,5)$  кабыл алабыз M16, капкактарды бекитүүчү болттор:  $d'_2 = (0,7...0,75) \cdot 16 = 11,2...12,0$  мм, кабыл алабыз M12.

## 22.7. Редукторду компоновкалоонун биринчи этабы. (22.5-сүрөт)

Адатта редукторду компоновкалоо эки этап менен жүргүзүлөт. Биринчи этапта жылгалуу чыгырыктарды (шків) жана тиштүү дөңгөлөктөрдүн жайгашкан ордун тулгадагы абалын чийме жол менен аныкталып жана муунакжаздыктарды тандоо жүргүзүлөт, ошондой эле реакция күчүн аныкташ үчүн таяныч аралыктары аныкталат.

Компоновкалык чийме редуктордун капкагы алынып ташталган бир проекцияда жүргүзүлөт: мүмкүн болсо M1:1 масштабда ички сызык менен чийилет.

Биринчи горизонталдык ок сызык жүргүзүлөт, андан соң эки вертикалдык ок сызыктары жүргүзүлөт, алардын ортосундагы аралык  $a_w = 125$  мм. Төрт бурчтук түрүндө дөңгөлөктү жана дөңгөлөкчөнү чиебиз. Кутунун ички бетин чиебиз, дөңгөлөкчөнүн капталы менен кутунун ички бетинин ортосундагы аралык  $A_1 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$  мм. дөңгөлөктүн тишинин чокусунан кутунун ички бетине чейинки аралык  $A = \delta = 8$  мм. Алдын ала орто сериядагы радиалдык сака муунакжаздыктарды кабыл алабыз. Муунакжаздыктардын өлчөмдөрүн октолгоочтордун диаметри боюнча муунакжаздыктарды отургузуу орунун аныктайбыз:  $dn_1 = 40$  мм,  $dn_2 = 50$  мм, Т8. табл. боюнча алабыз.

Т6-таблица.

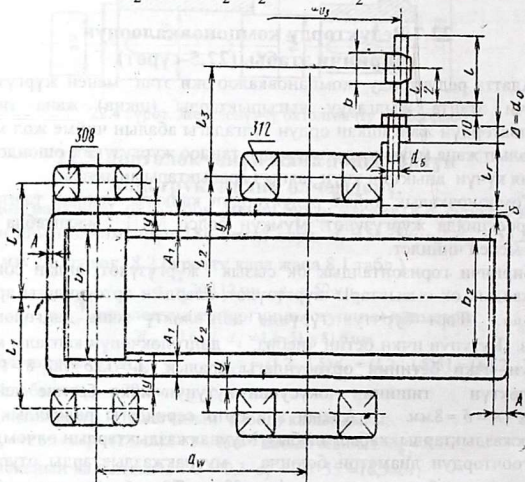
Муунакжаздыктын шарттуу белгиси	d	D	B	Жүк көтөрүмдүүлүгү, кН	
	Өлчөмдөрү, мм			C	Co
208	40	80	18	25,1	17,8
210	50	90	20	27,0	19,7

### Муунакжаздыктарды майлоону карайбыз.

Майлоону тиштүү дөңгөлөктөр майлана турган суюк майды начуу менен же өзүнчө илешчээк суюк май илешчээк жууп кетпес үчүн муунакжаздык менен редуктордун ортосундагы боштукка майды кармап туруучу шакектерди коёбуз, алардын өлчөмдөрү  $U = 8...10$  мм

кабыл алабыз  $y = 10 \text{ мм}$ . жетелөөчү дөңгөлөктөгү  $\ell_1$  – узундугу өлчөмдөрдү кошуп аныктайбыз:

$$\ell_1 = \frac{B}{2} + y + A_1 + \frac{a_1}{2} = \frac{24}{2} + 10 + 10 + \frac{80}{2} = 72 \text{ мм.}$$



22.5-сүрөт. Редукторду алдын ала компановкалоо

## 22.8. Муунак жаздыктын узак мөөнөттө иштөөсүн текшерүү.

**Жетелөөчү октолгооч (22.6 сүрөт):**

Муунак жаздыктардын чыдамдуулугун текшерүү ар бир октолгооч үчүн өзүнчө жүргүзүлөт. Жогоруда келтирилген эсеп боюнча бизде:

$$F_1 = 1450 \text{ Н}, \quad F_r = 725, \quad F_a = 570 \text{ Н}$$

Компановканын биринчи этабы боюнча  $\ell_1 = 72 \text{ мм}$

Таяныч реакцияларын аныктоо: ХУ тегиздигинде:

$$F_{x_1} = F_{x_2} = \frac{F}{2} = \frac{1450}{2} = 725 \text{ Н}$$

$$vz \text{ тегиздигинде: } Fy_1 = \frac{1}{2L} (F_r L_1 + Fa \frac{d_1}{2}) = \frac{1}{2 \cdot 72} (725 + 570 \frac{51}{2}) 463 \text{H}$$

$$Fy_2 = \frac{1}{2L} (F_r L_1 + Fa \frac{d_1}{2}) = 262 \text{H}$$

$$\text{Текшерүү: } Fy_1 + Fy_2 - Fv = 463 + 262 - 725 = 0$$

Биринчи таяныктагы эң чоң кошулуу реакция күчү.

$$Fv_1 = \sqrt{Fx_1^2 + Fy_1^2} = \sqrt{725^2 + 463^2} = 865 \text{H.}$$

T8.[20] таблица боюнча 208-радиалдык сака муунакжаздыкты тандайбыз.

Температуралык коэффициентти кабыл алабыз:  $K_T = 1[3]$

$$\frac{Fa}{Ca} = \frac{570}{17,8} = 0,32; \text{ катышы үчүн (17 таблица боюнча) } \ell = 0,23 \text{ тү табабыз.}$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{570}{725} = 0,783 > \ell; \text{ катышы үчүн } x = 0,56 \text{ жана } Y = 1,93$$

$$F_{\text{жж}} = (0,56 \cdot 1 \cdot 72,5 + 1,93 \cdot 570) 1,6 \cdot 1 = 2410 \text{H}$$

Узак мөөнөттө иштөөсүн саат боюнча эсептесек:

$$L = \left( \frac{C}{F_{\text{жж}}} \right)^a \text{ бул жерде } a - \text{даражанын көрсөткүчү сакалуу муунакжаздыктар үчүн } a = 3, \text{ ал эми роликтүү муунакжаздыктар үчүн } a = 10/3$$

$$\text{Аныктайбыз: } L = \left( \frac{C}{F_{\text{жж}}} \right)^3 = \left( \frac{25,1 \cdot 10^3}{2410} \right)^3 \approx 1430 \frac{\text{млн}}{\text{айл.}}$$

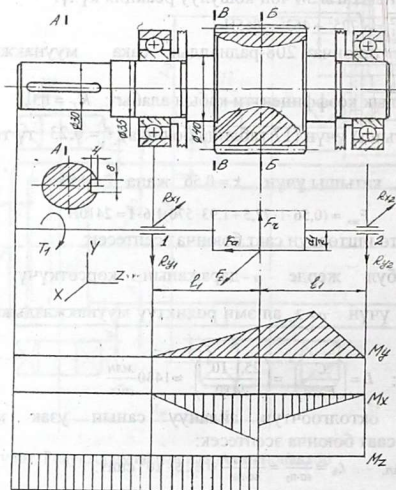
Жетектөөчү октолгоочтун айлануу санын узак мөөнөттө иштөөнүн эсебин саат боюнча эсептесек:

$$P_2 = 380 \text{ мин/айл.}, \quad L_h = \frac{\ell \cdot 10^6}{60 \cdot P_2} = \frac{1430 \cdot 10^6}{60 \cdot 380} \approx 62,5 \cdot 10^3 \text{ саат.}$$

**Жетегеленүүчү октолгооч. (22.6-сүрөт.)**

$F_t = 1450; \text{H}$        $F_r = 750; \text{H}$        $F_a = 570; \text{H}$       Ийримуунактын,  
 редуктордун      октолгоочко      таасир      этүүчү      күч       $T_3 = 400 \text{H}\cdot\text{м}$   
 Компонувканын      биринчи      этабы      боюнча:  $l_2 = 72 \text{мм}$       таяныч  
 реакциялары:  $xz$  тегиздигинде:

$$F_{x_3} = F_{x_4} = \frac{F_t}{2} = \frac{1450}{2} = 723 \text{H}$$



22.6 - сүрөт. Жетелөөчү октолгоочту эсептөөнүн схемасы

YZ тегиздигинде:

$$F_{y_3} = \frac{1}{2l_2} (F_v l_2 + F_a \frac{d_2}{2}) = \frac{1}{2 \cdot 72} (750 \cdot 72 + 570 \cdot \frac{205}{2}) = 780 \text{H}$$

$$F_{y_4} = \frac{1}{2l_2} (F_v l_2 - F_a \frac{d_2}{2}) = \frac{1}{2 \cdot 72} (750 \cdot 72 - 570 \cdot \frac{205}{2}) = 31 \text{H}$$

Текшерүү:  $F_{y_1} + F_{y_3} - F_v = 780 - 30 - 750 = 0$ .



3-таянычтагы эн чоң реакция күчтөрдүн суммасы:

$$Fv_3 = \sqrt{Fx_3^2 + Fy_3^2} = \sqrt{725^2 + 780^2} = 1190 \text{ Н}$$

Үчүнчү таянычка карата муунакжаздыкты тандайбыз. 210-орто сериядагы радиалдык муунакжаздыкты кабыл алабыз.

$d = 50$ ;  $D = 90$ ;  $B = 18$ ;  $C = 27,0$ ;  $C_0 = 19,7$ . Ал үчүн  $Fa/C_0 = 570/1970 = 0,28$  болгондуктан  $\ell = 0,025$ .

коопсуздук жана температуралык коэффициенттер:  $K\delta = 1,6$ ;  $K_I = 1$   
15-таблицадан  $x = 0,56$  жана  $y = 1,99$  табабыз.

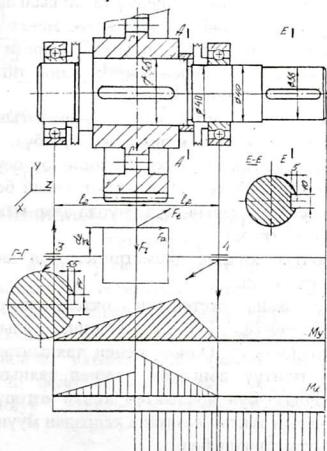
(7.5) формула боюнча эквиваленттик күч:

$$F_3 = (xvFr + YFa)K\delta \cdot Kt = (0,56 \cdot 1 \cdot 750 + 1,99 \cdot 570)1,6 \cdot 1 = 2488 \text{ Н}$$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби боюнча, млн. айлануу.

$$L = \left(\frac{C}{F_3}\right)^3 = \left(\frac{27 \cdot 10^3}{2488}\right)^3 \approx 1278 \text{ млн/айл.}$$

Узак мөөнөткө иштөөсүн саат боюнча эсептесек:



22.7-сүрөт. Жетеленүүчү октолгоочту эсептөө схемасы

Ички шакек айланса,  $v = 1$ ;

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_3} = \frac{1288 \cdot 10^6}{60 \cdot 96} = 224 \cdot 10^3 \text{ саат};$$

мында  $n_3=96$  айл/мин-жетеленүүчү октолгоочтун айлануу, жыштыгы. Редуктордогу тиштүү дөңгөлөктөрдүн иштөө мөөнөтү 36000 саатты түзөт. Биз эсептеген муунакжаздыктардын иштөө мөөнөтү андан да жогору, демек, талапка толук жооп берет.

## 22.9. Редуктордун компоновкасынын экинчи этабы (22.7 сүрөт)

Компоновканын экинчи этабынын максаты – тиштүү дөңгөлөктөрдү, октолгоочторду, муунакжаздыктар жана алардын түйүндөрүн конструктивдик жактан тагыраак чийүү.

Октолгоочтордун бекемдигин текшерүү талап кылынат.

Компоновканын экинчи этабы ички сызык менен чийме кагазынын барагында жүргүзүлөт. Аткаруунун ирети төмөндөгүдөй: дөңгөлөкчөнү октолгооч менен бирге жана тиштүү дөңгөлөктүн долбоордук өлчөмдөрү менен чийилет.

а) редуктордун ортосунан  $l_1$ -аралыгында жайгашкан, муунакжаздыктын октук сызыктарын жүргүзөбүз; муунакжаздыктын каптал бети менен кабыктын ички бетинин ортосуна май кармоочу шакектерди чийебиз (22.7-сүрөт). Алардын учкай бети кутунун ичине көздөй 1...2 мм чыгуусу зарыл, бул учурда алар майды чагылдыруучу шакектердин ролун аткарат.

б) октолгоочтун кичине диаметринен чоң диаметрине өтүшүн радиус менен жүргүзөбүз.

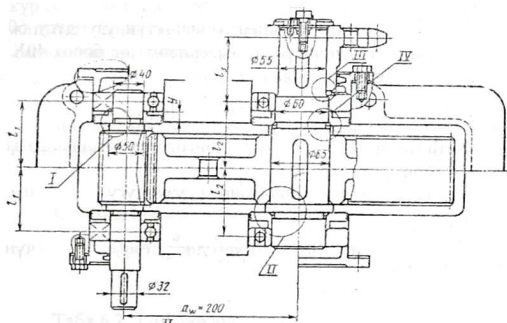
Жетектөөчү жана жетектеги октолгоочтордо учкай бети тегеректелип 25360-78 ГОСТу боюнча алынган призмалык шпонкаларды колдонобуз. Өлчөө менен таянычтардын ортосундагы аралыкты жана тиштүү дөңгөлөк менен таянычтын ортосундагы аралыкты тактайбыз. Бул аралыктар көпкө өзгөрүлгөн болсо, анда таяныч реакцияларын тактайбыз жана кайрадан муунакжаздыктын узак мөөнөткө иштөөсүн текшеребиз.

в) муунакжаздыктын капкактарын, калыңдыгы 1мм болгон тошонду менен бекитүүчү буралмалары менен чийебиз.

Буралмалардын редуктордун кутусуна буралып кириши буралманын 1,5 диаметринен кем болушу керек.

Жүн сыяктуу жана фетрдик тыгыздагычтардын негизинен илээшчек майлагычтар толтурулган түйүндөрдү сыйгалануунун ылдамдыгы 2 м/с жана 5 м/с болгон учурда колдонушат.

Манжеттик резина тыгыздагычтар сыйгалануу ылдамдыгы -10 м/с чейин колдонулат.



22.8 сүрөт. Редуктордун экинчи этабынын жайланышы

## 22.10. Шпонкалуу бириктирүүдөгү бекемдикти текшерүү

Октолгоочко отургузулган тетиктерди муфтаны, тиштүү дөңгөлөктү ж.б. айлануучу тетиктерди октолгооч менен бириктирүү үчүн учкай бети тегеректелген шпонкалар колдонулат. Шпонканын кесилишинин арыкчанын өлчөмдөрү жана шпонканын узундугу СТ СЭВ 189-75 боюнча алынат. Шпонканын материалы катары нормалдаштырылган болот-45 колдонулат. (6.22) формула боюнча шпонканы майышуу чыңалууга жана бекемдиктин шартына текшеремиз:

$$\sigma_{\text{CM}}^{\text{max}} = \frac{2T}{a(n-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{\text{CM}}$$

Майышуу чыңалуусунун мүмкүнчүлүк чеги, болот күпчөгү үчүн  $[\sigma]_{\text{CM}} = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$ . Чоюн күпчөгү үчүн  $[\sigma]_{\text{CM}} = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$ .

Жетелөөчү октолгооч  $d=40\text{мм}$ ;  $b \cdot h=10 \cdot 7\text{мм}$ ;  $t_1=5\text{мм}$ ; шпонканын узундугу  $l=70\text{мм}$ ; жетелөөчү октолгоочтогу момент  $T_2=3.7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ;

$$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 96 \cdot 10^3}{40(18-5)(56-10)} = 34.8 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см см}}.$$

### Жетеленүүчү октолгооч.

Дөңгөлөккө жана ийри муунак бекиткен бөлүккө эки шпонка колдонулду. Ийри муунакка олтургузулган шпонканы текшерип көрөбүз, себеби жүктүн көбүрөөк таасири да октолгоочтун ушул бөлүгүнө туура келет:

$d=45\text{мм}$ ;  $b \cdot h=14 \cdot 9\text{мм}$ ;  $t_1=5.5\text{мм}$ ;  $l=56\text{мм}$ ; (күпчөктүн узундугу 60 мм болгондо); дөңгөлөктүн күпчөгүнүн материалы – болот-40Х. Жетектеги октолгоочтогу момент:  $T_3=184 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ;

$$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 184 \cdot 10^3}{45(9-5.5) \cdot (56-14)} = 48.7 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}$$

**Жетектеги октолгооч.** (22.6 сүрөт) Дөңгөлөктүн алдындагы шпонканы текшерип көрөбүз.

$d=55\text{мм}$ ;  $b \cdot h=16 \cdot 10\text{мм}$ ;  $t=6\text{мм}$ ; шпонканын узундугу  $l=75\text{мм}$ ; момент  $T_3=14.8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$ ;

$$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 184 \cdot 10^3}{55 \cdot (10-6) \cdot (75-16)} = 22.8 \text{ Н/мм}^2; \quad \text{Бекемдик — бирикме үчүн}$$

аткарылды.

## 22.11. Октолгоочтун такталган эсеби.

Инженердик практикада белгилүү, октолгоочтордун иштен чыгышынын негизги түрү болуп, узак убакыт иштөөдөн чарчап чаалыгып талкаланышы болуп эсептелет. Ошондуктан октолгоочтордун текшерүүчү тактоо эсебин чарчатуучу күчтөргө болгон каршылыкка карата жүргүзүлөт, коркунучтуу кесилиш үчүн бекемдиктин запас коэффициентин аныктоо жана аны уруксат берилген запастык чеги менен салыштыруу болуп эсептелет. Эгерде  $n \geq [n]$  шарт аткарылса анда бекемдик сакталган болот.

Эсепти ар бир октолгооч үчүн коркунучтуу кесилиш кайсыл жерде болсо, ошол жерге жүргүзөбүз.

### Жетелөөчү октолгооч. (22.8- сүрөт)

Октолгоочтун материалы, ошол дөңгөлөкчө жасалган материал жакшыртылган болот-45, дөңгөлөкчө октолгооч менен бирге жасалган. Биздин учур үчүн табл.3.3. [1] боюнча  $d_{a1}=55.28 \text{ мм}$ ; бекемдик чеги

$$\sigma_B = 780 \text{ Н/мм}^2.$$

Чийилүүдөгү симметриялуу цикл учурунда чыдамдуулуктун мүмкүнчүлүк чеги:

$$\sigma_{-1} = 0.43 \cdot \sigma_B = 0.43 \cdot 780 = 335 \text{ Н/мм}^2$$

Симметриялуу цикл учурунда жаныма чыңалуунун чыдамдуулук мүмкүнчүлүк чеги:

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} = 0.58 \cdot 335 = 193 \text{ Н/мм}^2.$$

А-А Кесилиш (22.7-сүрөт). Бул кесилиште, айлануу momenti курлуу кыймыл өткөргүч аркылуу октолгоочко берген учурда бир гана жаныма чыңалуу пайда болот. Чыңалуунун күчөшүн шпонка үчүн даярдалган арыкчалар күчөтөт. Бекемдикке кам көрүү коэффициенттери:

$$n = n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\kappa_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} + \tau_m};$$

мында нөлдүк циклден орточо чыңалуу жана амплитуда төмөнкүчө ээ.

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T_2}{2W_k \text{ нетто}};$$

$h=30\text{мм}; b=8\text{мм}; t=4\text{мм};$  учур үчүн:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d}{16} = \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)}{2 \cdot d} = \frac{3.14 \cdot 30^3}{16} - \frac{8 \cdot 4 \cdot (30 - 4)^2}{2 \cdot 30} = 4.99 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{3.7 \cdot 10^3}{2 \cdot 4.9 \cdot 10^3} = 5.77 \text{ Н/мм}^2.$$

Табл.6.2. [20] боюнча:  $\kappa_{\tau}=1.67$ ;  $\varepsilon_{\tau}=0.77$ ;  $\psi_{\tau}=0.1$  деп кабыл алабыз.

Ордуна коюп төмөнкүнү алабыз:

$$n = n_{\phi} = \frac{193}{\frac{1.68}{0.84} + 5.7 + 0.1 \cdot 5.7} = 16.08 [n] = 2.5 \text{ экенин эске алып, жетектөөчү}$$

октолгоочтун жылгалуу чыгарып олтургузулган диаметри чоң алынгандыктан, жетектөөчү толгоочтун бекемдигинин запас коэффициенттери андан чоң болуп алынды. Ошол себептен Б-Б жана В-В кесилиштерин текшерүүнүн кажети жок, себеби жыйынтыктоочу коэффициенттери:  $n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$  жыйынтыкталган маанисинен чоң болот.

**Жетектеги октолгооч (22.9-сүрөт)**

Ийилүүчү жана толгоочу күчтөрүнүн эпюраларын тургузабыз. Коркунучтуу кесилиштер Т-Г (чоң дөңгөлөктүн астында, эң чоң күчтөр; күч чогултуучу – шпонкалык оюк)  $\kappa_v=1.59$  жана  $\kappa_{\tau}=1.49$ ; масштабдык факторлор.  $\varepsilon \approx \varepsilon_{\tau}=0.74$ ; коэффициенттер  $\psi_v=0.15$  жана  $\psi_{\tau}$

=0.1. Толгоо momenti  $T_3=14.8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$ . Горизонталдык тегиздиктеги ийүү момент күчтөр:

$$M = F_{x3} \cdot l_2 + T_3 = 725 \cdot 72 + 14.8 \cdot 10^3 = 52.214 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

вертикалдык тегиздикте:

$$M = F_{y3} \cdot l_2 + T_3 = 780 \cdot 72 + 14.8 \cdot 10^3 = 77.968 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Г-Г кесилиштеги кошунду ийүүчү момент:

$$M_{Г-Г} = \sqrt{(M')^2 + (M'')_{Г-Г}^2} = \sqrt{(52,2 \cdot 10^3)^2 + (78,9 \cdot 10^3)^2} \approx 286 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Тогоого каршы момент ( $d=55 \text{ мм}$ ;  $b=14 \text{ мм}$ ;  $t_1=5 \text{ мм}$ )

$$W_{к\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3.14 \cdot 55^3}{16} - \frac{14 \cdot 5(55-5)^2}{2 \cdot 55} = 31 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Ийүүгө каршылык момент

$$W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3.14 \cdot 55^3}{16} - \frac{14 \cdot 5(55-5)^2}{2 \cdot 55} = 14.7 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Жаныма чыңалуунун циклинде орточо чыңалуусу жана амплитудасы

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2 \cdot W_p} = \frac{184 \cdot 10^3}{2 \cdot 58 \cdot 10^3} = 1.27 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Ийилүүдө нормалдуу чыңалуунун амплитудасы

$$\sigma_v = \frac{T_{Г-Г}}{W_{нетто}} = \frac{14.8 \cdot 10^3}{14.7 \cdot 10^3} = 10 \text{ Н} / \text{мм}^2; \text{ орточо чыңалуу } \sigma_m = 0.$$

Нормалдуу чыңалуу боюнча бекемдикке кам көрүү коэффициенти

$$n_G = \frac{G_{-1}}{\frac{k_G G_\theta + \psi_G G_m}{\varepsilon_G}} = \frac{335}{3.4 \cdot 20} = 4.9$$

Жаныма чыңалуу боюнча бекемдикке кам көрүү коэффициенти

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_\theta + \psi_\tau \tau_m}{\varepsilon_\tau}} = \frac{193}{2.53 \cdot 5 + 0.1 \cdot 5} = 14.67.$$

Г-Г кесилиш үчүн бекемдикке кам көрүү коэффициентинин жыйынтыктоочусу

$$n = \frac{n_G \cdot n_\tau}{\sqrt{n_G^2 + n_\tau^2}} = \frac{14.67 \cdot 4.9}{\sqrt{4.9^2 + 14.67^2}} = 4.7$$

D-D кесилиши. Чыңалуунун топтолушу октолгоочтогу диаметри 50 дөн 55 ке өзгөргөндүгүнө байланыштуу болот.

$$\frac{D}{d} = 1.1 \text{ жана } \frac{r}{d} = \frac{2.25}{50} \approx 0.045 \text{ болгон учурда коэффициенттер:}$$

$$k=1.75; k_\tau=1.3; \varepsilon_\sigma=\varepsilon_\tau=0.75.$$

Кесилиштин октук каршылык momenti



$$W = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 29.6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

Нормалдык чыңалуунун амплитудасы

$$\sigma_v = \frac{T_3}{W} = \frac{184 \cdot 10^3}{29.6 \cdot 10^3} = 6.2 \text{ Н/мм}^2;$$

Каршылыктын полярддык моменти

$$W_p = 2 \cdot 29.6 \cdot 10^3 = 58 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Жаныма чыңалуунун циклинде орточо чыңалуусу жана амплитудасы

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{14.8 \cdot 10^3}{2 \cdot 58 \cdot 10^3} = 1.27 \text{ Н/мм}^2.$$

Бекемдикке кам көрүү коэффициенттери

$$n_G = \frac{G_{-1}}{k_G \cdot G_\vartheta} = \frac{335}{1.75 \cdot 110} = 14.36;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \cdot \tau_\vartheta + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{193}{0.75 \cdot 1.27 + 0.1 \cdot 1.27} = 8.28.$$

D-D кесилиш үчүн бекемдикке кам көрүү коэффициентинин жыйынтыктоочусу

$$n = \frac{n_G \cdot n_\tau}{\sqrt{n_G^2 + n_\tau^2}} = \frac{14.3 \cdot 8.2}{\sqrt{14.3^2 + 8.2^2}} \approx 7.3$$

Б-Б кесилиши. Чыңалуунун топтолушу шпонка үчүн даярдалган арыкчага байланыштуу.

Коэффициенттер:  $k_\sigma = 1.59$ ;  $k_\tau = 1.49$ ;  $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0.77$ .

Ийилүү моменти ( $x_1 = 60 \text{ мм}$ )

$$M_{B-B} = F_r \cdot x_1 = 125.60 = 435 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Кесилиштеги каршылык моменти

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3.14 \cdot 50^3}{32} - \frac{14 \cdot 5.5(50 - 5.5)^2}{2 \cdot 50} = 10.7 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Ийилүүдө нормалдуу чыңалуунун амплитудасы

$$\sigma_v = \frac{M_{B-B}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{435 \cdot 10^2}{1110.7 \cdot 10^3} = 4 \text{ Н/мм}^2;$$

Кесилиштеги толгонууга каршылык моменти

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3.14 \cdot 60^3}{32} - 1.5 \cdot 10^3 = 23,04 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Жаныма чыңалуунун циклинде орточо чыңалуусу жана амплитудасы

$$\tau_{\theta} = \tau_m = \frac{T_3}{2 \cdot W_{\text{маттн}}} = \frac{184 \cdot 10^3}{2 \cdot 23,04 \cdot 10^3} = 6,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Бекемдикке кам көрүү коэффициентти

$$n_G = \frac{335}{\frac{1,59}{0,77} \cdot 14} = 4,8; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_{\theta} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{193}{\frac{1,93}{0,77} \cdot 6,4 + 0,77 \cdot 6,4} = 9,2.$$

Е-Е кесилиш үчүн бекемдикке кам көрүү коэффициентинин жыйынтыктоочусу

$$n = \frac{n_G \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_G^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{4,08 \cdot 9,2}{\sqrt{4,08^2 + 9,2^2}} = 3,75$$

Текшерүүнүн жыйынтыктарын таблицага жазабыз

22.10-табл.

Кесилиштер	Г-Г	Д-Д	Е-Е
Кам көрүү Коэффициенттери N	4,7	7,3	3,75

Бардык кесилиштер  $n > [n]$ ;  $[n] = 1,75$

## 22.12. Редукторду чийүү (22.8-сүрөт)

Редукторду эки проекцияда чиебиз, формат А1 (594x841мм) 1:1 масштаб менен чийилет, (22.8-сүрөт) форматтын бурчуна негизги жазуу жазылып толтурулат. Спецификациясы А4 форматы толтурулат. Чогултулган чиймеде габариттик өлчөмдөр жана бириктирүүнүн тактыгын текшерүүчү өлчөмдөр коюлат. Ошондой эле, муунакжаздыкты жана тиштүү дөңгөлөктөрдү октолгоочко отургузуунун түрлөрү көргөзүлөт.

### Майлоочу майдын сортун тандоо.

Тиштүү дөңгөлөктү, тишбуроолуу кыймыл өткөргүчтөрдү жана муунакжаздыктарды майлоо сүрүлүүгө жоготууну азайтып, тетиктердин ысуусунан жана тетиктерди жогорулатылган жешилүүсүнөн сактайт.

Илинишке майды берүүнүн ыкмасына жараша картердик жана циркуляциялык болуп айырмаланат. Картердик майланууда, тиштүү дөңгөлөктөр жана тишбуроолуу дөңгөлөктөрдүн илиништеринде майлоо редуктордун корпусуна куюлган суюк майга малынуу менен майланат.

Дөңгөлөктүн эң чоң малынуусу дөңгөлөктүн радиусунун  $1/3$  бөлүгүнө барабар болушу зарыл. Май ваннасынын көлөмү [3] боюнча кубаттуулуктун  $1$  кВттына  $0.25 \text{ дм}^3$  туура келгендей алышат:  $V=0.25*6.08=1.52 \text{ дм}^3$ .

Майдын талап кылган илешчээктигин табабыз: ылдамдыгы  $V=3.38 \text{ м/с}$  жана тийишүү чыңалуусу  $G_n=346 \text{ МПа}$  болгондо белгиленген илешчээктик  $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  туура келгендей алабыз, бул мааниге индустриалдык U-30А ГОСТ 20799-75 майы туура келет.

Муунакжаздыктар солидол менен майланат, алардын камералары майлоочу май менен толтурулат жана алар мезгил мезгили менен толтурулат. Картердеги майдын деңгээлин текшерип туруу үчүн май ченегич колдонулат. Жаңы майды куюу редуктордун капкагында жасалган байкоочу терезе аркылуу жүргүзүлөт, ал эми иштетилген майды төгүш үчүн корпустун төмөн жагында жайгашкан тыгын каралган.

### **Редукторду чогултуп жыйноо.**

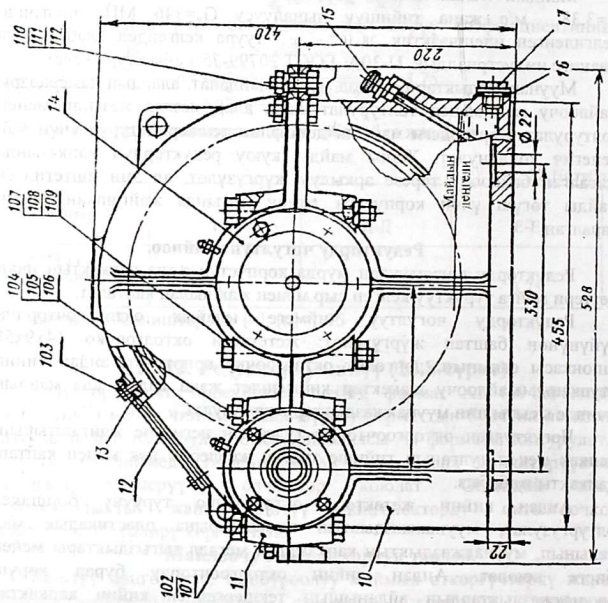
Редукторду чогултуудан мурда корпустун жана капкактын ички беттери майга туруктуу келген сыр менен жакшылап капталат.

Редукторду чогултуу чиймеге ылайык октолгоочтордун түйүнүнөн баштап жүргүзүлөт: жетектеги октолгоочко  $14 \times 9 \times 58$  шпонкасы салынып, дөңгөлөк октолгоочко орнотулат; андан кийин втулканы, майлоочу шакектер кийгизилет жана алдын ала майдын ичинде ысытылган муунакжаздыктар отургузулат.

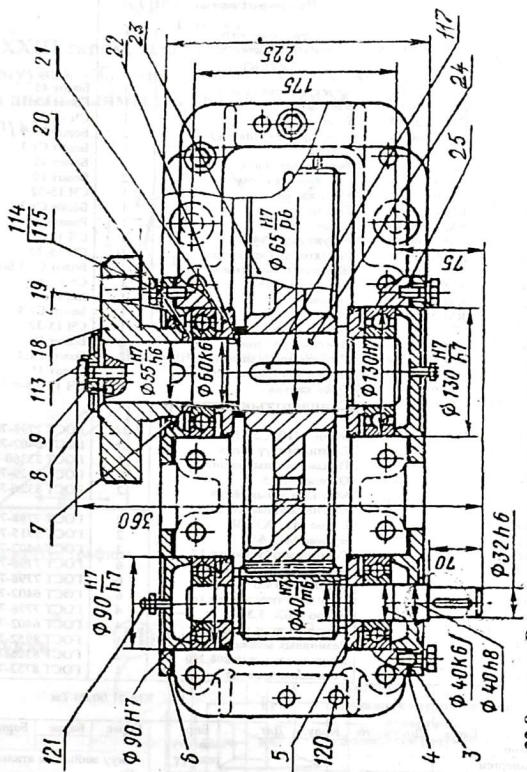
Чогултулган октолгоочторду тулганын негизине жайгаштырып, капкак менен тулганын тийише турган жерлерин лак менен каптап, капкакты жабабыз.

Андан кийин жетектеги октолгоочко туруучу бойшакек олтургузулат, муунакжаздыктын камераларына пластикалык май салынып, муунакжаздыктын капкактары металл тыгыздыктары менен бирге коюлат. Андан кийин октолгоочторду бурап көрүп, муунакжаздыктардын айланышын текшергенден кийин капкактар буроолордун жардамы менен бекитилет. Майды төгүүчү тешик тыгын менен бекитилет, байкоочу люк аркылуу майды талап кылынган ченге чейин куюлат. Кагаз төшөндүсү коюлуп, люк жабылып, капкак буроолор менен бекитилет.

Чогулган редуктор коюлган техникалык шарттардын негизинде текшерилет.



Редуктордун негизги көрүнүшү



22.8.-сүрөт. Редуктордун капкакты алгандагы үстүнөн көрүнүшү

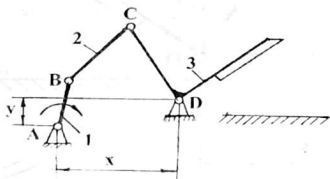
Абалы	Белгиленishi	Аталышы	Саны	Эскерме				
		<b>Документация</b>						
	КМ 01.00.00. Тж	Түшүндүрмө жазуу	1					
	КМ 01.00.00. Чч	Чогулма чийме	1					
		<b>Тетиктер</b>						
1.	КМ 01.00.01	Жетектеги октолгооч	1	Болот 45				
2.	КМ 01.00.02	Бойшакек	1	Болот Ст.3				
3.	КМ 01.00.03	Тешик капкак	1	СЧ 15-32				
4.	КМ 01.00.04	Май кармоочу шакек	2	Болот Ст.3				
5.	КМ 01.00.05	Шакек	1	Болот Ст.3				
6.	КМ 01.00.06	Тиштүү дөңгөлөк	1	Болот 45				
7.	КМ 01.00.07	Иреттөөчү төшөм	2	Болот 10				
8.	КМ 01.00.08	Туяк капкак	1	СЧ 15-32				
9.	КМ 01.00.09	Тыгын	1	Болот Ст.3				
10.	КМ 01.00.10	Төшөм	1	Резина				
11.	КМ 01.00.11	Редуктордун тулку	1	СЧ 15-32				
12.	КМ 01.00.12	Редуктордун капкагы	1	СЧ 15-32				
13.	КМ 01.00.13	Желдегичтин туткасы	1	Болот Ст.3 Болот				
14.	КМ 01.00.14	Кароочу капкак	1	Ст.3				
15.	КМ 01.00.15	Төшөм	1	Картон				
16.	КМ 01.00.16	Май көрсөткүч	1	Болот Ст.3				
17.	КМ 01.00.17	Тешик капкак	1	СЧ 15-32				
18.	КМ 01.00.18	Иреттөөчү төшөм	2	Болот 10				
19.	КМ 01.00.19	Май кармоочу шакек	2	Болот Ст.3				
20.	КМ 01.00.20	Октолгооч-дөңгөлөкчө	1	Болот 45				
21.	КМ 01.00.21	Туяк капкак	1	СЧ 15-32				
		<b>Стандарттык тетиктер</b>						
51		Буруу М10 X 38 58	16	ГОСТ 7798-70				
52		Серпилгичтүү элпек	16	ГОСТ 6402-70				
53		Призматикалык кепил	1	ГОСТ 23360-70				
54		Өзгөчө 8X35	2	ГОСТ 3129-70				
55		Муунакжаздык №208	2	ГОСТ 8326-70				
		Муунакжаздык № 210						
56		Буруу М12 X35.58	2	ГОСТ 7798-70				
57		Бурама М12.6	2	ГОСТ 5915-70				
58		Серпилгичтүү эбелек 12	2	ГОСТ 6402-70				
59		Буруу М X14 X 110.58	6	ГОСТ 7798-70				
60		Бурама М 14.6	6	ГОСТ 7798-70				
61		Серпилгичтүү эбелек 14	6	ГОСТ 6402-70				
62		Буруу М6X15.38	4	ГОСТ 7798-70				
63		Серпилгичтүү эбелек 6	4	ГОСТ 6402-70				
64		Резиналык манжет	1	ГОСТ 8752-79				
65		Муунакжаздык № 208,210	2	ГОСТ 8326-75				
66		Резиналык манжет	1	ГОСТ 8752-76				
				КМ 01.00.00 Тж				
Өзг.	Барак	Докум...№	Колу.	Дат.	Бир	Барак	Барак	Барактар
Түзгөн					баскычтуу			
Текшерген					тиштүү	Окуу жыйынын аталышы,		
И. Контр.					редуктор	Гр.		
Бекитилген								



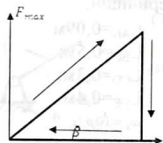
## Курстук долбоорлоого мисал

Техникалык тапшырма

XXIII тарам. Изоляциялык материалдарды кесүүчү ийримуунак – бакандуу жумушчу механизмди анализдөө жана анын кыймылга келтиргичин эсептеп долбоорлоо  
1-бөлүккө



Жумушчу механизмдин схемасы



Берилиши:

$$L_{AB}=0,09\text{м}$$

$$L_{BC}=0,5\text{м};$$

$$L_{CD}=0,3\text{м};$$

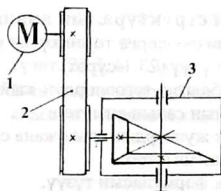
$$L_{DE}=0,4\text{м}$$

$$\omega_1 = 10 \text{ р/с};$$

$$F_{\text{max}} = 1,2 \text{ кН}$$

Саршылык күчтүн графиги

2-бөлүккө

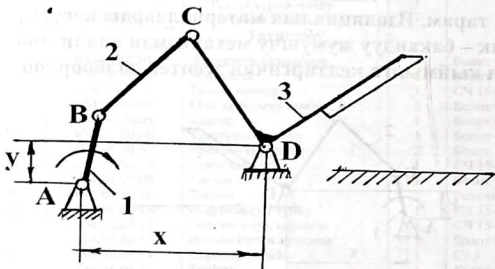


1-мотор

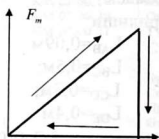
2-жалпак курлуу кыймыл  
откөргүч

3-конустук редуктор

**XXIII ТАРАМ. Изоляциялык материалдарды кесүүчү  
ийримуунак-бакандуу  
жумушчу механизмди анализдөө**



(23.1-сүрөт) Жумушчу механизмдин схемасы



Берилиши:

$$L_{AB}=0,09\text{м}$$

$$L_{BC}=0,5\text{м};$$

$$L_{CD}=0,3\text{м};$$

$$L_{DE}=0,4\text{м}$$

$$\omega_1 = 10\text{р/с}$$

Каршылык  $\beta$  күчтүн графиги

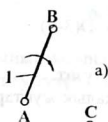
**Чыгарылышы:**

$$F_{max} = 1,2 \text{ кН}$$

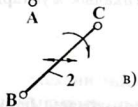
**23.1.Механизмди структуралык анализдөө**

Структуралык анализдөөлөргө төмөнкүлөр кирет:

1. Механизмдин схемасын түшүрүү (23.1-сүрөт)
2. Механизмдеги кыймылда болгон тогоолордун кыймылына жараша алардын атын атоо жана алардын санын аныктоо;
3. Механизмдеги кинетикалык жуптардын атын жана санын аныктоо;
4. Механизмдин кыймыл санын аныктоо.
5. Механизмдин структуралык формуласын түзүү.
6. Механизмден Ассур тобуна ажыратуу.



1-чи тогоо А чекиттин айланасында толук айланат – ийримуунак (23.2, а-сүрөт).



2-чи тогоо татаал (түз сызыктуу жана айланма) кыймыл жасайт – тээк; (23.2 б-сүрөт);

23.2-сүрөт

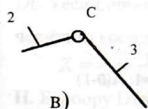
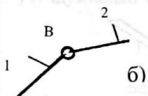
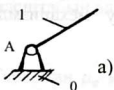
3-чү тогоо D чекиттин айланасында термелме кыймыл жасайт б.а. D чекиттин айланасында толук айланбайт – бакан (23.2, в – сүрөт):



2. Ошентип, каралып жаткан механизмде 23.2 сүрөттө кыймылда болгон тогоолордун саны  $P=3$ .

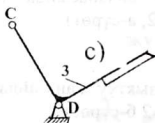
3. Ал эми, кинетикалык жуптардын саны:

O-тирегич менен биринчи тогоо A(0-1) чекитинде  $P_5$  классындагы айлана кыймылды түзөт.(23.3, а-сүрөт).



1-чи тогоо менен 2-чи тогоолор B(1-2) чекитинде  $P_5$  – класстагы айланма кыймылды түзөт.(23.3, б – сүрөт).

2-чи тогоо менен 3-чү тогоо C(2-3) чекитинде  $P_5$  – класстагы айланма кыймылды түзөт (23.3, в-сүрөт).



3-чү тогоо, О-тирегич менен D(3-0)  
чекитте  
 $P_5$ -класстагы айланма кыймылды түзөт.  
Ошентип, механизмдеги кинетикалык жуптардын  
саны  $P_5 = 4$ .

23.3, сүрөт.

4. Механизмдин кыймыл санын Чебышевдун формуласы боюнча табылат:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

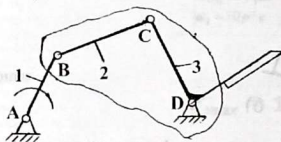
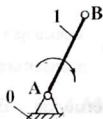
Демек,  $W = 1$  дегендин физикалык мааниси, каралып жаткан кинетикалык чыныр-механизм болуш үчүн, механизмге бир гана жетелөөчү тогоонун зарылдыгын (мотордун санын) көрсөтөт. 24.1-сүрөттөн, 1-чи тогоо жетелөөчү, ал эми 2 жана 3 тогоолор жетеленүүчү деп аталат.

### 5. Механизмден Ассур тобун ажыратуу:

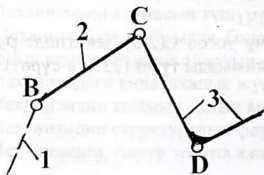
Механизмден Ассур тобун ажыратуу үчүн, механизмден аягынан кыймыл санын өзгөртпөстөн 2 жана 3 тогоолорду механизмден ажыратып алабыз. (23.4, в- сүрөт).

а)

б)



в)



$$n = 1$$

$$P_5 = 1; A(0-1)$$

$$P_4 = 0$$

$$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1$$

23.4-сүрөт.

## 6. Механизмдин структуралык формуласы:

$$A_{01} \rightarrow [A_{12} - A_{23} - A_{30}]$$

Жыйынтыгында, 0-тирегич менен 1-тогоолор айланма кинетикалык жупту түзүп – башталгыч нөлдүк механизмди түзөт.

### 23.2. Механизмдин абалынын планын тургузуу.

Механизмди кинетикалык жактан анализдөө үчүн, механизмдин кыймылынын түрдүү мезгилдин циклынын ичиндеги механизмдин тогоолорунун бардык абалдарын, алдын ала тургузуп алуу зарыл. Түрдүү циклдын ичинде, механизмдин жетелөөчү тогоосу белгилүү абалды ээлейт. Ал эми механизмдин тогоолорунун калган абалдары, механизмдин жетелөөчү тогоосунун берилген абалында, механизмдин абалынын планын тургузуу менен аныкталат. Ал үчүн, анын жетелөөчү тогоосунун абалынын планын төмөнкүчө табабыз;

1. Белгилүү чекиттердин траекторияларын жүргүзөбүз:

I. борбору А чекити болгон В –чекити айлана чийет; Ийримуунактын чиймедеги узундугун  $AB=30$  мм. Механизмдин абалынын планын масштабын алабыз.

$$\mu_g = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0,2}{30} = 0,0066 \text{ м/мм.}$$

2. Табылган  $\mu_g$  масштаб боюнча калган тогоолордун чиймеге коюлуучу узундуктарын табабыз:

$$\text{Тээктин узундугу } BC = \frac{l_{BC}}{\mu_g} = \frac{0,6}{0,0066} = 90 \text{ мм};$$

$$\text{Бакандын узундугу } BD = \frac{l_{CD}}{\mu_g} = \frac{0,4}{0,0066} = 60 \text{ мм};$$

DE кесиндинин узундугу  $DE = \frac{l_{DE}}{\mu_g} = \frac{0,45}{0,0066} = 66 \text{ мм}$ , ошондой эле, D чекиттин координаталары А чекитине карата:

$$X = \frac{x}{l_g} = \frac{0,45}{0,0066} = 70 \text{ мм жана } Y = \frac{y}{l_g} = \frac{0,62}{0,0066} = 95 \text{ мм}$$

II. Борбору D чекити болгон C-чекити айлананын жаасын чийет;

III. Борбору D чекити болгон E-чекити айлананын жаасын чийет;

Шарнирлүү төрт тогоолуу механизми (24.5-сүрөт), АВ ийримуунак А чекитинин айланасында толук айланат, ал эми CD – бакан толук айланбайт, бирок эки четки абалдын ортосунда термелип турат.

Механизмдин абалынын планын тургузууда, алдын ала бакандын эки четки оң абалы, ийримуунак менен тээк ABC түз сызыкта жаткан учурда, ал эми ийримуунак  $AB=30\text{мм}$  тээк  $BC=70\text{мм}$  да жаткан учурда четки сол абалда болгон болот.

3. Тургузууну чиймеден А чекитинин абалын табуудан баштайбыз:  $X=70\text{мм}$  жана  $Y=25\text{мм}$  координаттары боюнча чекиттин абалын табабыз. Ал үчүн А чекиттен  $AB=30\text{мм}$  радиусу менен айланып жүргүзөбүз жана D чекиттен мааниси- радиусу  $CD=60\text{мм}$ . 23.5-сүрөт.

4. Бакандын четки сол абалын табыш үчүн А чекиттен радиусу  $R=DC-FD=70-30=40\text{мм}$  менен (23.5, а-сүрөт)

С чекиттин траекториясынан  $C_0$  табабыз В чекитин  $C_0$  менен жана  $C_0$  чекитти D менен түз сызыктар менен туташтырабыз.

$C_0$  чекитинен баштап, ийримуунактын айлануу багыты боюнча, айлана 12(8) барабар бөлүктөргө бөлөбүз жана

$C_0; C_1; C_2; \dots C_{11}$  деп белгилейбиз.

Алынган чекиттерден  $BC=70\text{мм}$  радиус менен CD радиусунун жаасына чекиттерди алабыз жана  $C_0; C_1; C_2; \dots C_{11}$  деп белгилейбиз (23.5, а-сүрөт).

5. С чекиттин четки оң абалын аныктоо үчүн радиусу  $R=AB+BC=30+70=100\text{мм}$  менен С чекиттин траекториясында чекит алабыз. Ал бакандын четки оң абалы болот.

6. Бакандын четки абалдарынын арасында эң чоң бурчун  $\beta_{\max}$

$C_0 C_6^1$  хорда түзөт. Анын узундугун түзгөн механизмдин абалынын планы өлчөп алынат.

Мисал  $C_0 C_7^1 = 100\text{мм}$  (23.5, а-сүрөт)





### 23.3. Кинематикалык диаграмма ыкмасы.

Мында CD бакан изилденүүчү параметрлери-анын  $\beta$  бурчтук жылышуусу,  $\psi_1$  бурчтук ылдамдыгы жана  $\epsilon$  бурчтук ылдамдануусу болуп эсептелет.

Түз бурчтук координаттык системанын абсцисса огу боюнча эркин узундуктуу кесиндини коебуз. ( $l=120\text{мм}$ ) жана анын узундугун 12 барабар бөлүктөргө бөлөбүз. (1,2,...11 чекитке) (23.5-сүрөт). Бакандын толук кучак бурчун  $\beta=70^\circ$ , алабыз, ал диаграммада 40мм кесиндиге туура келет.

Анда, бакандын жылышуу масштабы.

$$\mu_\beta = \frac{\pi/180^\circ \cdot 70}{40} = 0,030 \text{ рад/мм},$$

Бакандын бурулуш бурчтарынын масштабы

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{l} = \frac{2 \cdot 3,14}{120} = 0,0523 \text{ рад/мм},$$

Бакандын жылышуу бурчтарын  $\beta_i$  өлчөп алып аларды  $\mu_\beta$  масштабга бөлүп, алынган  $\gamma_i$  чоңдугун ордината огуна тиешелүү 1,2, ...,11 чекиттерди абсцисса огуна коебуз. Эсептөөдөн алынган маанинин 23.1-табл. жазабыз.

23.1-табл.

Абалы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\beta$	2	12	26	39	54	66	64	46	20	12	2
$\gamma_i \cdot \mu_\beta$	1,0	6	13	19	26	33	32	23	10	6	1

Алынган чекиттерди сылык ийри сызык менен туташтырып  $\beta(\varphi_1)$  графигин алабыз. Аны графикалык дифференциялдап  $\frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$  графигин алабыз, андан кийин  $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$  алабыз.

Алардын масштабдары:  $\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_\beta}{o_1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,034}{17 \cdot 0,083} = 0,0244 \text{ с}^{-1} / \text{мм};$

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}}{o_2 k_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0244}{17 \cdot 0,083} = 0,024 \text{ с}^{-2} / \text{мм}.$$

Бурчтук ылдамдыктардын жана ылдамдануулардын аналогдорунун масштабдары төмөнкүчө аныкталат:

$$\mu_{\omega} = \mu \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \omega = 0,024410 = 0,244 \frac{c^{-1}}{мм},$$

$$\mu_{\varepsilon} = \mu \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \omega^2 = 0,024410^2 = 2,44 \frac{c^{-2}}{мм}$$

Бакандын  $8^{мм}$ - абалындагы бурчтук ылдамдыгы жана ылдамдануусу төмөнкүчө барабар:

$$\omega = y_{\frac{1}{8}} \cdot \mu_{\omega} = 28 \cdot 0,044 \cdot 10^2 = 6,75 \text{ 1/с};$$

$$\varepsilon = y_{\frac{11}{8}} \cdot \mu_{\varepsilon} = 13 \cdot 2,44 = 31,2 \text{ 1/с}^2.$$

Ылдамдыктын планы кинетикалык диаграмма ыкмалары менен алынган жыйынтыгын салыштырып төмөнкүнү алабыз:

$$\Delta_{\omega} = \frac{7 - 6,75}{7} \cdot 100\% = 4,6\%;$$

$$\Delta_{\varepsilon} = \frac{35 - 30,75}{357} \cdot 100\% = 2,5\%.$$

Ошентип, салыштырма катасы 7% дан ашпайт, бул деген эсептин жыйынтыгы толук канаттандырат.

### 23.4. Механизмди кинематикалык анализдөө

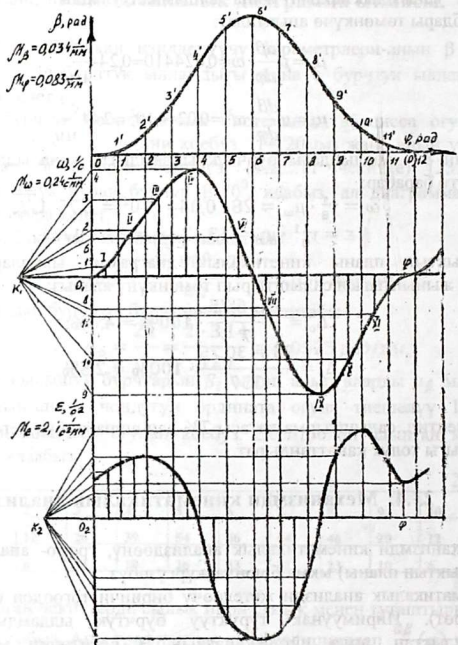
Механизмди кинематикалык анализдөөнү, графо- аналитикалык (ылдамдыктын планы) ыкма боюнча жүргүзөбүз.

1. Кинематикалык анализди жетелөөчү биринчи тогоодон баштайбыз (24.5-сүрөт). Ийримуунак туруктуу бурчтук ылдамдык менен айлангандыктан, анда ийримуунактын В чекитинин ылдамдыгы төмөнкүчө барабар:

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 10 \cdot 02 = 2 \text{ м/с}.$$

2. Механизмдин 12 (8) абалынын бардык учурунда  $v_B$  вектору АВ радиусуна перпендикулярдуу жана планда Рв кесинди түрүндө көрсөтөбүз. Ылдамдыктын планынын масштабы:

$$\mu_v = \frac{v_B}{P_s} = \frac{2}{30} = 0,066 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$



23.6-сүрөт.

$V_C$  — чекиттин ылдамдыгын аныктоого өтөбүз, ал  $l_{BC}$  жана  $l_{CD}$  тогоолорунун узундуктарынан көз каранды, ошондуктан төмөндөгү вектордук тендемелерди түзөбүз:

$$\underline{V}_C = \underline{V}_B + \underline{V}_{CB}; \tag{a}$$

$$V_C = \underline{V}_D + \underline{V}_{CD}. \tag{b}$$

Биздин шартта ( $V_D = 0$ ). (а) теңдемеге ылайык в чекиттен ( $V_B$  вектордун учунан)  $\vec{V}_{CB}$  вектордун багытын ( $\perp CB$ ), ал эми (в) теңдемеге ылайык d чекити аркылуу  $\vec{V}_{CD}$  вектордун багытын ( $\perp DC$ ) жүргүзөбүз. Бул багыттардын кесилиштерин С тамга менен белгилейбиз. Аны полюс менен туташтырып,  $[DC]$  кеиндини алабыз, ал С чекиттин вектордук ылдамдык -  $\vec{V}_C$  берет.

3. Эми – тогоонун Е чекитинин ылдамдыгын аныктоого өтөбүз. Бул тогоонун С менен D чекиттеринин ылдамдыктары белгилүү. (D чекиттин ылдамдыгы нөлгө барабар жана ылдамдыктын уюлуна дал келет).

$V_E$  ылдамдыгын табыш үчүн вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\vec{V}_E = \vec{V}_C + \vec{V}_{EC}; \quad (в)$$

$$V_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED}. \quad (с)$$

(в) теңдемеге ылайык в чекити аркылуу ( $V_C$  вектордун аягынан)  $V_{EC}$  вектордун багытын жүргүзөбүз ( $\perp EC$ ), ал эми (с) теңдемеге ылайык d чекити аркылуу (ал уюлга дал келүүдө)  $V_{ED}$  вектордун багытын жүргүзөбүз ( $\perp ED$ ). Ушул багыттардын кесилишин е тамга менен белгилейбиз. Аны уюл менен туташтырып (P e) кесиндини алабыз, ал E чекиттин  $\vec{V}_E$  ылдамдыгынын векторун көрсөтөт. Механизмдин ылдамдыгынын планы түзүлдү. Ылдамдыктын планынын бардык кесиндилерин өлчөйбүз:

$$[bc] = 64\text{мм}, \quad [cd] = 8\text{мм}; \quad [de] = 7\text{мм}$$

жана тийиштүү ылдамдыктарды аныктайбыз:

$$\vec{V}_{BC} = \mu_v [\alpha\beta] = 64 \cdot 0,0066 = 0,42 \text{ м/с};$$

$$\vec{V}_B = \mu_v [pc] = 8 \cdot 0,0066 = 0,052 \text{ м/с};$$

$$\vec{V}_E = \mu_v [pe] = 7 \cdot 0,0066 = 0,046 \text{ м/с}.$$

**Тогоолордун бурчтук ылдамдыктарын аныктайбыз:**

$$\omega_2 = \frac{V_{bc}}{l_{cb}} = \frac{0,42}{0,5} = 0,84 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \frac{V_{cd}}{l_{dc}} = \frac{0,42}{0,6} = 0,7 \text{ рад/с}$$

Бурчтук ылдамдыктардын багыттарын төмөнкүчө аныктайбыз;  $\omega_2$  багытын аныктоо үчүн  $\vec{V}_{CD}$  векторун С чекитке алып келип карайбыз, ал В чекитине салыштырмалуу кандай кыймылда болорун байкайбыз.  $\omega_2$  биздин шартта сааттын жебесине каршы багытталган.

Ошондой эле  $\omega_3$  багытын аныкташ үчүн  $\vec{V}_B$  векторду С чекитке алып келип D чекитке салыштырмалуу кандай кыймылда болорун байкайбыз,  $\omega_3$  биздин шартта сааттын жебеси боюнча багытталган. (23.5, а-сүрөт). Ылдамдыктын эсептөө жыйынтыгы 23.2-табл. келтирилген.

23.2. табл.

Параметри	Мех-дин абалы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Бакан онго жылганда						Бакан солго жылганда						
$P_C, \text{мм}$	8	26	52	72	82	80	48	0	137	115	75	35	
$V_C, \text{м/с}$	0,052	0,17	0,34	0,48	0,54	0,53	0,32	0	0,9	0,73	0,5	0,23	
св, мм	64	66	63	60	58	42	20	60	162	94	68	34	
$V_{CD}, \text{м/с}$	1,2	4,33	0,41	3,9	3,8	2,8	1,3	3,9	10,6	6,2	4,5	2,3	
de, мм	7	26	52	70	72	90	72	0					
$V_{DE}, \text{м/с}$	0,46	1,7	3,4	4,6	4,8	0,6	4,6	0					
$\omega_{CB}, 1/\text{с}$	8,4	2,2	6,8	6,5	6,3	4,5	2,2	6,5	7,6	0,3	7,5	4,6	
$\omega_{ID}, 1/\text{с}$	0,8	2,8	5,6	7,7	0,8	1	7,7	0					

### Ылдамдануунун планын тургузуу

Ылдамдыктын пландарынын анализинен көрүнүп тургандай, E чекити эң чоң кубаттуулукка, механизмдин 5-чи абалында ээ болот. Себеби, туруктуу күчтө, кубаттуулук ылдамдыктан көз каранды, ал эми E чекиттин эң чоң ылдамдыгы 5-чи абалда. Ошондуктан ылдамдануунун планын механизмдин 5-чи абалы үчүн тургузабыз.

### В чекиттин ылдамдануусун табабыз:

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 10^2 \cdot 0,2 = 20 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$$

С чекиттин ылдамдануусун табуу үчүн төмөнкү эки вектордук теңдеме түзөбүз:

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

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^t.$$



$a_{CB}^n$  жана  $a_{CB}^t$  нормалдык ылдамданууларды табабыз:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{(0,27)^2}{0,5} = 1,6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{0,3} = \frac{(5,4)^2}{0,3} = 9,7 \text{ мс}^{-2}.$$

Ылдамдануунун масштабын  $\mu_a = 0,3 \frac{\text{м/сек}}{\text{мм}}$  берип жана тийиштүү  $\bar{a}_B, a_{CB}^n$  жана  $a_{CD}^n$  векторлорду мүнөздөгөн кесиндилердин узундуктарын эсептейбиз:

$$[p\bar{e}] = \frac{a_B}{\mu_a} = \frac{20}{0,3} = 66 \text{ мм};$$

$$[bn_1] = \frac{a_{CB}^n}{l_{BC}} = \frac{1,6}{0,3} = 6 \text{ мм};$$

$$[pn_2] = \frac{a_{CD}^n}{l_{CD}} = \frac{9,7}{0,3} = 32 \text{ мм};$$

Эркин чекит  $\pi$  болгон уюлдан теңдеменин оң жагына ылайык көрсөтүлгөн багыттар боюнча  $[p\bar{e}]$  жана  $[en]$  (23.7, а-сүрөт) кесиндилерди ирети менен кобуз.  $n_1$  чекитинен  $a_{CB}^n$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Теңдеменин сол жагына ылайык  $\pi$  уюлдан  $[pn_2]$  вектордун багытын жүргүзөбүз.

$a_{CB}^n$  вектордун учунан,  $n_2$  чекиттен  $a_{CD}^t$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Көрсөтүлгөн багыттардын кесиндиси  $C$  тамга менен белгилейбиз.

Алынган  $[en_1]$  жана  $[an_2]$  кесиндилери  $a_{CB}^t$  жана  $a_{CD}^t$  векторлорун көрсөтөт (ж) теңдемеге ылайык  $\pi$  жана  $c$  чекиттерин жана (д) теңдемеге ылайык  $v$  жана  $s$  чекиттерди туташтырып;  $\bar{a}_C$  жана  $\bar{a}_{CB}$  векторлорду көрсөтүүчү,  $[p\bar{e}]$  жана  $[e\bar{c}]$  кесиндилерди алабыз. Ылдамдануунун планынын кесиндилерин өлчөйбүз:

$$[en_1] = 10 \text{ мм}; [ce] = 62 \text{ мм}; [nc] = 55 \text{ мм}; [pc] = 64 \text{ мм};$$

жана тийиштүү ылдамданууларды эсептейбиз:

$$a_{CB}^t = \mu_a \cdot [en_1] = 0,3 \cdot 10 = 3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

$$a_{BC}^t = \mu_a \cdot [ec] = 0,3 \cdot 62 = 18,6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_{BD}^t = \mu_a \cdot [n_2c] = 0,3 \cdot 55 = 16,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_c = \mu_a \cdot [pc] = 0,3 \cdot 64 = 19,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Е чекиттин ылдамдануусун аныктоого өтөбүз.

Ал үчүн окшоштуктун теоремасын пайдаланабыз:

$$\frac{[dl]}{l_{DF}} = \frac{[cl]}{l_{CF}} = \frac{[dc]}{l_{DC}}, \text{ андан}$$

$$[dl] = [dc] \frac{l_{DC}}{l_{CE}} = 60 \text{ мм};$$

$$[cl] = [dc] \frac{l_{DC}}{l_{CD}} = 48 \text{ мм};$$

Ылдамдануунун планынын  $[dc]$  кесиндисинде кесүү ыкмасы менен  $dce$  үч бурчтукту тургузабыз.

DCE үч бурчтукка окшош болгон  $[пе]$  кесинди  $[de]$  кесинди менен дал келет, жана  $\mu_a$  масштабында  $\bar{a}_E$  векторун берет. Анда  $a_E$  ылдамдануусу төмөнкүгө барабар:

$$a_E = \mu_a [\pi l] = 0,3 \cdot 45 = 13,5 \text{ м} \cdot \text{сек}^{-2}.$$

**Тогоолордун бурчтук ылдамданууларын табабыз:**

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_{CB}} = \frac{3}{0,5} = 6 \text{ сек}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_C^t}{l_{CD}} = \frac{16,5}{0,3} = 55 \text{ сек}^{-2}.$$

$\varepsilon_2$  багытын аныкташ үчүн  $a_{CB}^t$  векторун C чекитке алып келип, ал B чекитине карата кандай кыймылда болорун байкайбыз. Биздин мисалда  $\varepsilon_2$  сааттын жебесине каршы багытталган.

$\varepsilon_3$  багытын аныктоо үчүн  $a_C^t$  векторун C чекитине которуп, анын багыты D чекитине салыштырмалуу кандай кыймылда болорун байкайбыз.

$\varepsilon_3$  -дагы ошондой эле сааттын жебесине каршы багытталган.

**Тогоолордун ылдамданууларынын оордук борборун эсептейбиз.**

$$a_{S_1} = \pi s_1 \cdot \mu_a = 0,3 \cdot 35 = 10,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

$$a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a = 50 \cdot 0,3 = 1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

$$a_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_a = 30 \cdot 0,3 = 9 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

Ошондуктан, берилген механизмдин талап кылынган кинематикалык параметрлерин табабыз.



Аныкталган ылдамдануунун чоңдугу механизмде андан ары инерциялык жүктөмгө эсептөөгө керек болот.  
Ал күчтөр төмөнкүчө табылат:

Тыз сызыктуу кыймыл үчүн- инерциалык күч:

$$\Phi_u = -ma_s$$

Айланма кыймыл үчүн инерциалык күч:

$$T_u = -J_s \cdot \varepsilon,$$

мында  $m$  – тогоонун массасы, кг;  $a_s$  – тогоонун борбордук массасынын ылдамдануусу,  $m/c^2$ ;

$$J_s = m l^2 / 12 \text{ кгм}^2 \text{ – тогоонун инерция моменти;}$$

$$\varepsilon \text{ – бурчтук ылдамдануусу, } 1/c^2;$$

Бул формуладагы минус белгиси, мында күчтөр жана инерциалык момент күчтөр тийиштүү ылдамданууга карама-каршы багытталат.

Тогоолордун массасы формула боюнча табылат.

$m_i = q \cdot l_i$ , мында  $q = 20 \text{ кг/м}$  тогоонун салыштырмалуу массасы;

Тогоолордун массасын жана алардын салмагын табабыз:

$$m_1 = q_1 \cdot l_{AB} = 20 \cdot 0,02 = 4 \text{ кг}; \quad a_1 = m_1 \cdot g = 10 \cdot 4 = 40 \text{ Н};$$

$$m_2 = q_1 \cdot l_{BC} = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ кг}; \quad a_2 = m_2 \cdot g = 10 \cdot 10 = 100 \text{ Н};$$

$$m_3 = q_1 \cdot l_{CD} = 20 \cdot 0,7 = 14 \text{ кг}, \quad a_3 = m_3 \cdot g = 14 \cdot 10 = 140 \text{ Н};$$

Инерция күчтөр:

$$\Phi_{u1} = -m_1 a_{s1} = -40 \cdot 35 = 4 \cdot 10,5 = -42 \text{ Н.}$$

$$\Phi_{u2} = -m_2 a_{s2} = -10 \cdot 15 = -150 \text{ Н.}$$

$$\Phi_{u3} = -m_3 a_{s3} = -140 \cdot 36 = -5040 \text{ Н.}$$

Тогоолордун инерциялык моменттери:

$$J_{s2} = \frac{m_2 \cdot l_{BC}^2}{12} = \frac{10 \cdot 0,5^2}{12} = 0,21 \text{ кгм}^2$$

$$J_{s3} = \frac{m_3 \cdot l_{CD}^2}{12} = \frac{14 \cdot 0,4^2}{12} = 0,19 \text{ кгм}^2$$

Инерция күчтөрдүн моменттери:

$$T_{u2} = J_{s2} \cdot \varepsilon_{CB} = 0,21 \cdot 6 = 1,26 \text{ Нм};$$

$$T_{u3} = J_{s3} \cdot \varepsilon_{CD} = 0,19 \cdot 55 = 10,45 \text{ Нм};$$

### 23.5. Механизмдин кинетикалык жуптарындагы реакцияларды табуу.

$\mu_e$  масштабда Ассур тобун чийебиз жана ага бардык таасир эткен күчтөрдү коебуз; В жана D шарнирдеги инерция күчтөрүн нормалдык жана тангенциалдык түзүүчүлөргө ажыратып алабыз. (23.5,б-сүрөт).  $\Phi_{u_2}$  жана  $\Phi_{u_3}$  инерция күчтөр  $a_{s_2}$  жана  $a_{s_3}$  ылдамданууларга каршы багытталган, ал эми  $T_{u_2}$  жана  $T_{u_3}$  инерция күчтөрүнүн моменти,  $\varepsilon_{CB}$  жана  $\varepsilon_{CD}$  бурчтук ылдамданууга каршы багытталган, аларды BC жана CD тогоолорго тик бойдон  $F_B$  жана  $F_D$  күчтөр менен алмаштырабыз.

$$F_B = \frac{T_{u_2}}{C_{BC}} = \frac{1,26}{0,5} = 2,52H; \quad F_D = \frac{T_{u_3}}{C_{CD}} = \frac{10,45}{0,4} = 176H.$$

$F_{12}^t$  жана  $F_{03}^t$  реакция күчтөрүн табабыз, ал үчүн ар бир тогоого чоң салмактуулуктун теңдемесин түзөбүз.

$$\sum_{зв.2} M_c = F_{12}^t \cdot L_{BC} + \Phi_{u_2} \cdot h_1 - F_B \cdot L_{BC} - G_2 \cdot h_2 = 0$$

$$\sum_{зв.3} M_c = F_{03}^t \cdot L_{DC} + \Phi_{u_3} \cdot h_3 - F_D \cdot L_{CD} - G_3 \cdot h_4 = 0$$

Бул теңдемелерден төмөнкүнү алабыз:

$$F_{12}^t = \frac{\Phi_{u_2} \cdot h_1 + F_D \cdot L_{CD} + G_3 \cdot h_4}{L_{BC}} = \frac{-150 \cdot 18 + 176 \cdot 80 + 140 \cdot 17}{36} \approx 460H.$$

$$F_{03}^t = \frac{-\Phi_{u_3} \cdot h_3 + F_D \cdot L_{CD} + G_3 \cdot h_4}{L_{DC}} = \frac{-540 \cdot 18 + 176 \cdot 80 + 140 \cdot 17}{30} \approx 2475H$$

«Минус» белгиси  $F_{12}^t$  жана  $F_{03}^t$  тангенциалдык түзүүчүлөр чындыгында кабыл алынган багытка карама-каршы багытталган. (23.5,б-сүрөт)

Мындай абалды күчтүк планы тургузууда эске алуу керек.  $F_{12}^t$  жана  $F_{03}^t$  нормалдык түзүүчүлөрдү табыш үчүн Ассур тобунун тең салмактуулугунун теңдемесин түзөбүз:

$$\Sigma F_{2,3} = \vec{F}_{12}^t + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_{u_2} + \vec{G}_3 + \vec{\Phi}_{u_3} + \vec{F}_k + \vec{F}_{кв} + \vec{F}_{03}^t + \vec{F}_{12}^n = 0,$$

$\mu_F$  күчтүк планын масштабын табуу үчүн, бул теңдемеге кирүүчү эн чоң күчтүн  $\Phi_{u_3}$  маанисин узундугун  $\Phi_{u_3} = 70$  мм.

Анда күчтүк планын масштабы:

$$\mu_F = \frac{F_k}{f_k} = \frac{5040}{50} = 6,5H/мм$$

Калган күчтөр чиймеде кесиндилер менен көрсөтүлөт:

$$ac = \frac{F_{12}^t}{\mu_F} = \frac{460}{72} = 6.4 \text{ мм. } ec = \frac{\varphi_2}{\mu_F} = \frac{100}{72} = 1.4 \text{ м; } cd = \frac{\varphi_{u2}}{\mu_F} = \frac{150}{72} = 2.1 \text{ мм;}$$

$$ed = \frac{\varphi_3}{\mu_F} = \frac{140}{72} = 1.9 \text{ мм; } df = \frac{\varphi_{u3}}{\mu_F} = \frac{5040}{72} = 70 \text{ м;}$$

$$ke = \frac{F_{03}^t}{\mu_F} = \frac{-2475}{72} = -34.4 \text{ мм; } fk = \frac{900}{72} = 12.5 \text{ мм;}$$

а чекиттен баштап, ушул кесиндилер боюнча күчтүк план тургузабыз. Е чекиттен,  $F_{03}^n$  жарыш түз сызык жүргүзөбүз, ал эми а чекиттен,  $F_{12}^n$  жарыш түз сызык жүргүзөбүз. Бул түз сызыктар t чекитте кесилишет. Ат жана et кесиндилер  $\mu_F$  масштабында нормалдык түзүүчү  $F_{12}^n$  жана  $F_{03}^n$  реакцияларды мүнөздөй, алардын чоңдуктары төмөнкүчө табылат:  $F_{12}^n = at \cdot \mu_F = 58 \cdot 72 = 4176 \text{ Н; } F_{03}^n = et \cdot \mu_F = 35 \cdot 72 = 2520 \text{ Н}$   
 $F_{12}$  жана  $F_{03}$  толук реакциясы;  $HF = \sqrt{(F^n)^2 + (F^t)^2}$

Туюнтмага ылайык ушул эле күчтүн планынан табылат. Алардын чоңдуктары төмөнкүчө:

$$F_{12} = bt \cdot \mu_F = 62 \cdot 72 = 4464 \text{ Н; } F_{03} = kt \cdot \mu_F = 48 \cdot 72 = 3456 \text{ Н;}$$

С чекиттеги реакцияны табыш үчүн ВС тогоонун тең салмактуулуктун теңдемесин түзөбүз:

$$\sum \bar{F}_{3b.2} = \bar{F}_{12} + \bar{\varphi}_2 + \bar{\Phi}_{u2} + \bar{F}_{12} = 0.$$

Бул теңдемени чыгарыш үчүн, тургузулган күчтүн планын пайдаланууга болот. Анда:

$$F_{32} = dk \cdot \mu_F = 70 \cdot 72 = 5040 \text{ Н.}$$

$F_{тсн}$  тең салмактоочу күчтүн чоңдугун табыш үчүн жетелөөчү тогоонун тең салмактоочу теңдемесин түзөбүз:

$$\sum M_{3b.1}(A) = -F_{тсн} \cdot l_{AB} - \varphi_1 \cdot h_1 + F_{21} \cdot h_2 = 0;$$

Андан табабыз:

$$F_{тсн} = \frac{-\varphi_1 \cdot h_1 + F_{21} \cdot h_2}{l_{AB}} = \frac{-40 \cdot 7 + 60 \cdot 72}{344} = 344 \text{ Н}$$

$$F_{21} = -F_{12} = 4320 \text{ Н}$$

А чекитиндеги  $F_{01}$  реакцияны табыш үчүн, ийримуунакка таасир эткен вектордук күчтөрдүн теңдемесин түзөбүз:

$$\sum \bar{F}_{3b.1} = \bar{F}_{21} + \bar{\varphi}_1 + \bar{\Phi}_{u1} + \bar{F}_1 + \bar{F}_{01} = 0.$$

$\mu_F = 72 \text{ Н/мм}$  масштабды кабыл алып, күчтүн планын түзөбүз (23.5.с-сүрөт), андан:

$$F_{01} = \varepsilon_2 \cdot \mu_F = 100 \cdot 72 = 7200 \text{ Н.}$$

Ошентип, кинестатика ыкма менен кинематикалык жуптардагы бардык реакциялар жана ийримуунактын В чекитине коюлуучу тең



салмактоочу күчтүн чоңдугу табылды, көрсөтүлгөн эсеп механизмдин 5<sup>ч</sup> абалы үчүн чыгарылды.

### 23.6. Тең салмактоочу күчтү Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы боюнча аныктоо.

Механизмге кинетостатикалык анализ жүргүзбөстөн туруп, тең салмактоочу күчтүн чоңдугун жөнөкөй эле табууга болот. Биз курстук долбоорлоодо Ылдамдыктын планын

90° ка бурбастан, механизмге таасир этүүчү күчтөрдүн багытын өзгөртөбүз.

Ылдамдыктын пландарынын тийиштүү чекиттерде стрелка менен механизмге таасир этүүчү күчтөр (салмак, пайдалуу каршылык күч, жана тең салмактоочу күчтөр), ийримуунактын багыты боюнча 90° ка бурулган.  $F_{тсн}$  тең салмактоочу күч, Н.Е. Жуковскийдин рычагынын тең салмактоочу теңдемесинен табылат. Шарнирлүү –рычагдуу механизмдерде келтирилген күчтөрдү табуу үчүн Н.Е. Жуковскийдин теоремасын колдонуу ыңгайлуу. Ийри муунактын октолгоочуна келтирилген  $F_{кар}$  күчтүн келтирилген моментин табабыз, ал үчүн  $F_{кел}$  келтирилген күчтүн кубаттуулугун  $F_{кар}$  –каршылык күчтүн кубаттуулугуна теңдейбиз:

$$N = F_{кел} \cdot V_B = F_{кар} \cdot V_E, \quad (23.1)$$

андан

$$F_{кел} = F_{кар} \cdot V_E / V_B, \quad \text{же } F_{кел} = F_{кар} \cdot P_E / P_B.$$

$F_{тсн}$  тең салмактуу күч,  $F_{кар}$  келтирилген күчкө эквиваленттүү жана багыты боюнча карама-каршы  $F_{таң} = -F_{кек}$ . (23.1) формула боюнча механизмдин 12 абалы үчүн  $F_{кел}$  күчтүн маанисин жана (23.2) формуладан келтирилген күчтүн моментин таап 23.7-таблицага жазабыз. Каршылык күчтүн моментин төмөнкүгө барабар:

$$T_{кар} = F_{кел} \cdot l_{AB} \quad (23.2)$$

Эсептөөнүн жыйынтыгы 23.7-табл. келтирилген

Абалы Параметри	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Рв,мм	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
F <sub>кар,Н</sub>	0	72	108	252	396	576	792	900	0	0	0	0
Ре,мм	8	26	52	72	80	90	48	0	135	110	72	35
F <sub>кел,Н</sub>	0	31	94	302	530	864	634	0	0			

### 23.6. Каршылык күчтүн келтирилген моменттеринин графигин тургузуу.

Механизмди кыймылга келтирүүчү кубаттуулукту эсептеп тик бурчтук координаталык системада  $T_{кел} = f(\varphi)$  графигин тургузабыз:

а) абсцисса огуна – ийримуунактын  $\varphi$  бурулуу бурчун коебуз узундугу эркин  $l = 120$ мм. Бул окту барабар болгон 12 бөлүккө бөлөбүз (24.7-сүрөт). Октун масштабы:

$$\mu_{\varphi} = 2\pi/e = 2 \cdot 3,14/120 = 0,0523 \text{ рад/мм};$$

б) Ордината огуна –  $T_{кел}$ , Н·м. мааниси коюлат. Октун масштабын кабыл алабыз:  $\mu_m = T_{кел,мах}/U_{m,мах}$

Мында,  $T_{кел,мах} = 780 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (8 – табл). 5-чи абал үчүн,  $U_{T,мах} = 70$ мм - бул эркин алынган сан  $T_{кел} = f(\varphi)$  графигинин ординатын эң чоң маанисин туюнтат, анда  $\mu_T = \frac{780}{80} = 10 \text{ Нм/мм}$ .  $T_{кел} = f(\varphi)$  графигинин ординаталарынын мааниси механизмдин калган абалдары үчүн төмөнкү формуладан табабыз:

$U_{T_i} = T_{кел,i}/\mu_T$ , мында  $i = 1, 2, \dots, 6$  – механизмдин жумушчу абалдары.

в) Эсептеп алынган  $U_{T_i}$  маанилерин 23.8-табл. жазабыз.

4. Эсептелип алынган  $U_T$  ординаталардын мааниси боюнча  $T_{кел} = f(\varphi)$  графиги түзүлөт 23.8-сүрөт.

5. Каршылык күчтүн жумушунун диаграммасын  $A_{кел} = f(\varphi)$  алыш үчүн,  $T_{кел} = f(\varphi)$  диаграммасын графикалык ыкма менен интегралдайбыз: ал үчүн  $T_{кел} = f(\varphi)$  диаграмманын астынан  $A_{кел} = f(\varphi)$  графигинин огунун координатын жүргүзөбүз. Мында,

абсцисса огу  $T_{кел} = f(\varphi)$  -графиктин абсцисса огуна окшош, ал эми  $A_{кел}$  ордината огунын масштабы:

$$\mu_A = \mu_{кел} \cdot \mu_{\varphi} \cdot OK = 78 \cdot 0,0523 \cdot 30 = 122,52 \text{ Дж / мм}$$

Мында  $OP=30\text{мм}$  – биз кабыл алган уюлдук аралык.

Каршылык күчтүн жумушунун графигинин  $A_k(\varphi)$  башталышын жана аягын түз сызык менен туташтырып, кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушунун графигин алабыз  $A_{кый} f(\varphi)$

(23.8-сүрөт). Аны, дифференциалдап,  $T_{кый}(\varphi)$  - кыймылга келтирүүчү моменттин графигин алабыз, ал абсцисса огуна жарыш болгон түз сызыкты берет.

23.8-табл.

Мех-дин абалы Параметри	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$F_{тэл} (H)$	0	31	94	302	530	864	634	0	0	0	0	0
$T_{кел} (HM)$	0	2.8	8.5	27.2	48	78	57	0	0			
$l_{AB}(M)$	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
$U_i(мм)$	0	5	22	55	55,5	85	70	5	0	0	0	0

6. Кыймылга келтирүүчү моменттин чоңдугун табабыз:

$$T_{кый} = V_T \cdot \mu_T = 20 \cdot 10 = 200 \text{ Нм}$$

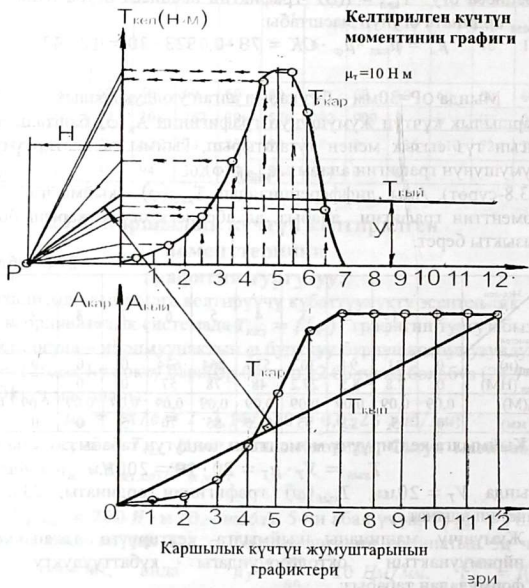
Мында  $V_T = 20 \text{ Мм}$ ,  $T_{кый}(\varphi)$  графигинин ординаты, 23.6-сүрөттөн өлчөнүп алынат.

7. Жумушчу машинаны кыймылга келтирүүгө талап кылынган, ийримуунактын октолгоочундагы кубаттуулукту төмөнкү формуладан табабыз:

$$N = T_{кый} \cdot \omega_1 = 380 \cdot 10 = 3800 \text{ Вт} = 3,8 \text{ кВт}$$

Мында  $\omega_1$  – берилген ийримуунактын бурчтук ылдамдыгы.

Эсептелип алынган чоңдук курстук долбоорлоонун кийинки бөлүгүн чыгаруу үчүн берилүүчү параметринин бирөөсү болуп эсептелет.



23.8-сүрөт

## XXIV ТАРАМ. Бир баскычтуу тиштүү конустук редукторлуу кыймылга келтиргичти долбоорлоо.

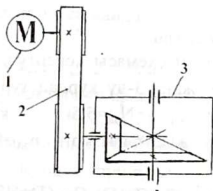
### Долбоорлоого тапшырма.

Зымды кесүүчү станокту кыймылга келтирүү үчүн бир баскычтуу конустук редукторду долбоорлоо.

### 24.1. Электр кыймылдаткычыш таңдоо жана кинетикалык эсеп: (24.1- сүрөт).

**Берилген:** кубаттуулугу жана бурчтук ылдамдыгы берилген  $N_3=5$  кВт,  $\omega_3=10$  рад/сек.

Редуктор бир сменада иштейт, ал узак мөөнөткө Эксплуатацияланууга багытталган.



24.1-сүрөт

1. Электр кыймылдаткычы;
2. Жалпак кырлуу кыймыл өткөргүч;
3. Конустук редуктор

### Чыгарылышы:

#### I. Редукторду эсептеп долбоорлоо 1.1- табл. боюнча кабыл алабыз:

Бир жуп конустук тиштүү дөңгөлөктөрүн ПАКы  $\eta_1=0,97$ ;  $\eta_2=0,99$ ; жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтүн ПАКы  $\eta_3=0,96$ .

Кыймылга келтиргичтин жалпы ПАКы

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,812.$$

Электр кыймылдаткычы талап кылуучу кубаттуулук:

$$N_{эл} = \frac{N_3}{\eta} = \frac{5 \text{ кВт}}{0,91} = \frac{5 \cdot 10^3 \text{ Вт}}{0,91} = 5,49 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 5,49 \text{ кВт}$$

Т5- табл. боюнча, талап кылынган кубаттуулуктагы электр кыймылдаткычтын түрүн тандайбыз. АОП2-51-6, анын параметри

$$N_{эл.} = 5,5 \text{ кВт}, n = 955 \text{ айл./мин}; \omega_{эл.} = \frac{\pi n_{эл.}}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 99,95 \text{ рад/с}; d = 38 \text{ мм.}$$

Ийримуунактын бурчтук ылдамдыгы:  $\omega_3 = 12 \text{ рад/сек.}$

Кыймылга келтиргичтин жалпы кыймыл өткөргүч катышы:

$$U = \frac{\omega_{эл.}}{\omega_3} = \frac{100}{12} = 8,33$$

Редуктор үчүн  $U_p = 4$  кабыл алабыз, курлуу кыймыл өткөргүч талап кылган кыймыл өткөргүч катышын аныктайбыз:

$$U_k = \frac{U}{U_p} = \frac{8,3}{4} = 2,075$$

## II. Жалпак курлуу кыймыл өткөргүчтү эсептөө.

24.1-сүрөттө курлуу кыймыл өткөргүчтүн схемасы көрсөтүлгөн, 1- жетектөөч, 2- жетектеги дөңгөлөктөрдөн жана 3-чү курдан турган электркыймылдаткычтын кубаттуулугу  $N_{эл.} = 5,5$  кВт, кыймылдаткычтын октолгоочунун айлануу жыштыгы:  $n_1 = n_{эл.} = 955$  айл/мин

$$\omega_1 = \omega_{эл.} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 99,95 \text{ рад/с.}$$

өткөргүч сан  $i_{кур} = 2,075$ .

Курдун резиналанган (ГОСТ 101-54) түрүн тандап алабыз.

1. Савериндин формуласы боюнча  $D_1$ -диаметрин табабыз  $\Phi$

$$D_1 = 525 \sqrt{N/\omega_1} = 525 \sqrt{5,5/100} = 138 \text{ мм.}$$

ГОСТ 17383-72 боюнча кабыл алабыз  $D_1 = 140$  мм.

2. Жетектеги дөңгөлөкчөнүн диаметрин аныктайбыз:

$$D_2 = i(1-\varepsilon) D_1 = 2,075(1-0,02)140 = 284 \text{ мм,}$$

ГОСТ 17383-72 боюнча 23.8-сүрөт ) мм.

Такталган өткөргүч сан:

$$i = D_2 / [(1-\varepsilon) D_1] = 280 / [(1-0,02)140] = 2,043$$

Берилген өткөргүч катнаштан болгон айырмасы

$$\Delta i = \left| \frac{2,075 - 2,043}{2,075} \right| = 0,015(1,54\%).$$

уруксат берилет, себеби жалпы машина курууда:  $\Delta i = \pm(3...5)\%$

3. Курдун ылдамдыгын табабыз:  $v = D_1 \cdot \omega_1 / 2 = 0,140 \cdot 100 / 2 = 7 \text{ м/с}$



Эгерде,  $v$  бир кыйлага 10 м/с ден кичине болсо, анда  $D_1$  жана  $D_2$  чоңойтууга зарыл болчу, себеби аз ылдамдыкта айланма жүк көбөйүп кетет, ал курдун кесилиш өлчөмүнүн өсүшүнө алып келет.

4.  $D_{\min}/\delta \geq 30$  (3.26 табл.) катышын пайдаланып, курдун  $\delta$  калыңдыгын аныктайбыз:

$$\delta \leq D_{\min}/30 = 140/30 = 4,66 \text{ мм.}$$

ГОСТ 101-54 боюнча А түрүндөгү беш төшөндү курду кабыл алабыз, анда  $\delta = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ мм.}$

$D_1/\delta$  анык маанисинин негизинде, 3.28-табл. боюнча уруксат берилген келтирилген пайдалуу чыңалууну алабыз.

$$D_1/\delta = 140/6,25 = 22,4.$$

Анда  $k_{n0} = 2,1 \text{ Н/мм}^2$

5. Октордун арасындагы аралыкты кабыл алабыз

$$l \approx (1,5 \dots 2) \cdot (D_1 + D_2) = (1,5 \dots 2)(140 + 280) = (630 \dots 840) \text{ мм}$$

кабыл алабыз:  $l = 750 \text{ мм} = 0,75 \text{ м.}$

6. Курдун узундугу:

$$L = 2l + \pi(D_1 + D_2)/2 + (D_2 - D_1)^2/(4l) = 2 \cdot 0,750 + 3,14(0,140 + 0,280)/2 + (0,280 - 0,140)^2/4 \cdot 0,750 = 1500 \text{ мм.}$$

7. Дөңгөлөкчөнү кур менен кымтыган бурчу:

$$\alpha = 3,14 \cdot (D_2 - D_1)/l = 3,14 \cdot (0,280 - 0,140)/0,750 = 2,95 \text{ рад.} > \alpha_{\min} = 2,5 \text{ рад.}$$

8. Уруксат берилген пайдалуу чыңалууну аныктайбыз.

$$[k_n] = k_{n0} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4$$

$$c_1 = 1 - 0,17(3,14 - \alpha) = 1 - 0,17(3,14 - 2,95) = 0,96;$$

$$c_2 = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 7^2 = 1;$$

$c_3 = 0,7$  (жүк өзгөрүп турганда жана өткөргүч бир сменада иштегенде);

$c_4 = 10$  (жабык болбогон кыймыл өткөргүчтөр үчүн  $\gamma = 0$ );

$$[k_n] = 2,1 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 = 1,41 \text{ Н/мм}^2.$$

9. Курдун туурасынан кесилиш аянтын табабыз:

$$A = v \cdot \delta = F/[k_n] = 785/1,41 = 557 \text{ мм}^2.$$

мында

$$F = N/v = 5,5 \cdot 10^3/7 = 785,7 \text{ Н.}$$

10. Курдун эни:

$$v = A/\delta = 557/6,25 = 89 \text{ мм.}$$

ГОСТ 101-54 боюнча энин кабыл алабыз  $v = 90 \text{ мм.}$

11. Октолгоочтогу басым күчүн табабыз.

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot \sin \alpha / 2 = 2 \cdot \sigma_0 \cdot v \cdot \delta \sin \alpha / 2 = 2 \cdot 1,8 \cdot 90 \cdot 6,25 \sin 79^\circ$$

$$30^\circ = 2025 \text{ Н}$$

12. Дөңгөлөктүн тогунун эни:

$$\frac{N_1}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{100} = 0,055 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$B = 1,1v + (0,01 \dots 0,015) = 1,1 \cdot 0,09 + 0,01 = 119 \text{ мм}$$

ГОСТ 17383-72 боюнча кабыл алабыз:  $B = 120 \text{ мм}$

Октолгоочтордун бурчтук ылдамдыктары:

Курлуу өткөргүчтүн жетектөөчү октолгоочу:  $\omega_1 = \omega_{\text{эл}} = 100 \text{ рад/с};$

редуктордун жетектөөчү октолгоочу:  $\omega_2 = \omega_1 / u_k = 100/2 = 48 \text{ рад/с};$

ийримуунактын октолгоочу:  $\omega_3 = \omega_2 / u_p = 48/4 = 12 \text{ рад/с.}$

## 24.2. Редуктордун тиштүү дөңгөлөктөрүн эсептөө.

Эсептөөнүн методикасын, формулаларды жана коэффициенттердин маанилерин (§ 3.4. кара) дөңгөлөкчө жана дөңгөлөк үчүн бирдей маркадагы ар түрдүү жылуулука иштетилген болот материалын алабыз (дөңгөлөкчөнүн даярдамасынын диаметри 100 мм ден ашпайт, ал эми дөңгөлөктүн диаметри - 300 мм).

3.3- табл. боюнча дөңгөлөкчө үчүн кабыл алабыз: болот-40X жакшыртылган, катуулугу HB270; дөңгөлөк үчүн болот-40X жакшыртылган, катуулугу HB245.

Уруксат берилген тийиштүү чыңалуу:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H \text{ lim}_{\text{тв}} K_{HL}}{[n]_H} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ Н/мм}^2.$$

Мында 3.2- табл. боюнча кабыл алынган дөңгөлөк үчүн

$$\sigma_H \text{ lim}_{\text{тв}} = 2HB + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ Н/мм}^2.$$

Узак убакытка эксплуатациялоодо  $K_{нв} = 1$

Бекемдиктин запас коэффициенти  $[n]_H = 1,15$

Электр кыймылдаткычынын толгоочундагы айлануу momenti:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{100} = 0,055 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Дөңгөлөкчөнүн октолгоочундагы айлануу momenti:

$$T_2 = T_1 \cdot U_{\text{кыр}} = 55 \cdot 10^3 \cdot 2,075 = 114 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Дөңгөлөктүн октолгоочунун айлануу momenti:

$$T_3 = T_2 \cdot U_p = 114 \cdot 10^3 \cdot 4 = 456 \cdot 10^3 = 456 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Дөңгөлөкчөнүн учкай жайгашуусунда жүктөм коэффициенттери  $\Psi_{\text{BRI}} = 0,285$  (3.34) формуладан сырткы бөлүүчү дөңгөлөктүн диаметрин табабыз:

$$\begin{aligned} d_{a2} &= 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot K_{H\beta} \cdot U}{(1 - 0,5\Psi_{\text{BR}}R_L)^2 \Psi_{\text{BR}}R_L}} \\ &= 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{335}{487}\right)^2 \cdot \frac{0,456 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 4}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 152,66 \text{ мм} \end{aligned}$$

Мында кабыл алынган  $U_p = 4$  ГОСТ 12289-76 боюнча стандарттык мааниге жакын  $d_{i2} = 160 \text{ мм}$ .

Дөңгөлөкчөнүн тишинин санын кабыл алабыз:  $z_1 = 25$

дөңгөлөктүн тишинин санын  $z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 4 = 100$  кабыл алабыз  $z_2 = 100$ ,

анда  $u_p = z_2/z_1 = 100/25 = 4$

Сырткы айлана модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{160}{100} = 1,62 \text{ мм} = 1,6 \text{ мм}$$

Маанисин тактайбыз

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 1,6 \cdot 100 = 160 \text{ мм}$$

конустардын бөлүүчү бурчтары

$$\text{ctg} \delta_1 = u = 4; \quad \delta_1 = 17^\circ 35'; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17^\circ 35' = 72^\circ 24'$$

сырткы конустук аралы  $R_1$  жана тиштин узундугу  $v$ :

$$R_1 = 0,5m_i \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 1,6 \sqrt{25^2 + 100^2} = 82,4 \text{ мм}$$

$$v = \Psi_{\text{BR}} R_e = 0,286 \cdot 82 = 23,5$$

ГОСТ 12289 боюнча кабыл алабыз:  $v = 24 \text{ мм}$

Дөңгөлөкчөнүн орточо бөлүүчү диаметри

$$d_1 = 2(R_f - 0,5\theta) \sin \delta_1 = 2(82 - 0,5 \cdot 24) \sin 17^\circ 34' = 53,2 \text{ мм}$$

Дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн тиштеринин чокусундагы диаметри:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 40 + 2 \cdot 1,6 \cos 17^\circ 34' = 43 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 160 + 2 \cdot 1,6 \cos 72^\circ 26' = 164 \text{ мм}$$

Айлана боюнча орточо модуль

$$m = d_1 / z_1 = 32 / 25 = 1,3 \text{ мм}$$

Дөңгөлөкчөнүн ортоңку диаметр боюнча энинин коэффициенти:

$$\Psi_{ed} = \theta / d_1 = 24 / 40 = 0,6$$

Дөңгөлөктүн орточо айланма ылдамдыгы жана тактык даражасы:

$$\vartheta = \frac{\omega_3 \cdot d_1}{2} = \frac{12 \cdot 53}{2} = 0,392 \text{ м/с}$$

Мындай ылдамдыкта 6-чы даражадагы тактыкты белгилейбиз.

Тийиштүү чыңалууну текшерүү үчүн жүктөм коэффициентин табабыз:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$$

3.5. таблица боюнча  $\Psi_{bd} = 0,56$  болгон болсо, дөңгөлөктөр учкай жайланышып жана катуулугу <HB350 болсо, анда тиштин узундугу боюнча жүктүн бөлүнүшүн эске алуучу коэффициент,  $K_{H\beta} = 1,23$ .

Тиштердин илинишиндеги динамикалык жүктөмдү эске алуучу коэффициент, түз тиштүү дөңгөлөктөр үчүн  $v \leq 5$  м/с болсо,  $K_{Hv} = 1,05$  (3.6- табл.).

Ошентип,  $K_H = 1,23 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,30$  (3.25) формула боюнча тиштүү чыңалууну текшеремиз:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5\theta} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \sqrt{U^2 + 1}}{B \cdot U^2}} = \frac{335}{82 - 0,5 \cdot 24} \sqrt{\frac{0,456 \cdot 10^2 \cdot 1,30 \cdot \sqrt{4^2 + 1}}{24 \cdot 4^2}} = 299,6 < 48 + H/\text{мм}$$

Илинишүүдөгү таасир эткен күчтөр:

айланалык күч:  $F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,114 \cdot 10^3}{53} = 40,00 \text{ Н}$

дөңгөлөкчө үчүн радиалдык күч:

$$F_{v1} = F_{a2} = F_t \cdot \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 4000 \cdot \text{tg} 20^\circ \cos 17^\circ 34' = 1360 \text{ Н};$$

октук дөңгөлөкчө үчүн:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 4000 \cdot \text{tg} 20^\circ \sin 34' = 436 \text{ Н}$$

(3.31) формула боюнча ийилүүдөгү чыңалуу боюнча тиштердин чыдамдуулугун текшеремиз:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{B \cdot m} \leq [\sigma]_F$$

Мында жүктөө коэффициенти  $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ .

(3.7) таблица боюнча  $K_{F\beta} = 1,38$

(3.8) таблица боюнча  $K_{Fv} = 1,35$

Демек,  $K_F = 1,38 \cdot 1,35 = 1,86$ .

Жергиликтүү чыңалуу боюнча тиштин бекемдик коэффициенти:

**дөңгөлөкчө үчүн**  $Z_{\phi 1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 17^\circ 34'} = 26$

**дөңгөлөк үчүн**  $Z_{\phi 2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{100}{\cos 72^\circ 26'} = 282$

Мында  $Y_{F1} = 3,84$  жана  $Y_{F2} = 3,60$ . Чыңалууга уруксат берилген чеги:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^0 \lim v}{[n]_F}$$

3.9 таблица боюнча жакшыртылган болот-40X жана катуулугу  $HB \leq 350$  болгондо, алынат:  $\sigma_F^0 \lim v = 1,8 \text{ HE}$

Дөңгөлөкчө үчүн  $\sigma_F^0 \lim v = 1,8 \cdot 270 = 490 \text{ H/мм}^2$

Дөңгөлөк үчүн  $\sigma_F^0 \lim v = 1,8 \cdot 245 = 440 \text{ H/мм}^2$

Бекемдиктин запас коэффициенти:  $[n]_F = [n]'_F \cdot [n]''_F$

3.9. таблица боюнча  $[n]'_F = 1,75$ ; штамповка үчүн  $[n]''_F = 1$

Ошентип,  $[n]_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75$

Чыңалуунун мүмкүнчүлүк чеги:

дөңгөлөкчө үчүн  $[\sigma]_{F1} = \frac{490}{1,75} = 280 \text{ H/мм}^2$

дөңгөлөк үчүн  $[\sigma]_{F2} = \frac{250}{1,75} = 250 \text{ H/мм}^2$

дөңгөлөкчө үчүн катышы  $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{280}{3,88} = 72,4 \frac{\text{H}}{\text{мм}^2}$

дөңгөлөк үчүн катышы  $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,60} = 69,9 \frac{\text{H}}{\text{мм}^2}$

дөңгөлөктүн тишин текшеремиз:

$$\sigma_{F2} = \frac{4000 \cdot 1,86 \cdot 3,60}{24 \cdot 1,63} = 69,7 \frac{\text{H}}{\text{мм}^2} \leq 69,9 \text{ H/мм}^2$$

## 1. Редуктордун октолгоочун алдын ала эсептөө.

Октолгооч толгоо деформациясына иштегендиктен, эсептөөнү чыңалуунун төмөнкү мүмкүнчүлүк чеги боюнча толгоо деформациясына жүргүзөбүз. Октолгоочтордун туурасынан кесилишинин толгоо моменттери:

$$\text{жетектөөчү } T_{к1}=T_2=114 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\text{жетектеги } T_{к2}=T_3=T_{к1} \cdot U=114 \cdot 10^3 \cdot 4=456 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Жетектөөчү октолгооч (24.2- сүрөт).

Уруксат берилген чыңалуу  $[\tau]_k=25 \text{ Н/мм}^2$  болгон болсо, октолгоочтун

$$\text{чыгып турган учу: } d_{\pi 1} = \sqrt[3]{T_2 / 0,2[\tau]} = \sqrt[3]{\frac{114 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 22,8 \text{ мм}$$

Октолгоочтун учуна чоң чыгырык орнотулат, ошондуктан диаметрин  $d_{e1}=30 \text{ мм}$  деп кабыл алабыз. Муунак жаздык орнотулуучу диаметри  $3 \dots 8 \text{ мм}$  чоңураак болгон  $d_{n1}=40 \text{ мм}$  деп кабыл алабыз. Дөңгөлөкчөнүн диаметри чоң болбогондуктан, ошондуктан октолгооч менен бирге жасайбыз.

Жетектеги октолгооч (25.3- сүрөт).

$$\text{октолгоочтун диаметри: } d_{\pi 2} = \sqrt[3]{\frac{456 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 47,7 \text{ мм}$$

Кабыл алабыз  $d_{n2}=48 \text{ мм}$ , муунак жаздыктын астындагы  $d_{n2}=55 \text{ мм}$ , тиштүү дөңгөлөктүн астындагы диаметр  $d_{k2}=60 \text{ мм}$ .

## 2. Дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн конструктивдик өлчөмдөрү.

Дөңгөлөкчө (24.2.-сүрөт)

Дөңгөлөкчө менен октолгооч бирге жасалат. Дөңгөлөкчөнүн тишинин эни:

$$l_{cm} \approx e = 24 \text{ мм. } d_1 = 53 \text{ мм; } d_{e2} = 164 \text{ мм.}$$

Дөңгөлөк. Ийленген конустук тиштүү дөңгөлөк (8.4.а- сүрөт, 8.1-табл.). анын өлчөмдөрү:  $d_{ae2}=164 \text{ мм; } e_2=25 \text{ мм.}$

күпчөктүн диаметри  $d_{cm}=1,6 \quad d_{k2}=1,6 \cdot 60=96 \text{ мм;}$

күпчөктүн узундугу  $l_{cm}=(1,2 \dots 1,5) \quad d_{k2}=1,3 \cdot 60=78 \text{ мм}$

Дөңгөлөктүн алкагынын (обод) калыңдыгы

$D_0=(2,5 \dots 4)m_n=(2,5 \dots 4)1,6=4 \dots 6,4 \text{ мм}$ , кабыл алабыз:



$D_0=8$  мм. Дисктин калыңдыгы:  $c=0,3$   $v_2=0,3\cdot 25=8$  мм.

### 3. Редуктордун тулкусуунун конструктивдик өлчөмдөрү.

8.3. таблицадан, [1] тулкуунун жана капкактын калыңдыгы:

$$\delta=0,05R_c+1=0,05\cdot 82+1=5,2 \text{ мм кабыл алабыз } \delta=8 \text{ мм}$$

$$\delta_1=0,04\cdot R_c+1=0,04\cdot 82+1=4,3 \text{ мм кабыл алабыз } \delta_1=6 \text{ мм}$$

Тулкунун жаны капкактын белдигинин калыңдыгы:

$$v=1,5\delta=1,5\cdot 8=12 \text{ мм}$$

$$v_1=1,5\delta_1=1,5\cdot 7=10,5 \text{ мм}$$

Тулкунун төмөнкү белдиги:

$$P=2,35\delta=2,35\cdot 8=18,8 \text{ мм кабыл алабыз } P=20 \text{ мм.}$$

Фундаменттик буроолор  $d_1=0,055R_c+12=0,055\cdot 82+12=16,5$  мм: M18

Буроолордун диаметрлери: капкактарды тулкуга бекитүүчү буроолор;  
 $d_1=(0,7\dots 0,75)\cdot d=(0,7\dots 0,75)18=14\dots 15$  мм; кабыл алабыз M144 редуктордун  
капкагын тулкуга бекитүүчү буроолорду кабыл алабыз M12.

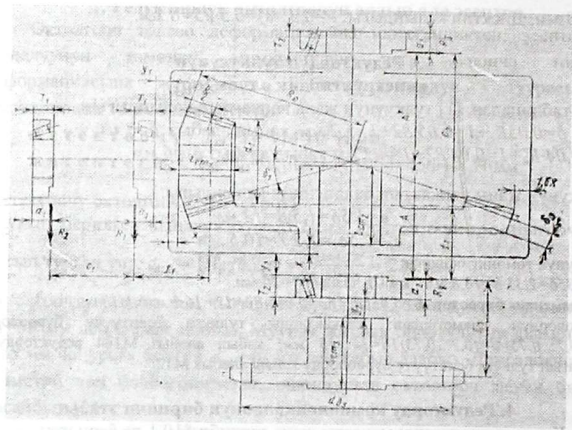
### 4. Редукторду компоновкалоонун биринчи этабы.

Компоновкалоонун максаты жана тартиби §10.1 де берилген.

Эң алгач майлоонун ыкмаларын тандайбыз: тиштүү жуптардын илинишин, тиштүү дөңгөлөктү майга малуу жолу менен; муунакжаздыктар болсо, салидол менен майланат.

Жетектеги октолгоочтун муунакжаздыктарынын бирөөсү суюк майдан алыс жайланышкан жана ал майдын чачырандысынын түшүүсүнө тоскоол болот. Ошондуктан, жекече майлоо кабыл алынат. Андан тышкары, жекече майлоо муунакжаздыкка май менен металл бөлүктөрүнүн кирип кетүүсүнөн сактайт. Суюк май менен илешчээк солидол майды жууп кетпес үчүн муунак жаздык менен редуктордун ортосундагы боштуктагы майды кармап калуучу шакектерди коёбуз. Алардын туурасы муунакжаздыктын  $y=8\dots 10$  мм чондугуна ичкерилип жайланышын көрсөтөт.

Кагаз форматы  $A_1(594\times 841$  мм) октолгоочтун огу боюнча кесилген редуктордун бир проекциясын жайланыштырабыз. Барактын ортосунан горизонталдык сызык жүргүзөбүз- жетектөөчү октолгоочтун огу жүргүзөбүз. Вертикалдык сызык жүргүзүп, жетектеги октолгоочтун огуна абалын белгилейбиз. Кесилишкен



24.8-сүрөт. Конустук редукторду алгачкы компоновкалоо

чекиттен  $\delta_1=17^\circ34'$  бурчу менен конустарды бөлүүчү октук сызыктарды жүргүзөбүз жана аларга  $R_e=82$  мм кесиндилерин коёбуз. Мурда табылган дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн өлчөмдөрү менен дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн конструкциясын түзөбүз. Алардын илинишин чийебиз. Муунакжаздыктарды октолгоочтор менен стакандарга жайланыштырабыз.

Октолгоочтор үчүн жеңил сериядагы, бир катарлуу конустук роликтүү муунакжаздыктар каралган.

Жетектөөчү октолгоочтун муунакжаздыктарынын сырткы өлчөмдөрүн чийебиз, алдын ала тулкунун ички бетин дөңгөлөкчөнүн учбетинен  $x=10$  мм аралыкта жана тулку менен муунакжаздыктын учбетинин арасына  $y_1=15$  мм боштук калат (май кармоочу шакекче орнотуу үчүн).

$$\begin{aligned} x &= 10 \text{ мм}, y_1 = 15 \text{ мм}, \\ f &= 73 \text{ мм}, c_1 = 120 \text{ мм}, \\ y_2 &= 20 \text{ мм}; f_2 = 71 \text{ мм}, \\ c_2 &= 159 \text{ мм}, l_3 = 100 \text{ мм} \end{aligned}$$

24.1-табл.

Муунак жаздыктын шарттуу белгиси	d	D	T	Жук көтөрүмдүүлүгү, кН		L
	Өлчөмдөрү, мм			Динамикалык, С	Статтикалык, С <sub>0</sub>	
7208	40	80	20	41,6	32,1	0,383
7211	55	100	23	56,8	45,2	0,411

Радиалдык- таяныч муунакжаздыктарды тандаган учурда, эске алуу керек, радиалдык реакция күчү октолгоочко таасир эткен аралык менен муунакжаздыктын аралыгы барабар  $a$ : Конустук роликтүү муунакжаздыктар үчүн (7.11) формула боюнча  $a = \frac{T}{2} + \frac{(d_1 + D_1)l_1}{6}$ ; мында В- шакектин эни;

$d$  жана  $D$ - ички жана сырткы муунакжаздыктын диаметри;

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d_1 + D_1)l_1}{6} = \frac{20}{2} + \frac{(40 + 80) \cdot 0,383}{6} = 18 \text{ мм}$$

Дөңгөлөкчөнүн орто диаметри менен муунакжаздыктын реакция күчүнүн аралыгы:  $f_1 = 50 + 18 = 68 \text{ мм}$ .

Жетектөөчү октолгоочтогу реакция күчтөрүнүн аралыгын өлчөмдөрүн кабыл алабыз:

$$C_1 \approx (1,5 \dots 2,3) f_1 = (1,4 \dots 2,3) \cdot 68 = 95 \dots 156 \text{ мм}$$

Кабыл алабыз  $c_1 = 120 \text{ мм}$ .

7211 муунакжаздык үчүн өлчөмү

$$a = \frac{23}{2} + \frac{(55 + 100)0,411}{6} \approx 22 \text{ мм}$$

Өлчөө менен А-нын өлчөмүн аныктайбыз.

А- муунакжаздыктын реакция күчүнөн

жетектөөчү октолгоочунун огуна чейинки аралык. Редуктордун тулкусун жетектөөчү октолгоочтун огуна карата симметриялуу жасайбыз жана өлчөмүн кабыл алабыз  $A' = A = 115 \text{ мм}$ . Жетектөөчү октолгоочтун муунак жаздыгын сырткы өлчөмдөрүн чиебиз. Өлчөө аркылуу аралыктарды аныктайбыз:  $f_2 = 70 \text{ мм}$  жана  $C_2 = 158 \text{ мм}$ .

Кутунун ички бетин чийип чыгабыз, дөңгөлөктүн капталы менен ортосундагы аралык  $1,5x$  б.а.  $15 \text{ мм}$ .

## 5. Муунакжаздыктын узак мөөнөттө иштөөсүн текшерүү.

**Жетелөөчү октолгооч (24.2- сүрөт).**

Илиништеги таасир эткен күчтөр, жогорку эсеп боюнча:  $F_t = 4000 \text{ Н}$ ;

$$F_{r1} = F_{a2} = 1360 \text{ Н} \text{ жана } F_{a1} = F_{r2} = 436 \text{ Н.}$$

Биринчи этаптын компоновкасынан табылды:  $f_1 = 70 \text{ мм}$  жана

$$c_1 = 118 \text{ мм.}$$

Таяныч реакциялары: XZ тегиздигинде:

$$F_{x2} = F_t f; \quad F_{x2} = F_t \frac{f_1}{c_1} = 4000 \frac{70}{118} = 2372 \text{ Н}$$

$$F_{x1} \cdot c_1 = F_t (c_1 + f_1);$$

$$F_{x1} = \frac{F_t (c_1 + f_1)}{c_1} = \frac{4000(118+70)}{118} = 6372 + 1$$

**Текшерүү:**  $F_{x2} - F_{x1} + F_t = 2372 - 6372 + 4000 = 0$

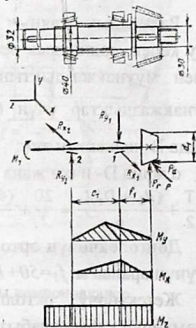
YZ тегиздигинде:

$$-F_{yz} \cdot c_1 + F_v \cdot f_1 - F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$F_{yz} = \frac{F_r \cdot f_1 - F_a \cdot d_1 / 2}{c_1} = \frac{1360 \cdot 70 - 436 \cdot 53 / 2}{118} = 715 \text{ Н}$$

$$-F_{y1} \cdot c_1 + F_v (c_1 + f_1) - F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$F_{y1} = \frac{F_r (c_1 + f_1) - F_a \cdot d_1 / 2}{c_1} = \frac{1360(118+70) - 436 \cdot 53 / 2}{118} = 2068 \text{ Н}$$



24.2-сүрөт. Жетектөөчү октолгоочту эсептөө схемасы

**Текшерүү:**  $F_{y2} - F_{y1} = 715 - 2068 + 1360 = 0$

Реакциялардын суммасы:

$$F_{r2} = F_2 = \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} = \sqrt{2372^2 + 715^2} = 865 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_1 = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} = \sqrt{6372^2 + 2068^2} = 4108 \text{ Н}$$

Конустук муунакжаздыктардын радиалдык реакциянын октук түзүүчүсү:

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2} = 0,83 \cdot 0,382 \cdot 436 = 187 \text{ Н};$$

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,83 \cdot 0,382 \cdot 436 = 553 \text{ Н};$$

Мында 7208 муунакжаздык үчүн октук жүктөмү  $e = 0,383$ . Биздин эсепте, муунакжаздыктын октук жүктөмү:  $S_1 > S_2$ ,  $F_a = F_a > 0$ , анда  $F_{a1} \cdot S_1 \leq 553 \text{ Н}$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 553 + 436 = 989 \text{ Н.}$$

Сол муунакжаздыкты карайбыз:  $K_{a2} = \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1260}{436} = 2,2 > e$  ошондуктан, октук күчтү эске алуу зарыл. (7.5) формула боюнча, эквиваленттик жүк:

$$F_3 = (X \cdot V \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) K_o \cdot K_m;$$

берилген шарт үчүн  $V = K_o = K_m = 1$

Конустук муунакжаздыктар үчүн  $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$  болгондуктан,  $x = 0,4$  жана  $y = 1,565$  (7.4 табл. жана 25.1-табл).

Эквиваленттик жүк:  $F_3 = (0,4 \cdot 865 + 1,565 \cdot 989) = 1193 \text{ Н} = 1,193 \text{ кН}$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби боюнча, млн. айлануу

$$L = \left(\frac{C}{F_3}\right)^3 = \left(\frac{4,16 \cdot 10^3}{1193}\right)^3 = 4287 \text{ млн/айл}$$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби саат боюнча эсептесек:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{4287 \cdot 10^6}{60 \cdot 477} = 150 \cdot 10^3 \text{ саат.}$$

Мында дөңгөлөкчөнүн октолгоочунун айлануу жыштыгы, айл/мин.

### Жетектеги октолгооч (24.3- сүрөт).

Жетеленүүчү октолгоочко дагы ошол эле жогорудагы жүктөр таасир

этет:  $F_1 = 4000 \text{ Н}$ ;  $F_r = 1360 \text{ Н}$ ;  $F_a = 436 \text{ Н}$ .

Компоновканын биринчи этабы боюнча:  $f_2 = 70 \text{ мм}$ ;  $C_2 = 158 \text{ мм}$  жана  $l_3 = 100 \text{ мм}$ . Таяныч реакциялары  $P_a$  сырткы октук күчтү кабыл алуучу оң таянычты так сан 4 индекс менен белгилейбиз жана октук жүктү аныктоодо бул муунакжаздыкты экинчи деп эсептейбиз.

XZ тегиздигинде:

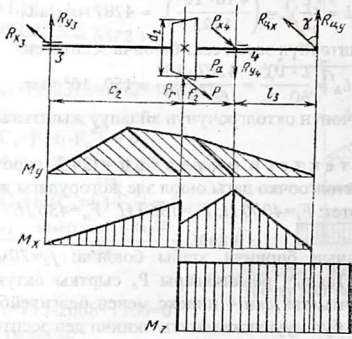
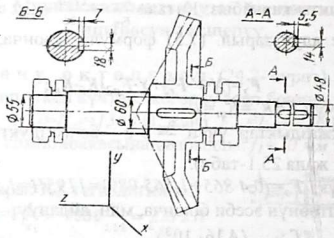
$$-F_{x3}(c_2 + f_2) + F_{f2} + F_T \cdot l_3 = 0$$

$$F_{x3} = \frac{F_{f2} + F_T \cdot l_3}{(c_2 + f_2)} = \frac{4000 \cdot 70 + 4000 \cdot 100}{(158 + 70)} = 2982 \text{ Н}$$

мында  $F_T$  – тең салмактоочу күч,

$$-A_{c2} + A_{a4}(c_2 + a_2) + A_E(c_2 + a_2 + a_3) = 0$$

$$F_{x4} = \frac{-4000 \cdot 158 + 3214 \cdot 328}{228} = 1852 \text{ Н}$$



24.3-сүрөт Жетеленүүчү октолгоочту эсептөөчү схема

Текшерүү:  $F_{x3} + F_T - F - F_{x4} = 0$

$$2638 + 3214 - 4000 - 1852 = 0.$$

YZ тегиздигинде:  $-F_{y3}(c_2 + f_2) - F_v f_2 + F_a \frac{d_2}{2} + F_T \cdot l_3 = 0.$

мында дөңгөлөктүн ортоңку диаметри  $d_2 = m z_2 = 1,6 \cdot 100 = 160 \text{ мм}$

$$F_{y3} = \frac{1360 \cdot 158 + 436 \cdot \frac{160}{2} + 3214 \cdot 328}{228} = 4839 \text{ Н}$$

Текшерүү:  $F_{y3} + F_v - F_{y4} + F_T = 265 + 1360 - 4819 + 3214 = 0$

Реакциялардын суммасы:



$$F_{v3} = F_3 = \sqrt{F_{x3}^2 + F_{y3}^2} = \sqrt{2638^2 + 265^2} = 2650 \text{ H};$$

$$F_{y4} = F_4 = \sqrt{F_{x4}^2 + F_{y4}^2} = \sqrt{1852^2 + 4839^2} = 4645 \text{ H};$$

Конустук муунакжаздыктар үчүн октук жүктөмдүн таасир этүүчү коэффициенти:  $E=0,411$  (П12- табл.). Биздин шарт боюнча муунакжаздыктардын октук жүктөмү (7.6- табл.)  $S_3 < S_4$ ;  $F_a = F_i = S_4 - S_3$ , анда

$$F_{a3} = S_3 = 904 \text{ H}$$

$$F_{a4} = S_3 + F_a = 436 + 904 = 1340 \text{ H}$$

сол (үчүнчү) муунакжаздыкты карайбыз: Катшы  $\frac{F_{a2}}{F_{v2}} = \frac{904}{436} = 2,0 > e$

**Ошондуктан, октук жүктөмдү эске алуу зарыл.**

(7.5) формула боюнча эквиваленттик жүктөм:

$$F_{yк} = (XV \cdot F_{v2} + Y \cdot F_{a2}) K_G \cdot K_T;$$

берилген шарт боюнча:  $V = K_G = K_T = 1$ ; Конустук муунакжаздыктар үчүн  $\frac{F_{a2}}{F_{v2}} > e$  болгондуктан, коэффициент  $x=0,4$  жана коэффициент  $y=1,465$  (7.4 жана 24.1.-табл.).

Эквиваленттик жүктөм:  $F_{32} = (0,4 \cdot 1 \cdot 436 + 1,465 \cdot 1360) = 2167 \text{ H} = 2,167 \text{ H}$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби боюнча, млн. айлануу:

$$L = \left(\frac{C}{F_{32}}\right)^3 = \left(\frac{56800}{2167}\right)^3 = 17982 \text{ млн. айл.}$$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби саат боюнча эсептесек:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_3} = \frac{17982 \cdot 10^6}{60 \cdot 114} = 262 \cdot 10^4 \text{ саат};$$

мында  $n_3 = 114$  айл/мин – жетеленүүчү октолгоочтун айлануу жыштыгы. Редуктордогу тиштүү дөңгөлөктөрдүн жана муунакжаздыктардын иштөө мөөнөтү 36000 саатты түзөт. Биз эсептеген муунакжаздыктардын иштөө мөөнөтү андан көбүрөөк, демек талапка жооп берет.

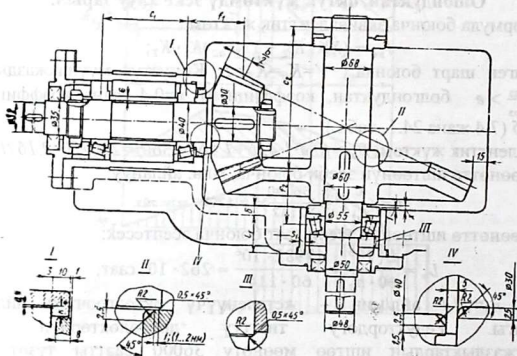
## 6. Редуктордун компоновкасынын экинчи этабы.

Мында, биринчи компоновкасынын уландысы болуп октолгоочко отургузулган тетиктери менен бирге чийилет. Майды кармап калуучу шакекченин өлчөмү орнотулуучу бурама, эбелек, жана тыгын боюнча табылат. Ал эми кепилдин өлчөмү таблица боюнча аныкталат.

Тиштүү дөңгөлөк муунакжаздыктын олтургузулуучу октолгоочтогу диаметр алдын ала эсептелген эсеп боюнча белгиленет.

Муунакжаздыктын өз ара жайланыш абалын бекитишин түртүүчү бойшакек жана М39х1,5 орнотулуучу бурама менен бекитилет.

Бойшакектин дубалынын калыңдыгын  $(0,1...0,15)d_n$  боюнча аныкталат; аны кабыл алабыз  $0,15 \cdot 40 = 6$  мм. Май кармоочу шакекчелерди стакандан же кутунун бетинен тулкунун ичине 1...2 мм чыгып тургандай жайгаштырабыз. Муунакжаздыктарды дубалынын калыңдыгы  $\delta_{ст} = (0,08...0,12)D$  болгон стакандын ичине жайгаштырабыз. Мында D-муунакжаздыктын сырткы диаметрин кабыл алабыз  $\delta_{ст} = 0,12 \cdot 80 = 10$  мм. Муунакжаздыктардын сырткы шакекчелерин октук жылышуудан сактоо үчүн стаканга чоңдугу  $K=6$  мм болгон таяныч жасалат.



24.4-сүрөт. Компоновканын 2-этабы

Экинчи муунакжаздыктын сырткы шакекчесинин абалы, муунакжаздыктын капкагынын таянычы менен түртүүчү бойшакек аркылуу бекитилет. Октолгоочко муунакжаздыкты олтургузууну жеңилдетүү үчүн, дөңгөлөкчөгө жакын жайланышкан октолгоочтун диаметри  $0,5...1$  ммге ичкертилет. Биринчи компоновкада кабыл алып чоңдуктарды сактап  $x=10$  мм,  $y_2=20$  мм ж.б., тулкунун бардык ички дубалын чиебиз.

Тиштүү дөңгөлөк бир жагынан октолгоочтун жоондотулган диаметрин таянса, ал эми башка жагынан май кармоочу шакекченин жардамы менен өз абалында бекителет.

Тулкунун дубалынын калыңдыгын  $\delta_k=8$  мм, алып тулкунун негизги элементтеринин өлчөмдөрүн аныктайбыз.

Муунакжаздыктын астындагы муунакжаздыктын уясынын тереңдигин аныктайбыз:  $L_T=1,5 \cdot T_2=1,5 \cdot 23=35$  мм

### 7. Шпонкалуу бириктирүүдөгү бекемдикти текшерүү.

Редуктордун жетеленүүчү октолгоочу көбүрөөк жүктөмгө дуушаар болгондуктан, ушул октолгоочтогу шпонканын бекемдигин текшерүү менен чектелебиз. Айланма momenti жетеленүүчү октолгоочтон ийримуунакка өткөрүүчү октолгоочтун диаметри:  $d_{в2}=50$  мм. Шпонканын кесилиши жана узундугу:  $b \times h \times l=15 \times 10 \times 70$  арыкчанын тереңдиги  $t_1=6,0$  мм СТ СЭВ 189-75 боюнча.

Ийримуунактагы момент  $T_3=456 \cdot 10^3$  Нмм

Майышуудагы чыңалуу:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_3}{d_{в2}(h-t_1) \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot 456 \cdot 10^3}{50(10-6,0)(70-19)} = 84,4 \frac{Н}{мм^2} \leq [\sigma] \text{ см}$$

### 8. Октолгоочтун такталган эсеби.

Жетеленүүчү октолгооч.

Октолгоочтун материалдары- жакшыртылган, болот- 45;  $\sigma_R=590$  Н/мм<sup>2</sup> (3.3- табл.). Чыдамдуулуктун мүмкүнчүлүк чеги:

$$\sigma_{\perp}=0,43 \cdot \sigma_R=0,43 \cdot 590=253,7 \text{ Н/мм}^2 \text{ жана}$$

$$\tau_{\perp}=0,58 \cdot 254=147 \text{ Н/мм}^2$$

жетеленүүчү октолгоочтун бекемдигин дөңгөлөк жана муунакжаздык олтургузуучу кесилиштерин текшерүү зарыл. Себеби, ушул эки кесилиш аркылуу  $T_3=456 \cdot 10^3$  Нмм толгооч момент өткөрүлөт, бирок дөңгөлөктүн астындагы кесилиште ийүүчү момент аракет кылат:

$$M_{u3} = \sqrt{(F_{x3} \cdot C_2)^2 + (F_{y3} \cdot C_2)^2} = \sqrt{(2638 \cdot 158)^2 + (265 \cdot 158)^2} = 10^3 \text{ Нмм,}$$

ал эми муунакжаздыктын астындагы момент:

$$M_{u3}=F_T L_3=3214 \cdot 100=321,4 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$M_{u2}$ ,  $M_{u3}$  төн бар болгону 6%га чоң,  $W_2$ - каршылык momenti  $W_3$ - төн чоң, пропорционалдык  $(d_2/d_3)^3=(60/55)^3=1,30$  б.а. 30%ды түзөт.

Ошондуктан эки кесилиштин ичинен көбүрөөк коркунучтуусу муунакжаздыктын астындагы кесилиш болуп эсептелет. Ошол үчүн эсептөө жүргүзөбүз. Ийүүчү момент  $M_{u3}=321,4 \cdot 10^3$  Нмм  
Кесилиштин каршылык momenti:

$$W = \frac{\pi d^3 n_2}{32} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16,3 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Нормалдык чыңалуунун амплитудасы:

$$\sigma_{\vartheta} = \sigma_{max} = \frac{M_{u3}}{W} = \frac{321,4 \cdot 10^3}{16,3 \cdot 10^3} = 19,7 \text{ Н/мм}^2$$

Нормалдуу чыңалуу боюнча бекемдикке камкөрүү коэффициенти:

$$\eta_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_{\vartheta}} = \frac{253,7}{3,4 \cdot 26,3} = 2,83 \quad \text{мында (6.8)- таблица боюнча } \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 3,40$$

полярдык каршылык момент

$$W_p = \frac{\pi d^3 n_2}{32} = 2 \cdot W = 2 \cdot 16,3 \cdot 10^3 = 32,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Жаныма чыңалуунун циклин орточо чыңалуусу жана амплитудасы:

$$\tau_{\vartheta} = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_3}{W_p} = \frac{456 \cdot 10^3}{2 \cdot 32,4 \cdot 10^3} = 7,0 \text{ Н/мм}^2$$

Жаныма чыңалуу боюнча бекемдикке камкөрүү коэффициенти

$$n_k = \frac{\tau - 1}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_{\vartheta} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{147}{2,52 \cdot 6,2 + 0,1 \cdot 6,2} = 9,07$$

(6.8- табл) боюнча мында  $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 2,52$

жана  $\psi_{\tau} = 0,1$ . Бекемдиктин запас коэффициенти

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,83 \cdot 9,07}{\sqrt{2,83^2 + 9,07^2}} = \frac{25,6}{9,4} = 2,72 > [n]$$

Бекемдикти камсыз кылуу үчүн  $[n] = 2,5 \dots 3,0$  болуусу зарыл.

## 9. Редукторду чийүү.

Редукторду эки проекцияда чиебиз, форматы А1(594x841мм) 1:1 масштабы менен чийилет, форматтын бурчуна, негизги жазуу чийилип, толтурулат. Спецификациясы А4 форматына толтурулат.

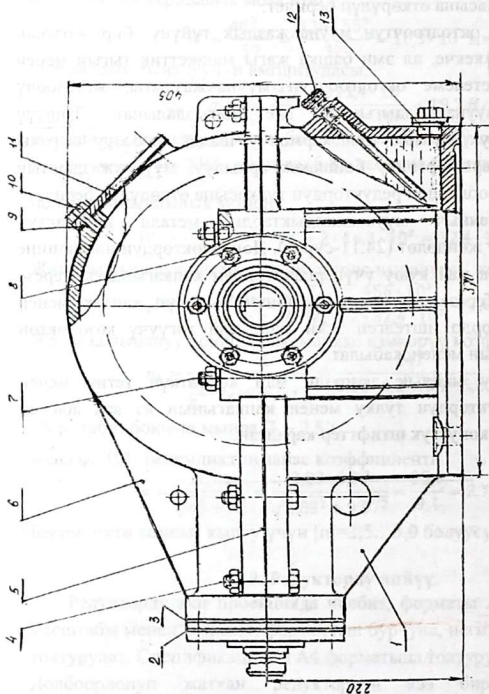
Долбоорлонуп жаткан редуктордун кээ бир конструктивдик өзгөчөлүктөрүн көрсөтөбүз. Жетектөөчү октолгоочтун муунакжаздыктары жалпы стаканда орнотулган. Октук жүктөм, кантип өткөрүлүп берилерин карап көрөлү. Дөңгөлөкчөдөн октук жүктөм, октолгоочтун таяныч ийини, октолгоочко, май кармоочу шакекче, оң

муунакжаздыктын ички шакекчеси, түркүн бойшакек, сол муунакжаздык, ортоңку шакек, муунакжаздыктын капкагы жана буроолор аркылуу өткөрүлүп берилет. Октук жүктөм, буроолордон редуктордун тулкасына өткөрүлүп берилет.

Жетектөөчү октолгоочтун муунакжаздык түйүнү, бир жагынан май кармоочу шакекче, ал эми башка жагы манжеттик тыгын менен тыгыздалган. Жетелеме октолгоочтун муунакжаздыгы, жетелөөчү октолгоочтун муунакжаздыгындай эле тыгыздалынат. Тиштүү дөңгөлөктөн октук жүктөм май кармоочу шакек аркылуу сырткы шакекке, андан ары ортоңку бойшакек аркылуу, муунакжаздыктын капкагы жана буроолордон редуктордун тулкасына өткөрүлүп берилет.

Радиалдык-таяныч муунакжаздыктарды металл жыйнактуу төшөнүч аркылуу жөндөлөт (24.11-сүрөт). Дөңгөлөктөрдүн илинишине байкоо үчүн жана май куюу үчүн редуктордун капкагындагы терезе кызмат кылат. Терезе, жумшак төшөнүч төшөлүп капкак менен жабылат. Редуктордо иштелген эски май, май төгүүчү көзөнөктөн төгүлөт жана тыгын менен жабылат.

Редуктордогу майдын деңгээли май көрсөткүч тетик менен көрсөтүлөт. Редуктордун тулку менен капкагынын өз ара абалын бекитүү үчүн эки конустук штифттер каралган.



Редуктордун негизги көрүнүшү





## Курстук долбоорлоого мисал

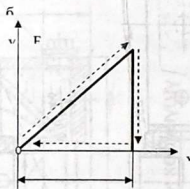
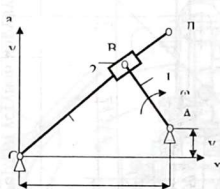
Техникалык тапшырма

Трансформатордун өзөкчөсүн кесүүчү жумушчу механизмди анализдеп анын кыймылга келтиргичин эсептеп долбоорлоо.

### 1-Бөлүккө

мушчу механизмдин схемасы

б) Каршылык күчтүн графиги



Берилиши:  $l_{AC} = 0,1 \text{ м}$ ;

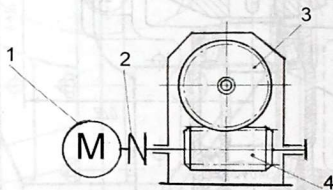
$l_{AB} = 0,5 \text{ м}$ ;

$l_{BD} = 0,7 \text{ м}$ ;

$l = 0,14 \text{ м}$ ;

$H = 0,18 \text{ м}$ ;

$\omega_1 = 5 \text{ p / с}$ . 2-Бөлүккө

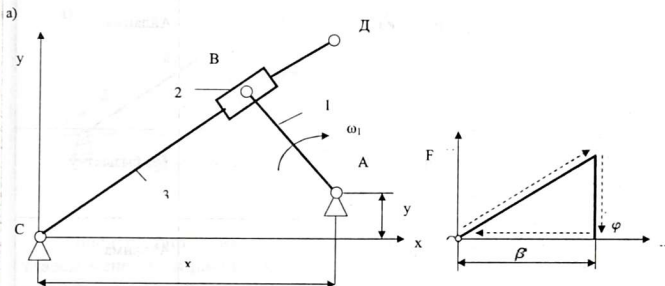


25.1-сүрөт. Жумушчу механизмди кыймылга келтиргичтин оромо тиштүү редуктору

1. Электр мотор.
2. Муфта.
3. Тиштүү дөңгөлөк.
4. Оромо тиш.

## XXV ТАРАМ. Кулистуу механизмди анализдөө

Жумушчу механизм төмөнкү 25.1-сүрөттөгүдөй схема түрүндө берилет.



Берилиши:  $l_{AC} = 0,1 \text{ м};$

$l_{AB} = 0,5 \text{ м};$

$l_{BD} = 0,7 \text{ м};$

$l = 0,14 \text{ м};$

$H = 0,18 \text{ м};$

$h = 0,14 \text{ м};$

$F_{\max} = 1 \text{ кН} \quad \omega_1 = 5 \text{ п / с.}$

$x = 98 \text{ мм};$

$y = 15 \text{ мм};$





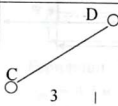

### 25.1. Механизмди структуралык анализдөө

#### Чыгарылышы:

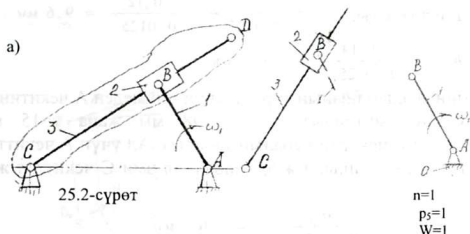
Курстук долбоорлоодо механизмди структуралык анализдөөгө төмөнкүлөр кирет:

1. Каралып жаткан механизмдеги тогоолордун аттарын атоо, механизмдеги кинетикалык жуптардын санын аныктоо;
2. Механизмдеги кыймылда болгон тогоолордун санын аныктоо;
3. Механизмдин кыймыл санын аныктоо;
4. Механизмдин түзүлүш формуласын түзүү;
5. Ассур тобуна ажыратуу.

Структуралык анализ таблица түрүндө аткарылышы мүмкүн: 25.1 табл.

Тогоолор		Кинетикалык жуптар	
Схема	Аталышы	Схема	Аталышы
	Ийримуунак		Айланма
	Жылгыч		Түз сызыктуу
	Кулиса		Айланма
Механизмдеги кыймылда болгон тогоолордун саны	$n=3$	Бардык кыймылда болгон кинетикалык жуптардын сандары	$P_3 = 3$
Механизмдин кыймыл саны:	$W=3n-2p_3-p_4=3 \cdot 3-2 \cdot 4=1$		
Механизмдин түзүлүш формуласы:	$A_{01} \rightarrow [A_{12} \rightarrow TC_{23} \rightarrow A_{30}]$ (25.1, а-сүрөт)		

## Механизмден Ассур тобун ажыратуу:



Ошентип бир кыймылга ээ болгон каралып жаткан механизмди, удаасы менен О тирөөчкө жана жетелөөчү тогоо 2 жана 3 тогоолорду туташтыруудан түзүлгөн механизм түрүндө кароого болот. Жүргүзүлгөн структуралык анализдин негизинде, тогоолор белгилүү кыймылда болуш үчүн жетелөөчү тогоого бир гана кыймыл берүү (бир гана мотор коюу) зарыл, себеби  $W=1$ .

## 25.2 Кулисалык механизмди кинетикалык анализдоо.

Кулисалык механизмди кинетикалык анализдөөнү III тарамда берилген ыкма боюнча жүргүзөбүз.

### 25.2.1 Кулисалык механизмдин абалынын планын тургузуу.

1. Механизмдин абалын тургузуунун планынын масштабын тандап алабыз:

$$\mu_e = \frac{l_{AB}(\text{берилиши})}{AB(\text{чиймеден көрсөтүлүшү})} = \frac{0,5}{40} = 0,0125 \text{ м/мм}$$

Мында ( $l_{AB}$ ) - ийри муунактын узундугу чиймеде эркин  $AB=40$  мм кабыл алынган.

2. Табылган масштаб  $\mu_e$  менен чиймеге түшүрүлүүчү тогоолордун узундуктарын аныктайбыз.

$$CD - \text{кулисанын узундугу } CD = \frac{l_{CD}}{\mu_e} = \frac{20}{0,0125} = 160 \text{ мм} .$$

$$CA - \text{чекиттердин аралыгы } CA = \frac{l_{CA}}{0,0125} = \frac{0,12}{0,0125} = 9,6 \text{ мм} .$$

$$h_1 \text{ аралыгы } h_1 = \frac{0,14}{0,0125} = 15 \text{ мм}$$

3. Механизмдин абалын планын тургузуунун чиймеден А чекитинин абалын тургузуудан баштайбыз жана  $x=98$  мм жана  $y=15$  мм координаттар боюнча С чекиттин абалын табабыз. Ал үчүн А чекиттен  $AB=40$  мм радиусу менен айлана жүргүзөбүз, ал эми С чекиттен жаа  $CD=158$  мм

$$BD = \frac{0,7}{0,0125} = 56 \text{ мм}$$

Жетектөөчү тогоонун берилген абалы үчүн механизмдин абалын түзөбүз (25.4-сүрөт)

### 25.3. Кулисалуу механизмди кинематикалык жактан анализдөө.

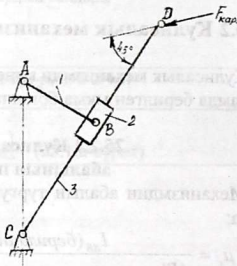
Кинематикалык анализди ылдамдыктын планы боюнча жүргүзөбүз:

Ал үчүн төмөнкү вектордук теңдемени түзөбүз.

$$\vec{v}_{B_3} = \vec{v}_{B_1} + \vec{v}_{B_3B_1}, \quad (a)$$

$$\vec{v}_{B_3} = \vec{v}_C + \vec{v}_{B_3C}, \quad (б)$$

Мында  $\vec{v}_{B_1}$  - Кулиса 3-түн  $B_3$  чекитинин вектордук ылдамдыгы, ал каралып жаткан абалда  $\vec{v}_{B_1}$  менен дал келет; Бул теңдемеде  $\vec{v}_{B_1}$  вектору

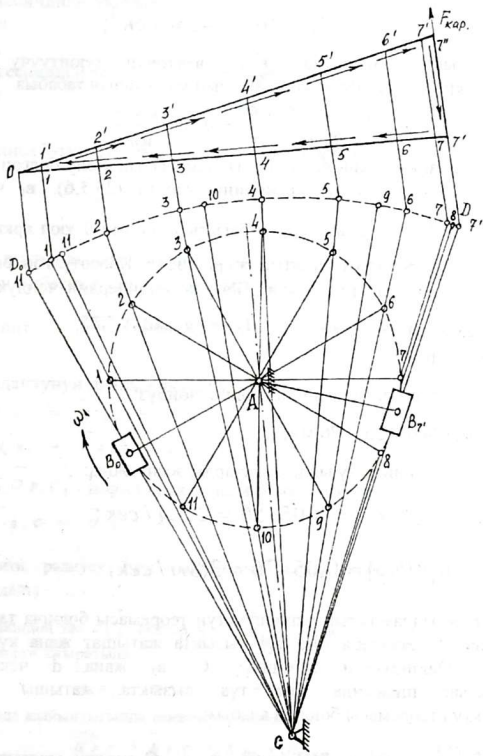


25.3-сүрөт

$\vec{v}_{B_1} \perp AB$  жана 1-чи тогоонун багытына багытталган,  $\vec{v}_{B_3} \parallel CD$ ,  $v_C=0$ ,  $\vec{v}_{B_3C} \perp CD$ .

$B_1$  чекиттин ылдамдыгын эсептейбиз:





25.4-сүрөт Механизмдин 12 абалы жана ага таасир эткен каршылык күчтүн графиги.

$$V_{B_1} = \omega_1 \cdot l_{AB} = 6 \cdot 0,5 = 3 \text{ м} \cdot \text{сек}^{-1};$$

Ылдамдыктын планында  $\overline{V}_{B_1}$  векторун туюнтуучу  $[P_{B_1}]$  кесиндини берип, ылдамдыктын планынын масштабын табабыз.

$$\mu_e = \frac{v_{B_1}}{[Pa]} = \frac{3,0}{60} = 0,05 \frac{\text{м} / \text{с}}{\text{мм}}$$

Теңдеме (а) ылайык эркин чекиттен, ылдамдыктын уюлу болгон Р-дан көрсөтүлгөн багытка ( $P_{B_1}$ ) кесиндини коёбуз (25.5,б).  $v_1$  чекити аркылуу  $\overline{v}_{B_3 B_1} (// CD)$  вектордун багытын, ал эми 0 уюл аркылуу -  $\overline{v}_{B_3 C} (\perp CD)$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Көрсөтүлгөн багытта кесилишкен  $v_3$  чекитте  $[v_1 v_3]$  жана  $[P_{B_3}]$  кесиндилердин чоңдуктарын табабыз, алар  $\mu_e$  масштабында  $\overline{v}_{B_3 B_1}$  жана  $\overline{v}_{B_1}$  тийиштүү векторлорду көрсөтөт.

Ылдамдыктын планынан кесиндилерди өлчөйбүз:

$$[v_1 v_3] = 56 \text{ мм}, [P_{B_3}] = [Cv_3] = 76 \text{ мм};$$

Тийиштүү ылдамдыктарды эсептейбиз:

$$v_{B_3 B_1} = \mu_v [v_1 v_3] = 0,05 \cdot 56 = 2,8 \text{ м} / \text{сек};$$

$$v_{B_3} = \mu_v [P_{B_3}] = 0,05 \cdot 76 = 3,8 \text{ м} / \text{сек}.$$

2. D чекиттин ылдамдыгын окшоштуктун теоремасы боюнча табабыз: C,  $v_3$  жана D чекиттери бир түз сызыкта жатышат жана кулисага тийиштүү. Ошондуктан тийиштүү C,  $v_3$  жана d чекиттери ылдамдыктын планында бир түз сызыкта жатышы керек. Окшоштуктун теоремасы боюнча алабыз:

$$\frac{[dc]}{l_{DC}} = \frac{[v_3 C]}{l_{BC}}, \quad \text{мында } [dc] = [v_3 C] \frac{l_{DC}}{l_{BC}} \quad \text{C чекити ылдамдыктын}$$

планынын уюлунда жатат, себеби анын ылдамдыгы нөлгө барабар). Мында DC=140 мм. BC=100 мм,

$$\text{анда } [dc] = [v_3 C] \frac{BC}{CD} = 76 \frac{115}{156} = 22 \text{ мм}.$$

Бул кесиндини уюлдан [Св<sub>3</sub>] узундук боюнча коёбуз жана **d** чекитин алабыз

[Pd] кесиндиси  $\overline{U}_D$  векторду туюнтат.  $V_D$  ылдамдыгы барабар:

$$v_D = \mu_e [pd] = 0,05 \cdot 75 = 3,75 \text{ м / сек.}$$

3. Кулиса 3-түн бурчтук ылдамдыгын табабыз:

$$\omega_3 = \frac{v_D}{l_{DC}} = \frac{3,75}{0,7019} = 1,97 \text{ C}^{-1}.$$

$\overline{U}_D$  векторун механизмдин D чекитине которуп карасак, анда  $\omega_2$  сааттын жебесине каршы багытталган.

### 25.3.2. Ылдамдануунун планын түзүү.

Ылдамдануунун планын түзүш үчүн вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\left. \begin{aligned} \overline{a}_{B_3} &= \overline{a}_{B_1} + \overline{a}_{B_3, B_1} \\ \overline{a}_{B_3} &= \overline{a}_4 + \overline{a}_{B_3, C_1} \end{aligned} \right\} \quad (\text{b})$$

Вектор  $\overline{a}_{B_3, C_1}$  - нормалдык жана жаныма түзүүчүгө ажыратабыз.

$$\overline{a}_{B_3, C} = \overline{a}_{B_3, C}^n + \overline{a}_{B_3, C}^t \quad (\text{c})$$

(B<sub>3</sub> чекити, радиусу  $l_{B_3C}$  айлананын жаасы борбору C чекити боюнча кыймылдайт).

Ошондой эле  $\overline{a}_{B_3, B_1}$  векторун  $\overline{a}_{B_3, B_1}^k$  кориолисттик жана  $\overline{a}_{B_3, B_1}^t$  жаныма түзүүчүлөргө ажыратылат:

$$\overline{a}_{B_3, B_1} = \overline{a}_{B_3, B_1}^k + \overline{a}_{B_3, B_1}^t. \quad (\text{d})$$

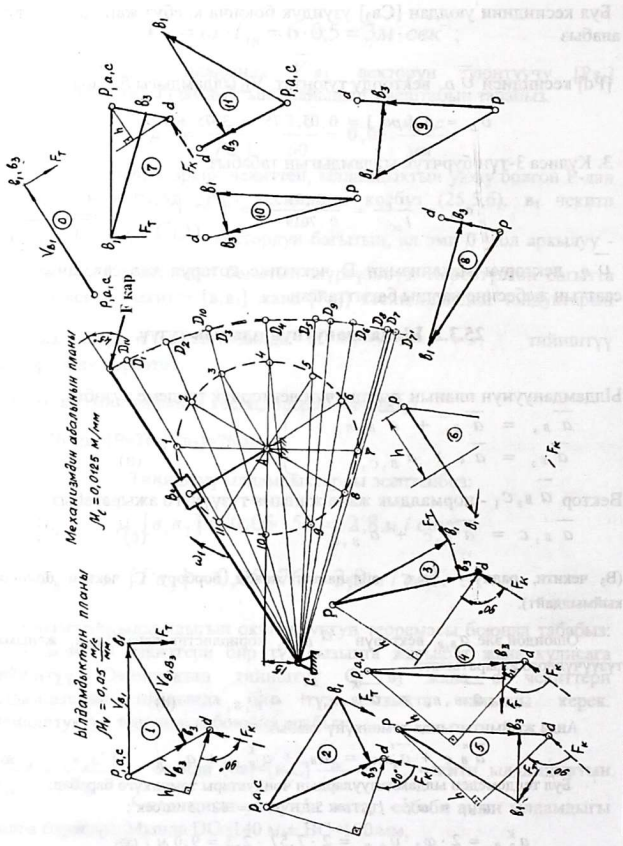
Анда жыйынтыгында төмөнкүнү алабыз:

$$\overline{a}_{B_3, C}^n + \overline{a}_{B_3, C}^t = \overline{a}_{B_1} + \overline{a}_{B_3, B_1}^k + \overline{a}_{B_3, B_1}^t$$

Бул теңдемеден ылдамдануулардын чоңдуктары төмөнкүгө барабар:

$$a_{B_1} = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 5^2 \cdot 0,5 = 12,5 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_{B_3, B_1}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot v_{B_3, B_1} = 2 \cdot 1,97 \cdot 2,3 = 9,0 \text{ м / сек}^2$$



$$\overline{a}_{B_3C}^n = \frac{v_{B_3}^2}{l_{B_3C}} = \frac{2,52^2}{0,46} = 2,9 \text{ м / сек}^2$$

(мында  $l_{B_3C}$  өзгөрүлмө аралыктын чоңдугунун анык мааниси механизмдин схемасынан аныкталат

$$l_{B_3C} = \mu_e \cdot B_3C = 0,005 \cdot 92 = 0,46 \text{ м};$$

(I) теңдемедегі төмөнкүчө векторлор багытталган.

$\overline{a}_{B_1} // AB$  (вектор В чекиттен А—га багытталган);

$$\overline{a}_{B_3B_1}^i // \overline{CD}; \quad \overline{a}_{B_3B_1}^K \perp CD \quad (a_{B_3B_1}^K \perp \overline{CD})$$

вектордун багытын аныкташ үчүн  $\overline{v}_{B_3B_1}$  векторду DC

багыттоочу боюнча,  $\omega_3$  багыты боюнча  $90^\circ$  ка буруу зарыл.

$\overline{a}_{B_3C}^n // B_3C$  (вектор  $B_3$  чекиттен  $C$  га багытталган);

$$\overline{a}_{B_3C}^i \perp B_3C \cdot 1$$

Ылдамдануунун планында  $a_{e_1}$  векторун эркин кесинди түрүндө көргөзөбүз.

Мисалы,  $\pi_{e_1} = 80 \text{ мм}$ , анда ылдамдануунун масштабы болот:

$$\mu_a = a_{B_1} / \pi_{e_1} = 12,5 / 70 = 0,178 \frac{\text{м / с}^2}{\text{мм}} \quad \text{жана ылдамдануунун}$$

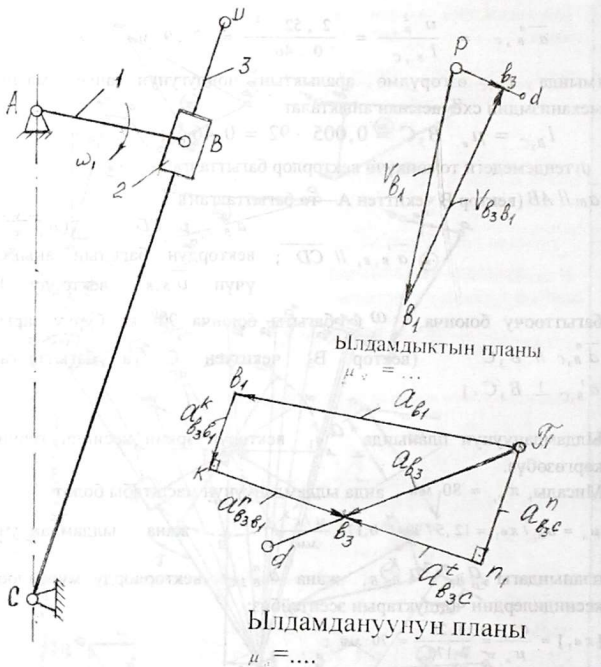
планындагы  $a_{B_1}$ ,  $a_{B_3B_1}^K$  жана  $a_{B_3C}^n$  векторлорду мүнөздөөчү кесиндилердин чоңдуктарын эсептейбиз:

$$[\pi_{e_1}] = \frac{a_{B_1}}{\mu_a} = \frac{1,25}{0,178} = 70 \text{ мм};$$

$$[a_{B_1}^K] = a_{B_1}^K / \mu_a = 6 / 0,178 = 48,7 \text{ мм};$$

$$[\pi_{n_1}] = a_{B_3C}^n / \mu_a = 3 / 0,178 = 17 \text{ мм}$$

Ылдамдануунун планын тургузуу үчүн, чийменин ыңгайлуу ордуна (25.3, в-сүрөт)  $\pi$  уюлду тандап алабыз.



25.6-сүрөт



(l) теңдеменин оң жагына ылайык, удаасы менен көрсөтүлгөн багыт боюнча  $[\omega_1]$ ,  $[e_1 K]$  жана  $[\omega_1]$  кесиндилерди коёбуз. К чекиттен  $a'_{B_3, B_1}$  вектордун багытын жүргүзөбүз. Теңдеменин сол жагына ылайык, уюлдан  $[\omega_1]$ - кесиндини коёбуз жана  $n_1$  чекиттен  $a'_{B_3, B_1}$  жана  $a'_{B_3, C}$  тийиштүү векторлорду аныктайт.  $v_3$  чекитти

$\pi$  - уюл менен туташтырып  $[\pi v_3]$  - кесиндини алабыз, ал (C) теңдемеге ылайык  $a_{B_3}$  векторун берет. Кесиндилердин чоңдуктарын өлчөйбүз:  $[K v_3] = 30$  мм,  $[n v_3] = 16$  мм;  $[\pi v_1] = 20$  мм жана тийиштүү ылдамдануулардын чоңдуктарын эсептейбиз.

$$a'_{B_3, B_1} = \mu_a [K v_3] = 0,0156 \cdot 30 = 0,468 \text{ м/сек}^2;$$

$$a'_{B_3, C} = \mu_a [n_1 v_3] = 0,0156 \cdot 16 = 0,25 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_{B_3, C} = \mu_a [\pi v_3] = 0,0156 \cdot 20 = 0,312 \text{ м/сек}^2;$$

3.5 D чекиттин ылдамдануусу окшоштуктун теоремасынан табабыз:

$$\frac{[dc]}{l_{DC}} = \frac{[e_3 C]}{l_{BC}}, \quad \text{андан } [dc] = [e_3 C] = \frac{l_{DC}}{l_{BC}} = 18 \frac{1,58}{0,120} = \frac{16,2}{0,12} = 24 \text{ мм.}$$

(C - чекиттин ылдамдануусу нөлгө барабар болгондуктан, C чекити  $\pi$ -уюлда жаткан болот). Уюлдан [vc]- кесиндинин узундугуна [dc] кесиндини коюп, d чекитин алабыз. (C<sub>1</sub> жана d чекиттери ошондой эле бир тогоодо түз сызыкка жаткан болот).

$[\pi d] = [cd]$  - кесиндилер  $\vec{a}_D$  векторун мүнөздөйт.

D чекиттин ылдамдануусунун чоңдугу төмөнкүгө барабар.

$$a_D = \mu_a [\pi d] = 0,156 \cdot 25 = 3,9 \text{ м/сек}^2.$$

3.6. Кулиса 3-тогоонун бурчтук ылдамдыгынын чоңдугун табабыз:

$$E_3 = \frac{a'_B}{l_{BC}} = \frac{6,5}{0,40} = 15 \text{ сек}^{-2}.$$

Бурчтук ылдамдануунун багытын жөнөкөй эле табып алууга болот, эгерде  $a'_B$  векторду механизмдин B чекитине которуп, ал вектор C чекитине салыштырмалуу кандай кыймылда болоорун байкаса болот. Биздин мисалда  $E_3$  сааттын жебесине каршы багытталган.

Ошентип, берилген механизмдин такальшынан кинематикалык параметрлери табылды. Табылып алынган ылдамдануулардын чоңдуктары кийинки инерциондук жүктөрдү эске алып анализ жүргүзүү зарыл болот.

## 25.4. Кинематикалык диаграммаларды тургузуу.

25.6-сүрөттөгү трансформатордун өзөкчөсүн кесүүчү кулсалак механизмдин  $D_0$  чекитинин 12 абалын түзүүнү талап кылат дейли. Эгерде ийримуунак АВ- турактуу  $\omega_1$  бурчтук ылдамдык менен айланган болсо

Ал үчүн:

1. механизмдин схемасын  $\mu_r = 0,01$  м/мм масштабында АВ- ийри муунактын удаасы менен  $30^\circ$  жылгандагы абалына тийиштүү 12 абалын чийип алабыз.
2.  $S_d-t$  координата окторун (25.6,а-сүрөт) тургузабыз жана абцисса огуна  $l$  кесиндини, мм менен коёбуз, ийримуунак толук бир айлангандагы убакытты мүнөздөйт  $\mu_t$  масштабында.

$$\text{Анда } T = \frac{60}{n_1} = \mu_t \cdot \pi, \quad 1)$$

Мында Т- ийри муунак толук бир айлангандагы убакыт – сек;

$\mu_t$  – убакыттын масштабы;

$$T = \frac{60}{n_1 \cdot l} \text{ сек/мм.}$$

$l$  кесиндини 12 барабар бөлүктөргө бөлөбүз жана тийиштүү чекиттерге 1,2,3..., ордината огу боюнча  $S_{d1}, S_{d2} \dots$ , Дчекити боюнча өткөн аралыктарды коёбуз.  $D_0$  чекитин сол абалынан  $D_1$  абалынан, алар кыскарат. Качан ийри муунак баштапкы  $D_0$  абалга келген учурда, ( $S_d-t$ ) ийри сызыктын ординаты нөлгө барабар болот;

0,1,2,3..., алынган чекиттерден удаасы менен сынык ийри сызык жүргүзөбүз. Алынган ийри сызык D чекиттин жылгандагы диаграммасы болот.

3) (25.6,а-сүрөт). D чекиттин басып өткөн жолунун ийри сызыгын тургузууда,  $7^1$  абалынан баштап, ординатка  $D_7 D_8$  :  $D_7 D_9$  ж.б аралыктарды кошуу зарыл.

25.6,а – сүрөттө ошол ийри сызыктын бөлүгү үзүндү сызыктар аркылуу көрсөтүлгөн. Эгерде, абцисса огу боюнча ийри муунактын бурчтук ылдамдыгы  $\varphi$  коюлган болсо, анда бул диаграмма  $S_d = S_d(\varphi)$  функциялык көз карандылыкты берет жана абцисса огу боюнча абцисса масштабы:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{\epsilon} \text{ 1/мм}$$

## 25.5. Графикалык дифференциалдоо ыкмасы менен ылдамдыктын жана ылдамдануунун диаграммасын тургузуу.

( $V_d-t$ ) ылдамдыктын диаграммасын тургузуу үчүн төмөнкүгө киришебиз:

1. ( $S_d-t$ ) диаграмманын астынан  $O_1V_d$  жана  $O_1t$  (25.6, в-сүрөт) жана  $O_1t$  октун уландысына солго  $o_1P = A_1$  (мм) кесиндини коёбуз;
2. P чекиттен ( $S_d-t$ ) ийри сызыктын хордаларына P-1; P-2; P-3 ..., параллель шоолаларды жүргүзөбүз,  $o-1$ ; P-2; P-3..., бөлүктөрүндө; Бул шоолалар  $o_1V_d$  огун  $o-1$ ;  $o-2$ ; D1-3,..., кесиндилерге кесет, диаграмманын тийешелүү бөлүгүндөгү  $X_d$  орточо ылдамдыкка пропорционалдуу болгон;
3. Бул кесиндилерди тийиштүү бөлүктүн ординаталардын ортосунан коёбуз;
4. Пайда болгон I, II, III чекиттерди ийри сызык менен туташтырып, бул ийри сызык ( $v_d - t$ ) ылдамдыктын диаграммасын берет.

Ылдамдыктын ( $V_d - t$ ) диаграммасын алып, ошондой эле ( $W_d-t$ ) тангенциалдык ылдамдануунун диаграммасын тургузабыз (49,а-сүрөт). ( $v_d - t$ ) жана ( $W_d-t$ ) диаграммаларды масштабы менен мурдагыдай эле калат. Ордината октору боюнча масштабтары формулалар боюнча табылат:

$$\mu_k = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1} \text{ м} \cdot \text{сек}^{-1} / \text{мм} ;$$

Ылдамдануунун диаграммасы үчүн:

$$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} \text{ м} \cdot \text{сек}^{-2} / \text{мм} ;$$

Мында  $H_1$  жана  $H_2$  – кесиндилер чиймеден мм менен берилген.

## 25.6. Механизмди күчтүк анализдөө.

Күчтүк анализдин максаты: тогоолордун инерциялык күчтөрүн жана инерциялык күчтөрдүн моменттеринин, кинематикалык жуптардагы реакция (басым) күчтөрүн  $F_{тен}$  – тең салмактоочу күчтү, каршылык, кыймылга келтирүүчү момент күчтөрүн жана ийри муунактын октолгоочундагы кубаттуулукту табуу болуп эсептелет. Табылган кубаттуулук боюнча технологиялык жумушчу машинаны кыймылга келтирүүчү электр мотору тандалып алынат.

### 25.6.1. Инерция күчтөрдү табуу.

Машина иштеген учурда, көбүнчө басым кыймылда болгон инерциялык күч жана инерциялык момент күчтөрү чоң таасирин тийгизет, ошондуктан механизмдерди долбоорлоодо сөзсүз эске алуу зарыл. Алар төмөнкү теңдемеден табылат:

$$\text{Түз сызыктуу кыймыл үчүн} - \Phi_{ин} = -ma_{si};$$

$$\text{Айланма кыймыл үчүн} - T_{ui} = -J_{si} \cdot E;$$

Мында:  $m$ - тогоонун массасы, кг,  $a_s$  – тогоонун массалык борбору,  $m/c^2$ ;  $J_S = ml^2/12$ ,  $кг \cdot м^2$ - тогоонун инерциялык моменти төгөрөк кесилиш үчүн;  $E$ -тогоонун бурчтук ылдамдануусу,  $рад/сек^2$ . Теңдемедегі минус белгилер, инерциялык күч жана инерциялык момент күчтөр, тийиштүү ылдамданууларга карама-каршы багытталган.

1. Тогоолордун массалары төмөнкү формулалардан табылат:  $m = q \cdot l$ , мында  $q=20$  кг/м (1 метр узундуктагы) тогоонун материалынын салыштырма массасы, жылгычтын массасын ийри муунактын массасына караганда 3 эсе чоң алабыз, анда каралып жаткан мисал үчүн:

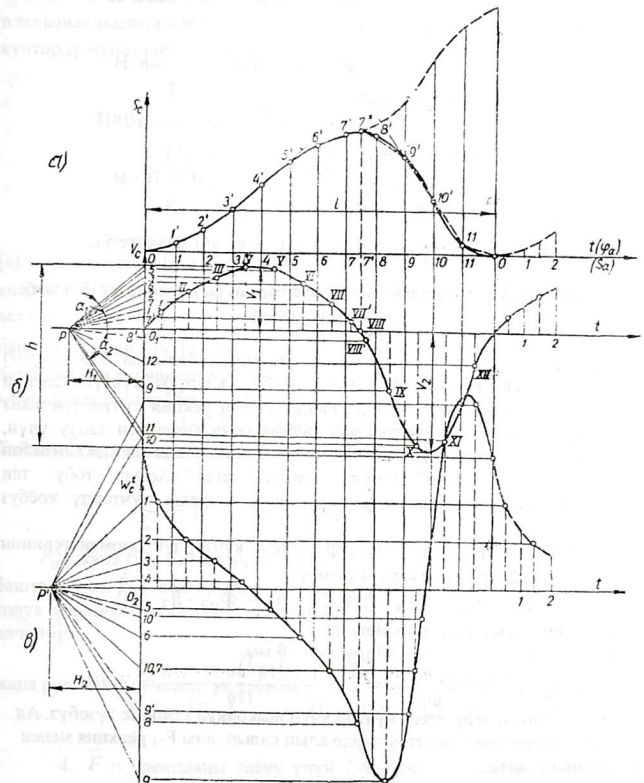
$$m_1 = q \cdot l_{AB} = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ кг};$$

$$m_2 = q \cdot l = 30 \text{ кг};$$

$$m_3 = q \cdot l_{CD} = 20 \cdot 1,3 = 26 \text{ кг}.$$

2. Ийримуунактын инерциялык күчү:

Рис. 25.7. Влияние ...  
 ...  
 ...



25.7-сурет.

$$\Phi_{и_1} = -m_1 \cdot a_{s1} = -10 \cdot 200,178 = -2001 \text{ Н}$$

3. Жылгычтын инерциялык күчү:

$$\Phi_{и_2} = -m_2 \cdot a_{s2} = -30 \cdot 35 \cdot 0,178 = -186 \text{ Н}$$

4. Кулисанын инерциялык күчү:

$$\Phi_{и_3} = -m_3 \cdot a_{s3} = -38 \cdot 16 \cdot 0,178 = -108 \text{ Н}$$

Кулисанын инерциялык момент күчү:

$$T_{и3} = J_{S3} \cdot \varepsilon_3 = 138 \cdot 15 = 2070 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{мында } J_{S_2} = m_3 \cdot l_{BC}^2 = 38 \cdot 0,12^2 = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Инерция күчү механизмдин 6-чы абалында эң чоң мааниге ээ.

## 2. Механизмдин кинетикалык жуптарындагы реакция (басым) күчтөрүн табуу.

1. Кулистик механизмдин алтынчы абалында (25.8-сүрөт) кулисанын D чекитине  $45^\circ$  менен  $F_{кар}$  Сырткы күчтүн таасири астында кинетикалык жуптарда пайда болгон реакция күчтөрдүн жана ийрилүүлүккө таасир этүүчү тең салмактоочу моментти табуу үчүн, механизмден (2,3) Ассур тобун ажыратып алып, ошол эле механизмдин масштабында, Ассур тобун чиебиз жана Ассур тобу тең салмактуулукту сакташ үчүн ички жана сырткы күчтөрдү коёбуз (25.8.б-сүрөт).

2. Ассур тобуна таасир эткен күчтөрдүн моменттеринин теңдемесин В чекитине карата түзөбүз.

$$F_{03}^t \cdot BC - F_{кар} \cdot h + G_3 \cdot h_2 - \Phi_{и3} \cdot h_3 = 0$$

Чиймеден кесиндилерди өлчөйбүз:

$BC=120 \text{ мм}; h=20 \text{ мм}; h_1=40 \text{ мм}; h_3=10 \text{ мм}.$

$$\text{Анда } F_{03}^t = \frac{F_{кар} \cdot h - G_3 \cdot h_2 + \Phi_{и3} \cdot h_3}{BC} = \frac{1200 \cdot 28 + 40 \cdot 38 + 108}{120} = 300 \text{ Н}$$

3-чү тогоого таасир эткен күчтөр үчүн вектордук теңдеме түзөбүз. Ал үчүн 2-чи тогоону шарттуу түрдө алып салып, аны  $F_{23}$  реакция менен алмаштырабыз.

3. Анда

$$\Sigma F_{i(3)} = \bar{F}_{03} + \bar{F}_{кар} + \bar{F}_{03}^t + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_{и3} + \bar{F}_{03}^n = 0 \quad \text{а)}$$



Реакция  $F_{03}$ , ВС сызыгына перпендикулярдуу багытталган. Күчтүн планынын масштабын  $\mu_F = 15,78 \text{ Н/мм}$  жана  $\bar{F}_{03}^t \cdot \bar{F}_{\text{кар}}$  белгилүү күчтөрдү мүнөздөөчү кесиндилердин чоңдуктарын табабыз:

$$[F_{03}^t] = \frac{F_{03}^t}{\mu_F} = \frac{300}{15,78} = 19 \text{ мм}$$

$$[F_{\text{кар}}] = \frac{F_{\text{кар}}}{\mu_F} = \frac{1200}{15,78} = 76 \text{ мм}$$

$$\Phi_{\text{н3}} = 38 \cdot 15 \cdot 0,178 = 101 \text{ Н}$$

(а) теңдемеге ылайык  $F_{\text{кар}}$  жана  $F_{03}^t$  векторлорун удаасы менен коебуз. (25.8.в сүрөт).  $F_{03}^t$  векторунун аягынан (учунан)  $\bar{F}_{03}^n$  ( $\parallel CD$ ) вектордун багытын жүргүзөбүз, ал эми  $F_{\text{кар}}$  вектордун башталышынан  $\bar{F}_{23}$  ( $\perp CD$ ) – вектордун багытын жүргүзөбүз. Бул багыттардын кесилиши  $\bar{F}_{03}^n$  жана  $F_{23}^t$  векторлорду берет. Ошол кесиндилерди өлчөйбүз:

$$[F_{03}^n] = 40 \text{ мм}, \quad \bar{F}_{23} = 60 \text{ мм}$$

Тийиштүү күчтөрдүн чоңдуктарын эсептейбиз:

$$F_{03}^n = [F_{03}^n] \cdot \mu_F = 40 \cdot 15,78 = 631 \text{ Н}$$

$$F_{23} = [F_{23}] \cdot \mu_F = 60 \cdot 100 = 6000 \text{ Н}$$

$\bar{F}_{03}^t$  жана  $\bar{F}_{03}^n$  векторлорду кошуп, б.а.  $\bar{F}_{03}^t$  вектордун башталышын  $\bar{F}_{03}^n$  вектордун аягы менен туташтырып,  $\bar{F}_{03}$  толук реакцияны туюнтуучу кесиндини алабыз. Ал кесиндини өлчөйбүз:

$$[F_{03}] = 48 \text{ мм}$$

жана реакциянын чоңдугун табабыз:

$$F_{03} = [F_{03}] \cdot \mu_F = 48 \cdot 100 = 4800 \text{ Н}$$

4.  $\bar{F}_{12}$  реакцияны табуу үчүн 2-чи тогоого таасир эткен күч үчүн вектордук теңдеме түзөбүз: Анда  $\bar{F}_{12} + \bar{F}_{32} = 0$ , же  $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{32}$ . Бирок  $\bar{F}_{32} = -\bar{F}_{23}$ , анда жыйынтыгында  $\bar{F}_{12} = \bar{F}_{23}$ ,

б.а.  $\overline{F}_{12}$  жана  $\overline{F}_{23}$  реакция күчтөрү чоңдугу жана багыты боюнча бирдей.

### 5. Ийримуунакты эсептөөгө өтөбүз.

Ийримуунак  $\mu_e = 0,01$  м/мм масштабында 4,г –сүрөттөн көрсөтүлгөн. Ага таасир эткен күчтүрдү коёбуз: 2-чи тогоодон таасир эткен  $F_{21}$  реакция күчүн (В чекитке). Бул күчтү баштан тайылган  $\overline{F}_{12}$  ( $\overline{F}_{21} = -\overline{F}_{12}$ ) күчүнө карама-каршы багыттайбыз; О- тирөөчтөн таасир эткен  $F_{01}$  реакция күчүн (О чекитке). Бул реакция күчүн эркин багыттайбыз, себеби, анын багыты белгисиз.

Теңсалмактоочу момент  $T_{\text{тең}}$  ийримуунак таасир эткен күчтөр үчүн, вектордук теңдеме түзөбүз:

$$\overline{F}_{01} + \overline{F}_{21} = 0,$$

же

$$\overline{F}_{01} = -\overline{F}_{21},$$

б.а.  $\overline{F}_{01}$  күчү чоңдугу боюнча барабар, бирок  $F_{21}$  реакцияга карама-каршы багытталаат:

Ийримуунак үчүн О чекитине карата моменттердин теңдемесин түзөбүз:

$$T_{\text{тең}} - F_{21} \cdot l_{n1} = \mu_e$$

$$\text{андан } T_{\text{тең}} = F_{21} \cdot l_{n1} \cdot \mu_e = 125 \cdot 25 \cdot 0,01 = 319 \text{ Н}$$

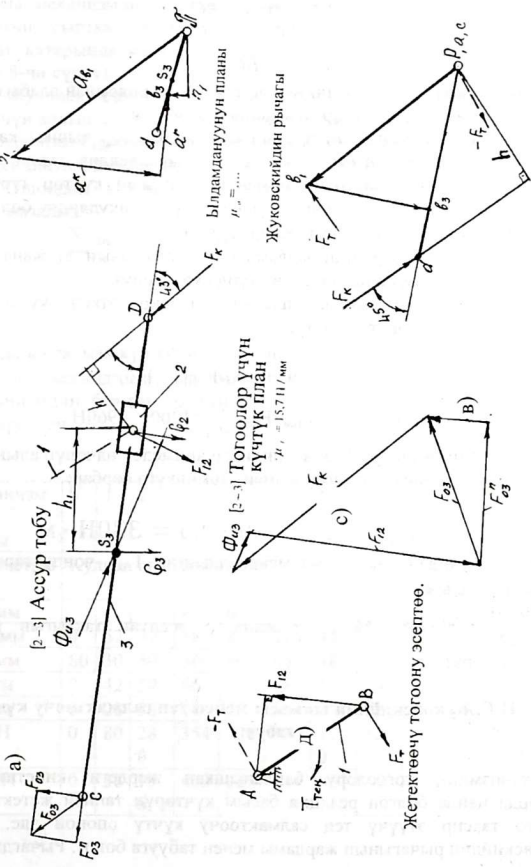
( $l_{n1} = 20$  мм чиймеден өлчөнүп алынган).

### 6. Теңсалмактоочу моментти Жуковскийдин ыкмасы боюнча табабыз, ал үчүн $90^\circ$ бурулган ылдамдыктын планын тургузабыз.

Бурулган ылдамдыктын планы, эркин масштабда 25.7-сүрөттөн көргөзүлгөн. Бурулган ылдамдыктын планын, төмөнкү вектордук теңдемеден түзөбүз:

$$\overline{v}_{B_3} = \overline{v}_{B1} + \overline{v}_{B_3, B1}$$

$$\overline{v}_{B_3} = \overline{v}_C + \overline{v}_{B_3, C}$$



Жетектөөчү тогоону эсептөө.

25.8-сүрөт

$$\vec{v}_{B_1} // AB, \quad \vec{v}_{B_2} \perp BC;$$

$$\vec{v}_{B_3, C} // BC.$$

3-чү тогоодо жаткан d чекитин окшоштуктун теориясынан алабыз, ага түшүнүк 15-чи мисал гл. 8. мисалы кеңири берилген.

Бурулган ылдамдыктын планын d чекитине  $F_{\text{кар}}$  тышкы каршы вектордук күчтү механизмден өзүн-өзүнө параллелдик түрдө алып келебиз.  $T_{\text{тең}}$  теңсалмактоочу моментти эки жуп күчтөр түрүндө карайбыз.  $\vec{F}_{\text{тең}}$  жана  $\vec{F}_{\text{тең}}$ , ийримуунакка перпендикулярдуу болуп B жана A чекиттерине таасир этет. (8,27,г-сүрөт).

Бул күчтөрдү бурулган ылдамдыктын планынын  $v_1$  жана  $a(p)$  чекиттерине өзүн-өзүнө параллелдик түрдө которобуз.

Бурулган ылдамдыктын планына таасир эткен күчтөрдүн моментин P-уюлга карата түзөбүз:

$$\sum m_p = 0; F_{\text{кар}} h_1 - F_{\text{тең}} [pE_1] = 0,$$

$$\text{андан} \quad F_{\text{тең}} = F_{\text{кар}} \frac{h_1}{[pE_1]} = 1200 \frac{40}{50} = 960 \text{ Н}$$

Мында  $h_1 = 40$  мм жана  $[pV_1]$  мм кесиндилер чиймеден өлчөнүп алынган.

Анда  $T_{\text{тең}}$  – теңсалмактоочу момент төмөнкүгө барбар:

$$T_{\text{тең}} = F_{\text{тең}} \cdot l_{AB} = 960 \cdot 0,5 = 480 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Көрүнүп тургандай эки ыкма менен алынган  $T_{\text{тең}}$  чоңдуктарынын маанилери жакын:

$$\Delta = \frac{350 - 314}{330} \cdot 100 = 5,6 \quad \% \text{ түзөт жана эсептин тактыгын толук}$$

канааттандырат.

### Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы менен тең салмактоочу күчтү табуу.

Механизмдин тогоолору байланышкан жердеги кинетикалык жуптарда пайда болгон реакция басым күчтөрүн таппай жетектөөчү тогоого таасир этүүчү тең салмактоочу күчтү опоңой эле. Н.Е. Жуковскийдин рычагынын жардамы менен табууга болот. Рычагдын

ордуна механизмдин ылдамдыгынын планын уюлда шарик түрүндө бекитип, сырткы күчтөрдүн таасири астында тең салмакта турган рычаг катарында карайбыз (мисалы үчүн механизмдин 6-чы абалы үчүн 8-чи сүрөт).

1. Жуковскийдин ыкмасы менен тең салмактоочу күчтү табабыз. Ал үчүн алдын ала тургузуп алынган ылдамдыктын планын D чекитине  $90^0$  бурулган  $F_{кар}$  пайдалуу каршылык K күчтү, ал эми  $v_1$  чекитине АВ-перпендикулярдуу  $F_T$  тең салмактоочу күчтү коёбуз.

2. Ошондон кийин рычаг үчүн тең салмактуулугунун шартын жазабыз:

$$\sum m_p = 0; \quad F_T \cdot P_{v1} = F_{кар} \cdot h - \varphi_2 h_2, \text{ андан}$$

$$F_T = \frac{F_K \cdot h_1}{p_v},$$

Мында  $\varphi_2$  салмак күч кичине болгондуктан аны эске албайбыз. Ал эми  $P_{v1}$ ,  $h$ - кесиндилер ылдамдыктын планынан ченелип алынат. Механизмдин бардык абалындагы эсептин жыйынтыгы 9-таблицада келтирилген.

25.9-таблица

Механизмдин абалы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Параметры	Кулиса оңго жылганда								Кулиса солго жылганда			
$P_{v1}$ , мм				6	0							
$v_1 v_2$ , мм	0	52	32	18	8	32	45	56	58	34	18	54
$P_{v3}$ , мм	60	30	50	56	60	65	38	14	50	52	58	32
$P_d$ , мм	0	42	50	66	70	68	52	24	28	70	80	56
$H$ , мм	0	28	38	14	52	55	35	18				
$F_{кар}$ , Н	0	80	28	354	720	920	112	120	0	0	0	0
$F_{тең}$ , Н	0	38	19	400	625	814	654	360				
			6									

## Каршылык күчтөрдүн келтирилген моменттеринин графигин тургузуу.

Жумушчу машина талап кылган кубаттулукту тэбуу.

Күчтүк анализди бүтүп жана жумушчу машинага кыймыл өткөргүчтү долбоорлоо үчүн ийримуунактын октолгоочундагы кубаттулукту аныктоо зарыл. Ал үчүн каршылык күчтүн моменттеринин жана механизмдин бир циклындагы  $\rho_{\text{еinfnhsy}}$  графиктерин тургузуу зарыл. Ал үчүн:

1. Келтирилген каршылык күчтү, көбөйтүндү түрүндө келтиребиз:

$$T_{\text{кар}} = F_{\text{кар}} \cdot l_{AB}$$

мында  $F_{\text{кар}}$  – ийримуунакка келтирилген күч. Тең салмактоочу күч келтирилген күчкө эквиваленттүү багыты боюнча карама-каршы, б.а.  $F_{\text{T}} = -F_{\text{кел}}$

2. Механизмдин 12(8) абалынан эсептөө жыйынтыгын 10-таблицада көрсөтөбүз.

25.10-таблица

Механизмдин абалы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Параметры	Кулиса оңго жылганда									Кулиса солго жылганда		
$F_{\text{к}}, \text{H}$	0	38	196	400	628	844	654	360				
$T_{\text{кел}}, \text{H} \cdot \text{м}$	0	19	392	800	1250	1310	1308	720				
$L_{AB}, \text{м}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$Y_1, \text{мм}$	0	1,0	21	42,6	66,6	90	70	3,8				

3. а) абсисса огунадагы – масштабды  $\mu_T = 18,75. \text{H} \cdot \text{м} / \text{мм}$

б) ал эми ордината огунадагы:

$$\mu_{\rho} = 2\pi / l = 2 \cdot 3,14 / 120 = 0,0523 \text{ (рад/мм)}.$$

мында,  $T_{\text{келmax}} = 1308 \text{ Нм}$  (табл.26.9) механизмдин 6-чы абалы үчүн,  $Y_{\text{imax}} = 90 \text{ мм}$  – эркин  $T_{\text{кел}} = f(\varphi)$  графигинин эң чоң ординатасынан алынат, анда моменттердин масштабы:  $\mu_T = T_{\text{кел}} / Y_1 = 1308 / 90 = 18,75 \text{ Нм/мм}$ , кабыл алып,  $T_{\text{кар}}$  – мааниси боюнча  $T_{\text{кар}(\varphi)}$  графигин тургузабыз. Ал үчүн  $T_{\text{кел}}$  графигинин ординатасынын маанисин механизмдин бардык абалындагы формула боюнча  $Y_o = 0$ ;

$$y_1 = \frac{T_{\text{кел}}}{\mu_T} = \frac{1,9}{18,75} = 0,1 \text{ мм};$$

мында  $i=1,2,3 \dots 6$  – механизмдин кулисасынын жумушчу жүрүшүнө дал келет;



в) эсептелип алынган  $y_i$ -тинин маанисин 25.10-таблицага жазабыз.

$$y_0=0; \quad y_1 = \frac{T_{\text{кел}} \cdot 19}{\mu_r \cdot 1875} = 0,14 \text{ мм};$$

$$y_2 = \frac{T_{\text{кел}} \cdot 392}{\mu_r \cdot 1875} = 2,1 \text{ мм};$$

$$y_3 = \frac{T_{\text{кел}} \cdot 3}{\mu_r} = \frac{100}{1875} = 426 \text{ мм};$$

$$y_4 = \frac{T_{\text{кел}} \cdot 4}{\mu_r} = \frac{1250}{1875} = 67 \text{ мм};$$

$$y_5 = \frac{T_{\text{кел}} \cdot 5}{1875} = \frac{1308}{1875} = 90 \text{ мм};$$

$$y_6 = \frac{T_{\text{кел}} \cdot 6}{1875} = 3,8 \text{ мм}.$$

4. Эсептелип алынган  $y_i$  мааниси боюнча  $T_{\text{кел}} = f(\varphi)$  графигин тургузабыз 25.16-сүрөт.

5.  $T_{\text{кар}} = f(\varphi)$ - графигин графикалык ыкма менен интегралдап, каршылык күчтүн жумушун  $A_{\text{кар}} = f(\varphi)$  алабыз (25.8 б-сүрөт):

$$A_{\text{кар}} = \int_0^{\varphi} T_{\text{кар}} d\varphi$$

Жумуштун графигинин масштабын табабыз:

$$\mu_A = \mu_r \cdot \mu_{\varphi} \cdot H = 1875 \cdot 0,0523 \cdot 25 = 24,5 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}},$$

Мында  $H=25\text{мм}$  графикти интегралдоодо алынган эркин уюлдук аралык. Каршылык күчтүн башталышын графигинин  $A_{\text{кар}} = f(\varphi)$  жана аягын түз сызык менен туташтырып,  $A_{\text{кый}} = f(\varphi)$  кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушунун графигин алабыз. Чындыгында, бизге берилген  $T_{\text{кый}} = \text{const}$ .

Бирок, турактуу моменттин жумушу төмөнкүгө барабар.

$$A_{\text{кый}} = T_{\text{кый}} \cdot \varphi,$$

б.а. анын кыймылга келтирүүчү күчтүн жумушу  $A_{\text{кый}} - \varphi$  координатасында  $\varphi$  бурчуна пропорционалдуу жана түз сызык берет. Анын үстүнө машинанын толук бир циклында, кыймылга келтирүү күчтүн жумушу, каршылык күчтүн жумушуна барабар:

$$A_{\text{кый}} = A_{\text{кар}},$$

Ошондуктан  $A_{\text{кый}} = f(\varphi)$  түз сызык  $A_{\text{кар}} = f(\varphi)$  ийри сызыктын башталышын жана аягын бириктирет (циклдын башында жана аягында

$A_{\text{кый}} = A_{\text{кар}}$ .  $A_{\text{кый}} = f(\varphi)$  графигин дифференциалдап кыймылга

келтирүүчү күчтүн моментинин чоңдугун табабыз. Ал үчүн  $T = f(\varphi)$  графигинин Р чекитинен шоола жүргүзөбүз,

$A_{\text{кый}} = f(\varphi)$  - жарыштуу түз сызык  $T = f(\varphi)$  огу менен кесилишкенге чейин (25.8, а-сүрөттү кара).

Анда каршылык күчтүн келтирилген моментинин графиги ордината огунда кесинди У- масштабы  $\mu_T$ ,  $T_{\text{кый}}$  – кыймылга келтирүүчү күчтүн моментин берет.

1. Жумушчу машинанын кыймылга келтирүүчү ийримуунагынын октолгоочундагы кубаттуулукту төмөнкү формула боюнча табабыз:

$$N = T_{\text{кый}} \cdot \omega_1 = 24 \cdot 18,75 \cdot 5 = 2250 \text{ Вт} \approx 2,250 \text{ кВт}$$

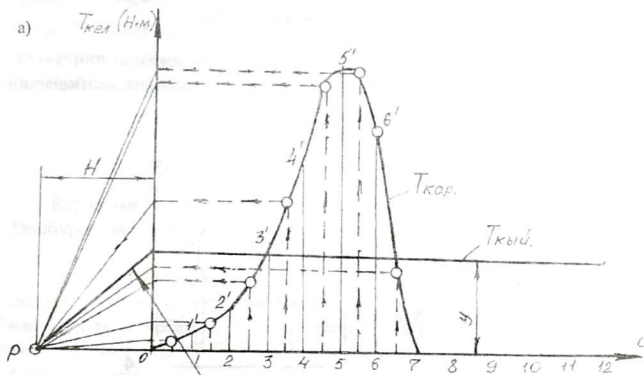
Мында  $\omega_1$  -ийримуунактын берилген бурчтук ылдамдыгы.

$T_{\text{кый}} = Y_i \cdot \mu_T$  – кыймылга келтирүүчү момент,  $H \cdot m$ .

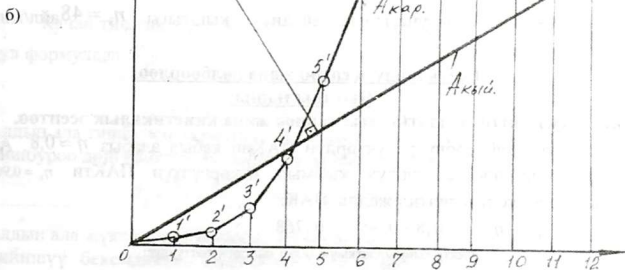
Механизмди анализдөөнүн негизинде, моменттердин жана

жумуштардын сан маанилери табылды,  $T_{\text{кел}} = f(\varphi)$ ,  $A_{\text{кел}} = f(\varphi)$

$A_{\text{кый}} = f(\varphi)$  жана  $T_{\text{кый}} = f(\varphi)$  графигтери тургузулду. Жумушчу машинанын кыймылга келтирүүчү кубаттуулуктун чоңдугу табылды.



$A_x (Дж)$

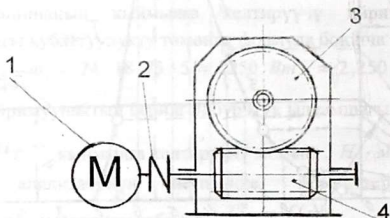


25.8-сүрөт  
Каршылык күчтүн жумушунун графиги

## XXVI тарам. Бир баскычтуу тишбуроочу (червячный) редукторду долбоорлоо.

Долбоорлоого ташшырма. (Долбоорлоонун 2-бөлүгү)  
Изоляцияланган материалды кесүүчү станоктун кыймылга келтиргичин долбоорлоо(26.2-сүрөт).

2-Бөлүккө



Жумушчу машинаны кыймылга келтиргичтин схемасы  
Берилиши: станок талап кылган кубаттуулугу  $N = N_3 = 4$  кВт жумушчу машинанын ийримуунагынын айлануу жыштыгы  $n_3 = 48$  айл/мин ( $\omega_1 = 5$  рад/сек).

### Редукторду эсептөө жана долбоорлоо.

#### Чыгарылышы:

#### 26.1. Электр кыймылдаткычты тандоо жана кинетикалык эсептөө.

Алдын ала тишбуроочу редуктордун ПАКин кабыл алабыз  $\eta \approx 0,8$ . Ал эми ачык шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтүн ПАКти  $\eta_1 = 0,96$ . Кыймылга келтиргичтин жалпы ПАК:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_k = 0,8 \cdot 0,96 = 0,768$$

Электр кыймылдаткычы талап кылган кубаттуулук:

$$N_{эл} = \frac{N_3}{\eta} = \frac{4}{0,768} \approx 5 \text{ кВт}$$

T1 табл. боюнча коё берүүчү моменти жогорулатылган асинхрондук электр кыймылдаткычын тандап алабыз. АОП2-41-4

Анын параметри:  $N_{эл} = 4$  кВт,  $n_{дв} = 1440$  айл/мин  
 ( $\omega_{дв} = 150,5$ р/с). П6 таблица боюнча ротордун октолгоочтун учунун диаметрин табабыз:  $d_{ок} = 32$  мм.

Кыймыл өткөрүү катнашы:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{48} = 30.$$

## 5.2. Редукторду эсентөө.

Бир кирмелүү тишбуроону кабыл алабыз:  $z_1 = 2$  ;

Тишбуроо дөңгөлөктүн тишинин санын табабыз:

$$z_2 = U \cdot z_1 = 15 \cdot 2 = 30 .$$

Тишбуроочко жаңы дөңгөлөктүн кайрымасына материал тандап алабыз. Тишбурооч үчүн бекемдетилген болот 45. Үнөмдөө максатында тишбуроо кабыл алабыз. Алдын ала илиништети сыйгалануучу мидамцыйын кабыл алабыз:  $v_1 \approx 5$  м / с .

Анда (4.9-табл.) боюнча узак мөөнөткө иштөөдөгү уруксат берилген тийишүү чыңалуусу :  $[\sigma_H] = 155$  Н / мм<sup>2</sup> . Багыты өзгөрүлбөй иштеген редуктор үчүн, ийилүүгө уруксат берилген чыңалуу:

$$[\sigma_0]_F = K_{F10} \cdot [\sigma_0]_F .$$

Качан тиштин жүктөм санынын циклдари  $N_{\Sigma} > 25 \cdot 10^7$  болгондо, бул формулада  $K_{FL} = 0,543$  (4.8-табл.) боюнча

$$[\sigma_0]_F = 98$$
 Н / мм<sup>2</sup> .

$$[\sigma_0]_F = 0,543 \cdot 98 = 53,3$$
 Н / мм<sup>2</sup> .

Алдын ала тишбуроо диаметр коэффициентин кабыл алабыз  $q=8$ .

Тишбуроо дөңгөлөктүн октолгоочунун айлантуу моменти:

$$T_3 = \frac{N_3}{\omega_3} = \frac{4 \cdot 10^3}{5} = 800$$
 Н · м =  $800 \cdot 10^3$  Н · мм .

Алдын ала жүктөм коэффициент кабыл алабыз:  $K=1,2$ .

Тийишүү бекемдиктин шартынан (4.19-формула) боюнча октордун аралыгын табабыз:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{q}\right)^2 \cdot T_3 \cdot K} = \left(\frac{30}{8} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{8}\right)^2 \cdot 800 \cdot 10^3 \cdot 1,2} = 4,75 \cdot \sqrt[3]{8,41 \cdot 10^6} \approx 201,4$$
 мм

Модуль  $m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 266}{30 + 8} = 11,26$  мм .

ГОСТ 2144-76 боюнча стандарттык маанисин кабыл алабыз  $m=10\text{мм}$  жана  $q=8$ .  $m$  жана  $q$ -нун стандарттык маанисиндеги октордун аралыгы:

$$a_w = \frac{m(q+z_2)}{2} = \frac{10 \cdot (8+30)}{2} = 190 \text{ мм} ;$$

Кыймыл өткөргүчтүн саны :  $U_p = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{2} = 15 ;$

Тишбуруонун негизги өлчөмдөрү : тишбуруонун бөлүүчү диаметри

$$d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм} ;$$

Тишбуруонун чокусундагы диаметр:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм} ;$$

Тишбуруонун ойдуунундагы диаметри:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56 \text{ мм} ;$$

Тишбуруонун бөлүгүндө тиш чыгарылган узундук:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 30) \cdot 10 + 25 = 153 \text{ мм} ;$$

Көтөрүү бурчунун бөлүүчүсү (4.3-табл.) боюнча :

$$\text{tg } \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25 ; \gamma = 14^{\circ} 02' 10'' ;$$

**Тишбуруо дөңгөлөктүн негизги өлчөмдөрү .**

Тишбуруо дөңгөлөктүн бөлүүчү диаметри:

$$d_2 = z_2 \cdot m = 30 \cdot 10 = 300 \text{ мм} ;$$

Тишбуруо дөңгөлөктүн тиштеринин чокусунун диаметри:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 300 + 2 \cdot 10 = 320 \text{ мм} ;$$

Дөңгөлөктүн ойдуунундагы диаметр:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 300 - 2,4 \cdot 10 = 276 \text{ мм} ;$$

Дөңгөлөктүн чоң диаметри:

$$d_w \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 320 + \frac{6 \cdot 10}{2 + 2} = 335 \text{ мм} ;$$

Тишбуруо дөңгөлөктүн кайрымасынын эни :

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ мм} ;$$

Тишбуруонун айланма ылдамдыгы:

$$g_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 1440}{60} = 6,04 \text{ м / с} ;$$

Сыйгалануу ылдамдыгы :

$$g_r = \frac{g_1}{\cos \gamma} = \frac{6,05}{\cos 14^{\circ} 02' 10''} = 6,05 \text{ м / с} ;$$

Бул ылдамдыкта (4.9-табл.) боюнча

$$[\sigma]_H \approx 150 \text{ Н / мм}^2 ;$$



Четтөөсү  $\frac{155-150}{150} \cdot 100\% = 3,3\%$ ; октордун аралыгы эсептөө боюнча

$a_w = 200 \text{ мм}$ , ал эми  $m$  жана  $q$  стандарт боюнча  $a_c = 190 \text{ мм}$ , б.а. айрымасы  $10\%$ , ошондуктан  $a_w$  ны кайрадан (4.19-формула) боюнча

эсептеп чыгуунун кереги жок, бир гана  $\sigma_H$  ты текшерип чыгуу зарыл.

Ал үчүн редуктордун ПАКин тактайбыз: сыйгалануу ылдамдыгы  $\vartheta_s = 6,05 \text{ м/с}$  болгондо, бронзо үчүн жана бүлөөлөнгөн тишбуроо

үчүн келтирилген сүрүтүү бурчму:  $\rho^1 = 1^0 \cdot 43^1$ .

Таянычтагы жоготуу, майды аралаштырып жана чачуудагы жоготууну эске алгандагы редуктордун ПАК:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\lg \alpha}{\lg (\alpha + \rho^1)} = (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\lg 14^{\circ} 02' 10''}{\lg (14^{\circ} 02' 10'' + 1^{\circ} 43')} \approx 0,82;$$

(4.7-табл.) боюнча 7-тактык даражадагы кыймыл өткөргүчтү тандап алабыз. Бул учурда динамикалык коэффициентти:  $K_d = 1,1$ , (4.26-формула) боюнча жүктүн бирдей бөлүнбөөсүн эске алуучу коэффициент:

$K_p = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^x (1+x)$ , мында тишбуроонун (4.6-табл.) боюнча деформациялануучу коэффициентти  $\theta = 86$ ,  $x=0,6$  кабыл алабыз.

$$K_p = 1 + \left(\frac{30}{86}\right)^3 \cdot (1 + 0,6) \approx 1,02.$$

(4.23=формула) боюнча тийишүү чыңалуусун текшерелиз:

$$\sigma_H = \frac{170}{q} \cdot \sqrt{\frac{T_3 \cdot K \left(\frac{z_2}{\theta} + 1\right)^3}{a_w^3}} = \frac{170}{8} \cdot \sqrt{\frac{800 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \left(\frac{30}{8} + 1\right)^3}{190^3}} \approx 136 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H = 150 \text{ Н/мм}^2$$

Эсептөөнүн жыйынтыгын канааттандыраарлык деп кабыл алууга болот, себеби эсептик чыңалуу, уруксат берилген чыңалуудан  $9,3\%$  төмөн. ( $15\%$  чейин уруксат). Тишбуроо деңгөлөктүн тиштеринин ийилүүгө болгон бекемдикке текшерүү.

Эквиваленттик тиштеринин саны:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{30}{(\cos 14^{\circ} 02' 10'')^3} = 32.$$

(4.5-табл.) боюнча тиштин формасынын коэффициенти:  $Y_F = 2,32$

Ийилүү чыңалуусу:

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_3 \cdot K \cdot Y_F}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{1,2 \cdot 800 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 2,32}{30 \cdot 75 \cdot 10^2} = 16,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Демек, жогоруда чыгарылгандан  $[\sigma_0]_F = 53,3 \text{ Н / мм}^2$ , бир кыйла төмөн.

2. Редуктордун октолгоочторун алдын ала эсептөө жана тишбуруону жана тишбуруоч дөңгөлөктү конструкциялоо.

Октолгоочтордун туурасынан кесилишиндеги толгоо моменти. Жетеленме октолгоочтогу толгоо момент:

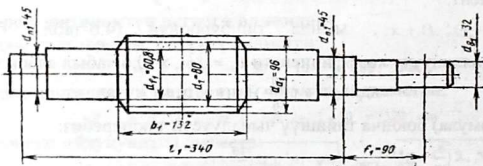
$$T_{k3} = T_3 = 800 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} ;$$

тишбуруо октолгоочтогу толгоо момент:

$$T_{k2} = T_2 = \frac{T_3}{U_p \cdot \eta} = \frac{800 \cdot 10^3}{15 \cdot 0.82} = 650,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} .$$

Жетектөөчү октолгоочтогу толгоо момент:

$$T_{k1} = T_1 = \frac{T_2}{U_k \cdot \eta_k} = \frac{650,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 0.96} = 338,75 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} .$$



26.2-сүрөт

Оромо тиш октолгооч менен бүтүндөй жасалган (26.2-сүрөт). Оромо тиштүү октолгоочту  $[\tau]_k = 23 \text{ Н / мм}^2$  болгондогу толгоого эсептегендеги чыгып турган учунун диаметри:

$$d_{b2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{k2}}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{650,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 24,4 \text{ мм} .$$

Кабыл алабыз:  $d_{b2} = 25 \text{ мм}$ ; муунакжаздыктын моюнчасынын диаметри:  $d_{n1} = 45 \text{ мм}$ . Тишбуруонун тиш чыгарылган бөлүгүнүн параметрлери:  $d_f = 56 \text{ мм}$   $d_1 = 80 \text{ мм}$  жана  $d_{a1} = 100 \text{ мм}$ . Тиш чыгарылган узундук:  $b_1 = 152 \text{ мм}$ . Тишбуруонун таянычтардын

арасындагы аралыкты кабыл алабыз  $l_1 \approx d_{ам2} = 335 \text{ мм}$  ; октолгоочтун чыгып турган учунун ортосунан жакынкы таянычтын аралыгы  $f_1 = 90 \text{ мм}$  .

### Жетектеги октолгооч (26.4-сүрөт).

Октолгоочтун чыгып турган диаметри:

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{T_{k3}}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{800 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 54,25 \text{ мм} ;$$

Кабыл алабыз  $d_{b2} = 54 \text{ мм}$  . Муунакжаздыктын моюнчасындагы диаметр  $d_{n2} = 60 \text{ мм}$  , октолгоочко дөңгөлөктү олтургузуучу диаметр  $d_{k2} = 65 \text{ мм}$  . Дөңгөлөктүн күпчөгүнүн диаметри :

$$d_{CT2} = (1,6 \dots 1,8) \cdot d_{k2} = (1,6 \dots 1,8) \cdot 65 = (104 \dots 117) \text{ мм} .$$

Кабыл алабыз  $l_{CT2} = 90 \text{ мм}$  .

### 3. Редуктордун тулкусунун өлчөмүн конструкциялоо .

Редуктордун тулкусунун дубалынын жана капкактын калыңдыгы:

$$\delta = 0,04 \cdot a + 2 = 0,04 \cdot 190 + 2 = 9,6 \text{ мм} ,$$

кабыл алабыз  $\delta = 10 \text{ мм}$  ;  $\delta_1 = 0,032 \cdot a + 2 = 6,08 + 2 = 8,08 \text{ мм}$  ;

кабыл алабыз  $\delta_1 = 10 \text{ мм}$  . Тулкунун жана капкактын белдигинин калыңдыгы :

$$b = b_1 = 1,5 ; \delta = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм} .$$

Тулкунун төмөнкү белдигинин калыңдыгы:

$$p_1 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм} ;$$

$$p_2 = (2,25 \dots 2,75) \cdot \delta = (2,25 \dots 2,75) \cdot 10 = 22,5 \dots 27,5 \text{ мм} ,$$

кабыл алабыз  $p_2 = 25 \text{ мм}$  .

Буроолордун диаметри фундаменттик :

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12 = (17,7 \dots 18,84) \text{ мм} ,$$

буроолорду кабыл алабыз M20;

буроолордун диаметри  $d_2 = 16 \text{ мм}$  жана  $d_3 = 12 \text{ мм}$  .



Ошондой эле, тишбуроо дөңгөлөктүн октолгоочтун муунакжаздыктарын симметриялык түрдө жайланыштырабыз. Алардын аралыктарын чийме боюнча  $l_2 = 125$  мм өлчөп алабыз. Тишбуроолуу илиниште көбүрөөк октук жүк пайда болгондуктан, тишбуроо үчүн сакалуу орточо сериялуу радиалдык-таяныч жана тишбуроо дөңгөлөк үчүн жеңил сериядагы роликтүү конустук муунакжаздыкты кабыл алабыз (П11 жана П12-табл.).

### 5. Муунакжаздыктын узак мөөнөттө иштөөсүн текшерүү.

Илиништеги күчтөр (26.7-сүрөт); тишбуроочу дөңгөлөктөгү айланма жүк, дөңгөлөктөгү октук жүккө барабар :

$$F_2 = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 800 \cdot 10^3}{320} = 5 \cdot 10^3 \text{ H} ;$$

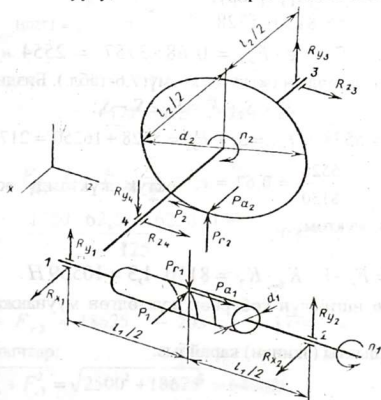
Тишбуроодогу октук жүк, дөңгөлөктөгү октук жүккө барабар,

$$F_1 = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 650 \cdot 10^3}{80} = 16250 \text{ H} ;$$

дөңгөлөктөгү жана тишбуроодогу радиалдык жүк :

$$F_{r2} = F_{r1} = F_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5000 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3757 \text{ H} ;$$

26.8-сүрөттө жүктөрдүн багыттары көрсөтүлгөн; таянычтар, сырткы октук күчтү кабыл алуусу, 2 жана 4 сандары менен белгилейбиз.



26.8-сүрөт. Тиш буроочтун илинишүүдөгү күчтөр жана таяныч реакциялар.

Тишбуруонун октолгоочу таянычтардын ортосундагы аралык  $l_1 = 335 \text{ мм}$ , диаметр  $d_1 = 80 \text{ мм}$ . Таяныч реакцияларын аныктоо: XZ тегиздигинде:

$$F_{x1} = F_{x2} = \frac{F_1}{2} = \frac{16250}{2} = 8125 \text{ Н};$$

YZ тегиздигинде:

$$-F_{y1} \cdot l_1 + F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$F_{y1} = \frac{1750 \cdot 167 - 5000 \cdot 40}{335} = 275 \text{ Н};$$

$$F_{y2} \cdot l_1 - F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$F_{y2} = \frac{16250 \cdot 167 + 5000 \cdot 40}{335} = 8698 \text{ Н};$$

Текшерүү:  $F_{y1} + F_{y2} - F_{v1} = 275 + 1465 - 1750 = 0$ . Кошунду таянычтар:

$$F_{v1} = F_1 = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} = \sqrt{8125^2 + 275^2} = 8130 \text{ н};$$

$$F_{v2} = F_2 = \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} = \sqrt{8125^2 + 8698^2} = 3757 \text{ н}.$$

(7.8-формула) [20] боюнча таяныч муунакжаздыктардын радиалдык реакцияларын октук түзүүчүлөрү:

$$S_1 = e \cdot F_{r1} = 0,68 \cdot 8130 = 5528 \quad F_{a1} = F_{a2} = 1750 \text{Н}$$

$$S_2 = e \cdot F_{r2} = 0,68 \cdot 3757 = 2554 \text{ н}.$$

Муунакжаздыктардын октук жүктөмү (7.6-табл.). Биздин шартта:

$$S_1 < S_2; F_a = F_{a1} \geq S_2 - S_1;$$

анда  $F_{a1} = S_1 = 5528 \text{ н}; F_{a2} = S_1 + F_{a2} = 5528 + 16250 = 21778 \text{ н}.$

Катышы:  $\frac{F_{a1}}{F_{v1}} = \frac{5528}{8130} = 0,67 = e$ ; октук жүктөмдү эске албайбыз.

Эквиваленттик жүктөм:

$$F_{\sigma 1} = F_{r1} \cdot V \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = 8130 \cdot 1,3 = 10569 \text{ Н}.$$

Узак мөөнөткө иштөөсүн көбүрөөк жүктөлгөн муунакжаздык боюнча аныктайбыз.

Оң муунакжаздыкты (экинчи) карайбыз.



Катышы:  $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{21778}{3757} = 5,7 > e$ , ошондуктан эквиваленттик

жүктөмдү, октук жүктөмдү эске алуу менен табабыз:

$$F_{\Sigma 2} = (X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,4 \cdot 37571 + 0,87 \cdot 21778) \cdot 1,3 = 3397 \text{ Н} = 3,397 \text{ кН}$$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби боюнча, млн айлануу :

$$L = \left(\frac{C}{F_{\Sigma 2}}\right)^3 = \left(\frac{47,2}{3,39}\right)^3 \approx 2690 \text{ млн.айл.}$$

Узак мөөнөттө иштөөнүн саат боюнча эсеби:

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{2690 \cdot 10^6}{720} \approx 3,736 \cdot 10^6 \text{ саат,}$$

мында  $n_2 = 720$  айл/мин-тишбуроонун айлануу жыштыгы.

### Жетеленме октолгооч (26.8-сүрөт).

Таянычтардын аралыгы (тагыраак,  $F_{r3}$  жана  $F_{r4}$  радиалдык реакциялар таасир эткен чекиттердин аралыгы 10.10-сүрөт)

$l_2 = 125 \text{ мм}$ ; диаметри  $d_2 = 300 \text{ мм}$  таяныч реакциялар.

ZX тегиздикте:

$$F_{z3} = F_{z4} = \frac{F_2}{2} = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ Н.}$$

YZ тегиздикте:

$$F_{y3} \cdot l_2 + F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$F_{y3} = \frac{-1750 \cdot 62,5 + 16250 \cdot 150}{125} = 18625 \text{ Н};$$

$$F_{y4} \cdot l_2 - F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$F_{y4} = \frac{1750 \cdot 62,5 + 16250 \cdot 150}{125} = 20375 \text{ Н.}$$

**Текшерүү:**

$$F_{y3} - F_{y4} + F_{r2} = 18625 - 20375 + 1750 = 0.$$

Кошунду таянычтар:

$$F_{r3} = F_3 = \sqrt{F_{z3}^2 + F_{y3}^2} = \sqrt{2500^2 + 18625^2} = 6400 \text{ Н};$$

$$F_{r4} = F_4 = \sqrt{F_{z4}^2 + F_{y4}^2} = \sqrt{20375^2 + 2500^2} = 6910 \text{ H}.$$

(7.9-формула) боюнча конустук муунжаздыктын радиалдык реакцияларын октук түзүүчүлөрү:

$$S_3 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r3} = 0,83 \cdot 0,411 \cdot 6400 = 2183 \text{ H};$$

$$S_4 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r4} = 0,83 \cdot 0,411 \cdot 6910 = 2357 \text{ H}.$$

7212-муунакжаздык үчүн октук жүктөмдүн таасир этүү коэффициенти  $e=0,411$  (12.12-табл.). Муунакжаздыктардын октук жүктөмү, биздин шартта:

$$S_3 < S_4; F_a = F_{a2} > S_4 - S_3; \text{ анда } F_{a3} = S_3 = 2183 \text{ H};$$

$$F_{a4} = S_3 + F_a = 2183 + 16250 = 18433 \text{ H}.$$

Оң муунжаздык үчүн (индекс"3").

Катышы:  $\frac{F_{a3}}{F_{r4}} = \frac{2183}{18433} = 1,2 > e$ , ошондуктан октук жүктөмдү эске алып, эквиваленттик жүктөмдү табабыз:

$$F_{\sigma 3} = (x \cdot F_{r3} \cdot V + Y \cdot F_{a3}) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (0,4 \cdot 6400 \cdot 1 + 0,87 \cdot 2183) \cdot 1,3 = 4459 \text{ H} = 4,4 \text{ kH}.$$

Жетеленме октолгооч үчүн 7212 бирдей муунакжаздыктарды кабыл алабыз. Узак мөөнөттө иштөөсүн сол муунакжаздык үчүн (индекс"4") аныктайбыз, себеби анда эквиваленттик жүктөм көбүрөөк.

Сол (индекс"4") муунакжаздык үчүн  $\frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{18433}{6910} = 2,66 > e$ , биз октук күчтү эске алып жана эквиваленттик жүктөмдү (7.5-формула) боюнча аныктайбыз.

Кабыл алабыз:  $V=1$ ;  $K_\sigma = 1,3$  жана  $K_T = 1$ ; 7212-конустук муунакжаздыктар үчүн  $\frac{F_{a4}}{F_{r4}} > e$  болсо (7.4-табл. П12);

[20]коэффициенттер:  $x=0,4$  жана  $y=1,459$ ;

$$F_{\sigma 4} = (0,4 \cdot 6910 \cdot 1 + 1,459 \cdot 18433) \cdot 1,3 = 38555 + 1 = 38,556 \text{ kH}.$$

Узак мөөнөттө иштөөнүн эсеби саат боюнча:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_3} = \frac{38555 \cdot 10^6}{60 \cdot 48} = 13380 \cdot 10^3 \text{ саат},$$

мында  $n_1 = 48$  айл/мин – тишбууро дөңгөлөктүн октолгоочунун айлануу жыштыгы.

## 6. Редуктордун компоновкасынын экинчи этабы.

Компоновканын биринчи этабындагы чиймени пайдаланабыз (26.9-сүрөт).

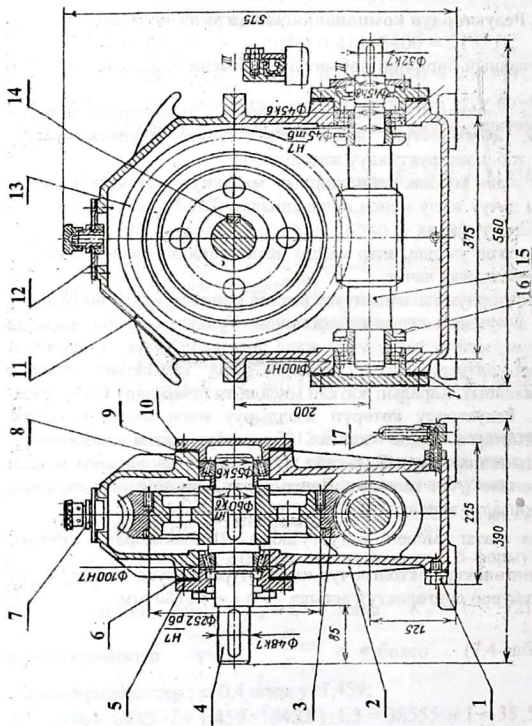
Экинчи этаптын максаты негизги тетиктерди-тишбууро октолгоочту, дөңгөлөктүн октолгоочун, тулку, муунакжаздыктуу түйүндөрдү ж.б. конструктивдүү жасалгалоо.

Илиништин жана муунакжаздыктардын майлануусу-тулкуга коюлган суюк майды чачуу жолу менен ишке ашылат. Тишбууро октолгоочуна канатчаны олтургузабыз.

Редуктор иштеген учурда, алар майды чачат жана дөңгөлөктүн үстүнө жана муунакжаздыкка чачат.

Октолгоочтордун тыгындануусу резина манжети менен ишке ашат. Капкактын люгунда желдегич жайгашкан. Тулкунун төмөн жагында тыгыз чийебиз, майды төгүү үчүн жана оргстекло түтүктөн жасалган май өлчөгүч олтургузабыз. Тулкунун жана капкактын дубалын конструкциялайбыз. Каралып жаткан мисалдын өлчөмдөрү IV-бөлүмдө аныкталган. Редукторду көтөрүп жылдыруу өчөн илгич каралган. Муунакжаздыктарга туюк капкак орнотобуз жана көзөнөктүү, манжеттүү тыгындалуу үчүн (7.18-табл.). [20] Капкактын астында металл төшөнчү, жөндөө үчүн төшөлөт. Дөңгөлөктүн конструкциясын- чоюн борборго бронзалуу венцти СТ СЭВ

$\frac{H7}{p6}$  боюнча натяг менен олтургузабыз. Шпонкаларды чийебиз: тишбууро дөңгөлөктүн октолгоочун чыгып турган учуна  $b \cdot h \cdot l = 14 \cdot 9 \cdot 80$  мм жана тишбууро дөңгөлөктүн астына  $b \cdot h \cdot l = 18 \cdot 11 \cdot 80$  мм.



26.9-сүрөт Оромо тишүү редуктор

### Редукторду жылуулукка эсептөө.

Долбоорлонуп жаткан редуктор үчүн жылуулук берүүчү беттин аянты  $F \approx 0,73 \text{ м}^2$

Редуктор узак мөөнөттө иштеген, редуктордун ысып кетпөө шарты төмөнкү формуладан аныкталат:

$$\Delta t = t_m - t_a = \frac{N_4(1-2)}{K_T \cdot F} \leq [\Delta t]$$

мында  $t_m$  - майдын температурасы, °C;  $t_a$  - чөйрөдөгү абанын температурасы, °C

Кабыл алабыз:  $t_a = 20^\circ\text{C}$ ;  $N_4 = 4 \text{ кВт} = 4000 \text{ Вт}$  - талап кылынган кубаттуулук. Аба тиешелүү жакшы циркуляция болот деп жана жылуулук өткөргүч коэффициентти кабыл алабыз.

$K_t = 17 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . Анда

$$\Delta t = \frac{4000 \cdot (1 - 0,82)}{17 \cdot 0,73} = \frac{4000 \cdot 0,18}{12,4} = 58,06 \geq [\Delta t].$$

Тишбуруо төмөн жайгашкан болсо, уруксат берилген температура:  $[\Delta t] = 40^\circ \dots 60^\circ$ .

$\Delta t$  - азайтуу үчүн, жылуулук берүүчү бетти тиешелүү чоңойтуу тулкуну кабыргалуу жасоо зарыл.

### 7. Шпонкалуу бириктирүүдөгү бекемдикти текшерүү.

Эзүү чыңалуусунун мүмкүнчүлүк чегин текшерүү, жогоруда келтирилген мисалдардай эле жүргүзүлөт.

Бул жерде бекемдикке текшерүү, бир гана тишбуруо дөңгөлөктүн октолгоочунан, айлантма моментте муфтага өткөрүп берүүчү бириктирүү каралат.

Октолгоочтун ал жеринде диаметри  $d_{n2} = 54 \text{ мм}$ . Шпонканын кесилиши жана узундугу  $b \cdot h \cdot l = 14 \cdot 9 \cdot 80 \text{ мм}$ , арыкчанын тереңдиги  $t_1 = 5,5 \text{ мм}$ . Момент  $T_{k3} = T_3 = 800 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ .

Эзилүү чыңалуу:

$$\sigma_{cv} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{n2}(h-t_1) \cdot (l-\epsilon)} = \frac{2 \cdot 800 \cdot 10^3}{54(9-5,5) \cdot (80-14)} = 128 \text{ Н} / \text{мм}^2 < [\sigma]_{cv}.$$

### 8. Майлоочу майдын сортун тандоо.

Тиштердин илиниши жана муунакжаздыкта майлануусу суук майды чачуу менен жүргүзүлөт. (8.9-табл.) боюнча майдын илешкектигин тактайбыз. Сыйгалануу ылдамдыгы  $g_{\alpha} = 6,15 м/с$  болгондо, сунушталган майдын илешкээктиги  $v_{50} = 118 сСт.$  (8.10-табл.) [20] боюнча индустриалдык U-100A майды кабыл алабыз (ГОСТ 20799-75).

### 9. Редукторду чогултуу жыйноо.

Редуктордун тулкусунун ичин тазалап, майга туруктуу боек менен боелот, редукторду чогултууда чийменин жалпы көрүнүшүнө ылайык жүргүзүлөт. Чогултуу тишбуроо октолгоочко канатчаны жана шариктүү радиалдык-таяныч муунакжаздыкты алдын ала 80...100°С чейинки майды ысытып, андан кийин олтургузулат. Чогултулган тишбуроо октолгооч тулкуга орнотулат. Чогултуунун алдында, октолгоочко шпонканы коюп жана дөңгөлөктү таянычка чейин прстейт. Андан кийин түртүүчү бойшакты кийгизип жана майда жылытылган роликтүү конустук муунакжаздык орнотулат. Чогултулган октолгооч редуктордун тулкусунун негизине коюлат жана алдын ала белдиги лакталган тулкунун капкагы кийгизилет. Капкакты борборлотуу үчүн тулкуга эки конустук штифт каралган жана буроолор менен тартылат. Редукторго май куюлат жана байкоо жүргүзүлүүчү терезе желдеткичтүү капкак менен жабылат.

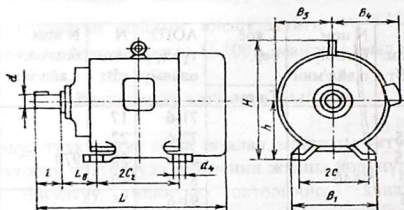


## ТИРКЕМЕ

### Т1. АОП 2 Сериясындагы жогорулатылган коё берүүчү моменттүү электр кыймылдаткыч.

АОП2 түрдүү өлчөмү	N ном. кВт	N ном. болгон. п,айл/мин	Т коё бер.	АОП2 түрдүү өлчөмү	N ном. кВт	N ном. болгон. п,айл/мин	Т коё берүү	
			Т ном.				Т ном.	
41-4	4	1440	1,8	71-6	17	970	1,8	
42-4	5,5			72-6	22			
51-4	7,5			81-6	30			
52-4	10			82-6	40			
61-4	13			91-6	55			
62-4	17			92-6	75			
71-4	22	1450		1,8	41-8	2,2	710	1,7
72-4	30				42-8	3		
81-4	40	1470			51-8	4		
					52-8	5,5		
82-4	55	1480			61-8	7,5	720	
91-4	75				71-8	13		
92-40	100	955	1,8		72-8	17	730	
41-6	3				81-8	22		
42-6	4				82-8	30		
51-6	5,5				970	91-8	40	740
52-6	7,5					82-8	55	
61-6	10				970	1,8	82-8	55
62-6	13							

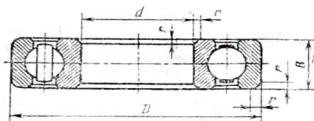
Т2. АОП 2 Сериясындагы электр кыймылдаткыч,  
бугуу, жабык желденүүчү  
түрдө жасалат.



Өлчөмдөр, мм.

Түрдү өлчөмдөр	Тышкы өлчөмдөр					Олтургузуучу өлчөмдөр						
	L	$B_1$	$B_4$	$B_3$	H	$L_g$	$l$	2C	d	$d_4$	$\frac{2ch}{178}$	h
41	468	274	222	143	310	89	80	216	32	12	$\frac{140}{178}$	132
42	506										$\frac{178}{210}$	
51	546	318	238	165	361	108	80	254	38	14	$\frac{203}{241}$	160
52	576										$\frac{228}{267}$	
61	629	345	275	196	410	121	110	279	42	14	$\frac{311}{349}$	180
62	667										$\frac{368}{419}$	
71	682	393	312	230	461	133	110	318	48	18		200
72	721											
81	850	491	373	260	551	168	140	406	60	22		250
82	888											
91	970	552	408	299	627	190	140	457	70	22		280
92	1025											

Т.3. Радиалдык бир катардык сакалуу муунак жаздыктар  
(ГОСТ 8338-75)

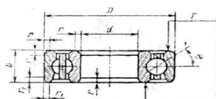


Өлчөмдөрү, мм

Муунак жаздыктын белгилениши	d	D	B	r	Жүк көтөрүмдүүлүк	
					Динамикалык, С кН	Статикалык, Со кН
<b>Жеңил серия.</b>						
200	10	30	9	1	4,6	2,61
201	12	32	10	1	4,7	2,65
202	15	35	11	1	5,85	3,47
203	17	40	12	1	3,37	4,38
204	20	47	14	1,5	9,81	6,18
205	25	52	15	1,5	10,8	6,95
206	30	62	16	1,5	15,0	10,0
207	35	72	17	2	19,7	13,6
208	40	80	18	2	25,1	17,8
209	45	85	19	2	25,2	17,8
210	50	90	20	2	27,0	19,7
211	55	100	21	2,5	33,3	25,0
212	60	110	22	2,5	40,3	30,9
213	65	120	23	2,5	44,0	34,0
214	70	125	24	2,5	47,9	37,4
215	75	130	25	2,5	50,9	41,1
216	80	140	26	3	55,9	44,5
217	85	150	28	3	64,1	53,1
218	90	160	30	3	73,8	60,5
219	95	170	32	3,5	83,7	69,5
220	100	180	34	3,5	93,9	79,0
<b>Орто серия</b>						
300	10	35	11	1,0	6,24	3,76
301	12	37	12	1,5	7,48	4,64
302	15	42	12	1,5	8,73	5,4
303	17	47	14	1,5	10,7	6,67
304	20	52	15	2,0	12,3	7,79
305	25	62	17	2,0	17,3	11,4
306	30	72	19	2,0	21,6	14,8
307	35	80	21	2,5	25,7	17,6

Муунак жаздыктын белгилиниши	d	D	B	r	Жүк көтөрүмдүүлүк	
					Динамикалык, С кН	Статикалык, Со кН
308	40	90	23	2,5	31,3	22,3
309	45	100	25	2,5	37,1	26,2
310	50	110	27	3,0	47,6	35,6
311	55	120	29	3,0	54,9	41,8
312	60	130	31	3,5	62,9	48,4
313	65	140	33	3,5	71,3	55,6
314	70	150	35	3,5	80,1	63,3
315	75	160	37	3,5	87,3	71,4
316	80	170	39	3,5	94,6	80,1
317	85	180	41	4,0	102	89,2
318	90	190	43	4,0	110	99,0
319	95	200	45	4,0	118	109
320	100	215	47	4,0	133	130
<b>Оор серия</b>						
403	17	62	17	2,0	17,5	11,9
405	25	80	21	2,5	28,6	20,4
406	30	90	23	2,5	36,6	26,7
407	35	100	25	2,5	42,8	31,6
408	40	110	27	3,0	49,3	36,3
409	45	120	29	3,0	59,2	45,5
410	50	130	31	3,5	67,2	53,0
411	55	140	33	3,5	77,2	62,5
412	60	150	35	3,5	83,9	70,0
413	65	160	37	3,5	90,8	78,1
414	70	180	43	4,0	111	105
415	75	190	45	4,0	117	115
416	80	200	48	4,0	126	125
417	85	210	52	5,0	133	135

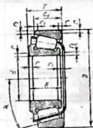
Т.4. Радиалдык –таяныч бир катардык сакалуу муунак жаздыктар  
(ГОСТ 831-75боюнча)



36000 түрү үчүн  $\alpha = 12^\circ$ , 46000 түрү үчүн  $\alpha = 26^\circ$ ,  
Өлчөмдөр, мм

Муунак жаздыктын түрлөрүнүн белгиленishi		d	D	B	r	r <sub>1</sub>	Жүк көтөрүмдүүлүк			
							Динамикалык, С кН		Статикалык, Со кН	
							36000	46000	3600	46000
<b>Женил серия</b>										
36201	-	12	32	10	1	0,3	5,47	-	3,38	-
36202	46202	15	35	11	1	0,3	6,26	5,95	3,82	3,51
36203	46203	17	40	12	1	0,3	9,25	8,83	6,12	5,62
36204	46204	20	47	14	1,15	0,5	12,1	11,4	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	12,8	12,2	9,06	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	17,8	16,9	13,0	12,0
36207	46207	35	12	17	2,0	1,0	23,5	22,3	17,8	16,3
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	30,0	28,3	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	31,7	29,8	24,9	23,1
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	33,2	31,2	27,1	24,3
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41,1	38,6	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	47,3	44,5	39,3	36,1
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	56,6	53,3	50,0	46,0
36214	46214	70	125	24	2,5	1,2	61,6	58,0	54,8	50,4
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	64,3	60,3	58,5	53,7
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	72,1	67,6	65,3	60,0
<b>Орточо серия</b>										
36302	-	15	42	13	1,5	0,5	10,2	-	6,8	-
36303	46303	17	47	14	1,5	0,5	12,8	12,4	8,7	7,99
-	46304	20	52	15	2,0	1,0	-	13,7	-	8,99
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	21,6	20,7	15,9	14,6
36306	46306	30	72	19	2,0	1,0	26,4	25,1	20,0	18,3
36307	46307	35	80	21	2,5	1,2	34,3	32,8	26,9	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	40,5	38,4	32,8	30,1
36309	46309	45	100	25	2,5	1,2	49,5	47,2	40,2	37,0
36310	46310	50	110	27	3,0	1,5	58,1	55,2	49,9	43,9
-	46311	55	120	29	3,0	1,5	-	67,6	-	56,3
36312	46312	60	130	31	3,5	2,0	84,4	77,3	71,1	65,3
36313	4631346	65	140	33	3,5	2,0	92,3	87,3	81,6	74,9
-	314	70	150	35	3,5	2,0	-	98,1	-	85,3

Т5. Конустук бир катарлуу роликтүү муунакжаздыктар  
(ГОСТ 33.3-71 буюнча)

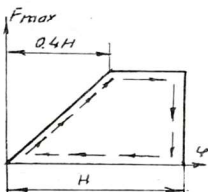
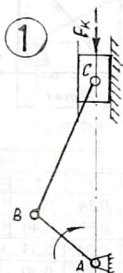


Муунак - жаздыктардын белгилениши	d	D	T		B	C	r	r <sub>1</sub>	Динамикалык жүк көтөрүмдүүлүгү	У	e	Статикалык жүк көтөрүмдүүлүгү Co, КН	y <sub>0</sub>
			max	min									
<b>ЖЕҢИЛ СЕРИЯ</b>													
7202	15	35	12,0	15,0	11	9	1,0	0,3	8,61	1,33	0,45	60,2	0,73
7203	17	40	13,5	13,0	12	11	1,5	0,5	13,5	1,9	0,31	91,2	1,05
7204	20	41	15,5	15,0	14	12	1,5	0,5	18,7	1,66	0,36	13,0	0,91
7205	25	52	16,5	16	15	13	1,5	0,5	23,4	1,66	0,36	17,6	0,91
7206	30	62	17,5	17	16	14	1,5	0,5	29,2	1,64	0,36	21,9	0,90
7207	35	72	18,5	18	17	15	2,0	0,8	34,5	1,62	0,36	23,8	0,89
7208	40	80	20,0	19	20	16	2,0	0,8	41,6	1,56	0,38	32,1	0,86
7209	45	85	20,5	20,0	19	16	2,0	0,8	41,6	1,56	0,38	32,1	0,86
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	2,0	0,8	51,9	1,6	0,37	39,8	0,88
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	2,5	0,8	56,8	1,46	0,4	45,2	0,80
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	2,5	0,8	70,8	1,7	0,35	82,4	0,94
7414	70	125	26,0	26,0	26	21	2,5	0,8	94,0	1,1	0,37	80,5	0,89
<b>Жеңил эндүү серия</b>													
7506	30	62	21,5	21,0	20,5	17	1,5	0,5	34,2	1,64	0,36	27,0	0,90
7507	35	72	21,5	21,0	23,0	20	2,0	0,8	49,2	1,73	0,34	39,0	0,95
7508	40	80	25,0	25,0	23,5	20	2,0	0,8	52,9	1,57	0,38	43,9	0,86
7509	45	85	25,0	23,5	23,5	20	2,0	0,8	50,6	1,44	0,4	41,8	0,79
7510	50	90	25,0	25,0	23,5	20	2,0	0,8	58,6	1,42	0,4	50,4	0,78
7511	55	100	27,0	27,0	25,0	21	2,5	0,8	70,8	1,66	0,56	60,4	0,91
7512	65	110	30,0	30,0	24	25	2,5	0,8	83,4	1,53	0,39	74,1	0,84
7513	65	120	33,0	31,0	27	27	2,5	0,8	107	1,62	0,36	97,0	0,89
7514	70	125	33,5	33,0	37	27	2,5	0,8	108	1,52	0,38	99,0	0,85
7515	75	130	33,5	33,0	31,0	27	2,5	0,8	113	1,47	0,4	106,0	0,81
<b>Орточо серия</b>													
7304	20	52	16,5	16	16	13	2,0	0,8	24,5	20,2	0,29	17,4	1,12
7305	25	62	18,5	18	17	15	2,0	0,8	29,0	16,6	0,36	20,5	0,91
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	2,0	0,8	39,0	17,8	0,33	29,3	0,98
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	2,5	0,8	47,0	18,8	0,32	34,6	1,035
7308	40	90	25,5	25	23	20	2,5	0,8	59,8	21,6	0,28	45,1	1,18
7309	45	100	27,5	27	26	22	2,5	0,8	74,6	20	0,29	58,2	1,19
7310	50	110	29,5	29	29	23	3,0	1,0	94,7	1,93	0,31	74,4	1,06
7311	55	120	32,5	31	29	25	3,0	1,0	100	1,80	0,33	79,9	0,99
7312	60	130	34,0	33	31	27	3,0	1,2	116	1,90	0,3	94,4	1,08
7313	65	140	36,5	35	33	28	3,5	1,2	131	1,97	0,3	109	1,081
7314	70	150	38,5	37,5	37	30	3,5	1,2	165	1,93		134	1,065



# Курстук долбоорлоого тапшырмалар

## Биринчи бөлүккө

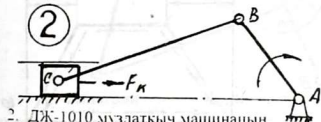


Каршылык күчтүн графиги

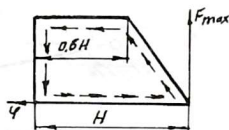
1. ФВ-6 муздаткыч машинанын компрессорунун схемасы

Параметр-лери	Варианттары									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}$ , м	0,10	0,15	0,25	0,30	0,30	0,10	0,30	0,20	0,20	0,30
$l_{BC}$ , м	0,30	0,50	0,90	1,20	1,00	0,40	1,10	1,20	0,80	1,00
$F_{max}$ , кН	6	8	5	6	7	4	9	8	6	7
$\omega$ , 1/с	14	13	12	11	10	15	10	9	8	7

2



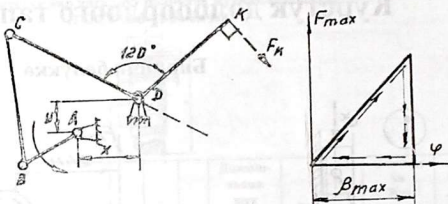
2. ДЖ-1010 муздаткыч машинанын компрессорунун схемасы.



Каршылык күчтүн графиги.

Параметр-лери	Варианттары									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}$ , м	0,05	0,05	0,06	0,08	0,07	0,10	0,09	0,10	0,12	0,12
$l_{BC}$ , м	0,20	0,15	0,20	0,25	0,20	0,30	0,30	1,40	0,35	0,401
$F_{max}$ , кН	1	5	2	2	1	2	3	5	1,5	2
$\omega$ , 1/с	20	19	18	17	16	15	14	13	18	20

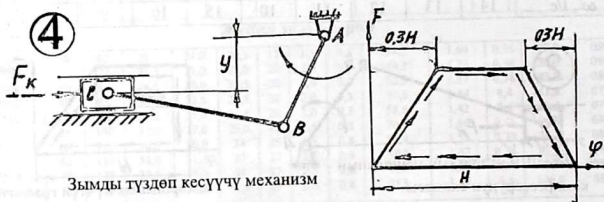
3



Изоляциялык материалдарды кесүүчү механизм

Параметр-лери	Варианттары									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, \text{м}$	0,12	0,15	0,14	0,13	0,14	0,12	0,15	0,14	0,13	0,12
$l_{BC}, \text{м}$	0,50	0,60	0,45	0,39	0,48	0,50	0,55	0,50	0,40	0,45
$l_{CD,DK}, \text{м}$	0,30	0,35	0,30	0,28	0,32	0,38	0,36	0,34	0,33	0,32
$X, \text{м}$	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,30	0,35	0,30	0,30	0,35
$Y, \text{м}$	0,20	0,20	0,18	0,15	0,15	0,15	0,22	0,22	0,10	0,10
$F_{\text{max}}, \text{кН}$	9	8	7	6	5	5	6	7	8	9
$\omega, \text{1/с}$	5	6	4	6	5	4	5	6	4	6

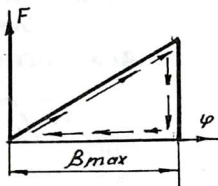
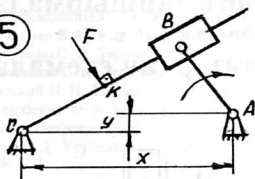
4



Зымды түздөп кесүүчү механизм

Параметр-лери	Варианттары									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, \text{м}$	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,12
$l_{BC}, \text{м}$	0,4	0,42	0,44	0,46	0,48	0,50	0,52	0,56	0,54	0,48
$Y, \text{м}$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
$F_{\text{max}}, \text{кН}$	6	6	8	10	10	15	15	15	20	20
$\omega, \text{1/с}$	10	10	12	12	14	14	15	15	12	10

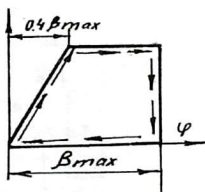
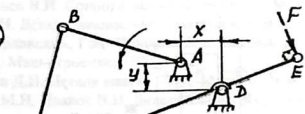
5



Трансформатордун өзөкчөсүн кесүүчү механизм

Параметр-лери	Варианттары									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, \text{ м}$	0,25	0,20	0,25	0,25	0,25	0,20	0,30	0,25	0,20	0,30
$l_{CK}, \text{ м}$	0,45	0,40	0,40	0,38	0,38	0,36	0,45	0,45	0,40	0,50
$X, \text{ м}$	0,80	0,70	0,75	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,65	0,85
$Y, \text{ м}$	0,40	0,35	0,30	0,30	0,35	0,40	0,45	0,45	0,35	0,45
$F \text{ max, кН}$	10	12	8	9	10	12	14	8	9	9
$\omega, \text{ 1/с}$	6	5	4	4	5	6	6	5	4	5

6



Фильтрди ороочу машинанын механизми

Параметр-лери	Варианттары									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, \text{ м}$	0,10	0,08	0,06	0,10	0,08	0,06	0,10	0,08	0,06	0,10
$l_{BC}, \text{ м}$	0,30	0,28	0,23	0,27	0,21	0,30	0,35	0,35	0,25	0,25
$l_{CD, DE}, \text{ м}$	0,20	0,15	0,10	0,15	0,12	0,18	0,12	0,2	0,12	0,12
$X, \text{ м}$	0,20	0,25	0,10	0,20	0,18	0,12	0,25	0,22	0,20	0,25
$Y, \text{ м}$	0,15	0,17	0,12	0,10	0,15	0,15	0,15	0,10	0,12	0,10
$F \text{ max, кН}$	1,2	1,2	1,0	1,5	1,2	1,4	1,3	1,2	1,4	1,0
$\omega, \text{ 1/с}$	4	4	5	6	7	6	5	5	4	4



## Колдонулган адабияттар

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. -М.; «Наука»;1985.
2. Говриленко В.А, и др. Теория механизмов и машин. -М.; «Наука»; 1973.
3. Говриленко С. Н. Теория механизмов и машин. -М. ;«Наука»;1969.
4. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. -М.; «Наука»;1973.
5. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. -М.; «Наука» 1979.
6. Жолдасбеков Ө. А. Машиналар, механизмдердин теориясы. Алматы 1979-Юдин В.А. Петрокас Теория механизмов и машин. -М.; «Высшая школа»;
- 9.Акаева М.Д, Усубалиев Ж. Механизмдердин назарияты. Бишкек, Кыргызстан басма үйү 1996.
10. Теория механизмов и машин. Под редакцией К.Ф Фролова.М, МГТУ им.Н.Э. Баумана, 2002.
- 11.Зиневьев В.А. Курс теории механизмов и машин. -М.; “Наука”; 1972.
12. Б.Т. Тагаев, Б.А. Жоробеков Колдонмо механика. 2011-5356
13. С.Абдраимов, М.С. Ддуматаев. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. Бишкек, “Илим” 1993.
14. Прикладная механика под редакцией В.М.Осецкого. -М.; “Маш.стр”; 1977.
15. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. -М.; “Машиностроение”;1975.
16. Жоробеков Б.А, Тагаев Б.Т. Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдердин назарияты. ОшТУ, 2008.
17. Жеңишбек Усубали уулу, Карыпбек Курманалы уулу, Майрам Дүйшөн кызы. Механизмдердин механикасы. Орусча-кыргызча сөздүк. Бишкек. 1994.
18. Артоболевский И.И, Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. -М.; “Наука”; 1973.
19. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. -М.; “Высшая школа”; 1974.
- Иванов М.Н. Детали машин. -М.;“Высшая школа”, 1976.
20. С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Маш-строение, 1979.-351с.,
21. Решетов Д.Н. Детали машин. -М.;“Машиностроение”; 1974.
- 22.Иванов М.Н, Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. -М.; “Высшая школа”; 1975.
23. Туров В.А. Структура механизмов.Фрунзенский политех.инст. 1990.
24. В.Н. Фрейз, Ж.У. Усубалиев Курсовое проектирование по прикладной механике ФПИ. Фрунзе-1986-35с
25. В.А. Туров, У.А. Цой, Е.И.Зыкова Прикладная механика. Анализ шарнирного четырех звенника. Уч. пособие КГТУ им. И. Разакова –Б.: ИЦ «Технико» 2009-29с.
26. Туров В.А. Цой У.А, Е.П. Зыкова.Учебные пособие КГТУ им. И.Разаков, -Б.: ИЦ «Технико», 2001-24с.
27. Туров В.А. Цой У.А, Е.П. Зыкова. Анализ кривошипно-шатунного мех.ма. -24 с.
28. А.Э.Садиева. Колдонмо механика, Усулдук колдонмо. КГТУ им. И Разакова –Б.: ИЦ «Технико», 2005-47с.
- 29.Фрейз В.Н. Прикладная механика (Технические задания к курсовому проектированию) Фрунзенский политех. инст.1991.
30. Электрические машины. Ч. 1. М., Изд-во стандартов,1973. 608 с.

## МАЗМУНУ

Киришүү.....	3
<b>БІРІНЧІ БӨЛҮК: I ТАРАМ. МАШИНАЛАРДЫН ТҮЗҮЛҮШҮН АНАЛИЗДӨӨГӨ ЖАЛПЫ МААЛЫМАТТАР.....</b>	<b>6</b>
1.1 Машина агрегаттарынын түзүлүшү.....	6
<b>II ТАРАМ. МЕХАНИЗМДЕРДИН ТҮЗҮЛҮШҮ.....</b>	<b>11</b>
2.1. Негизги түшүнүктөр жана аныктамалар.....	11
2.2. Кинематикалык жуптар (түйүндөр) жана аларды Классификациялоо.....	14
2.3. Айрым тогоолордун жана кинематикалык жуптуктардын шарттуу белгилери.....	20
2.4. Кинематикалык чынжыр.....	22
2.5. Механизм.....	23
2.6. Механизмдердин кыймыл саны.....	24
2.7. Артык байланыштар жана кыймылдар. Механизмдин кыймыл санын аныктоочу жалпы формула.....	26
2.8. Механизмдердин классификациясы.....	29
2.9. Тегиздик механизмдерди структуралык синтездөө. Механизмдерди түзүү принциптери. Ассур тобу.....	30
<b>III ТАРАМ. ТЕГИЗДИКТЕГИ ТӨМӨНКҮ КЛАССТЫК КИНЕМАТИКАЛЫК ЖУПТУК МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ.....</b>	<b>42</b>
3.1. Механизмдерди кинематикалык талдоонун негизги максаттары жана ыкмалары.....	42
3.2. Масштабдар.....	43
3.3. Механизмдердин абалынын пландарын тургузуу. Траекторияларды тургузуу.....	44
3.4. Механизмдин тогоолорунун четки абалдарын тургузуу.....	47
3.5. Тегиздиктеги кыймылдын түрлөрү. Ылдамдыкты жана ылдамданууну аныктоочу негизги теңдемелер.....	48
3.6 Ылдамдыктардын жана ылдамдануулардын пландары.....	53
3.7. Ылдамдык жана ылдамдануу үчүн окшоштуктун теоремасы.....	59
3.8. Графо-аналитикалык ыкмасынын артыкчылык жактары.....	70
3.9 Ылдамдануулардын планынын касиеттери.....	70
Кинематикалык диаграмма ыкмасы.....	71
3.10 Графикалык дифференциялоо.....	74
3.11 Хордалар ыкмасы.....	76
3.12 Графикалык интегралдоо.....	77
<b>IV ТАРАМ. ТӨМӨНКҮ КИНЕМАТИКАЛЫК ЖУПТУУ ЖАЛПАК МЕХАНИЗМДЕРДИ ИЗИЛДӨӨ.....</b>	<b>79</b>
4. 1 Машина агрегаттык механизмдин тогоолоруна аракет эткен күчтөр.....	79



4.2 Кинематикалык жуптардагы реакциялар. Кинематикалык чыңжырдын статикалык аныкталуучулук шарты.....	85
4.3 Топтордун кинематикалык жуптарындагы реакциялык күчтөрүн аныктоо.....	87
4.4 Механизмдин жетелөөчү тогоосун кинетостатикалык эсептөө.....	91
4.5 “Ийкемсиз рычаг жөнүндөгү Н.Е. Жуковскийдин теоремасы (назардамасы)”.....	93
<b>V ТАРАМ. РЫЧАГДУУ МЕХАНИЗМДЕРДИН ДИНАМИКАСЫ.....</b>	<b>103</b>
5.1. Динамикалык изилдөөнүн максаты.....	103
5.2. Күчтөрдү жана моменттерди бир тогоого келтирүү.....	103
5.3. Механизмдин кинетикалык энергиясы. Массаларды жана инерциялык моментти келтирүү.....	107
5.4. Машинанын кыймылынын теңдемеси.....	108
5.5. Механизмдин калыптанбаган кыймылы.....	110
5.6. Машинанын орточо ылдамдыгы. Машинанын калыптанбаган коэффициенти.....	113
5.7. диаграммасы.....	115
<b>VI ТАРАМ. МАШИНАНЫН КЫЙМЫЛЫН ЖӨНДӨӨ (РЕГУЛИРОВАКАЛО).....</b>	<b>121</b>
6.1. Жалпы абалы.....	121
6.2. Механизмдин инерция моменти турактуу болгондогу, маховиктин инерция моментин табуу.....	122
6.3. Маховиктин инерция моментин эсептөө жана механизмдин келтирилген тогоосунун маховик менен болгон кыймылынын мыйзамы.....	125
6.4. Маховикти орнотуучу тогоону тандоо жана анын өлчөмдөрүн аныктоо.....	128
<b>VII ТАРАМ. МАШИНАНЫН ТЕТИКТЕРИН ДОЛБООРЛООНУН НЕГИЗДЕРИ.....</b>	<b>131</b>
7.1. Иштөө жөндөмдүүлүгүнүн негизги көрсөткүчтөрү жана машинанын тетиктерин эсептөө.....	131
7.2. Машина куруудагы материалдар.....	135
<b>VIII ТАРАМ. ШПОНКАЛУУ, ТИШТҮҮ ЖАНА КАПТАЛ БЕТТҮҮ БИРИКТИРҮҮ.....</b>	<b>143</b>
8.1. Шпонкалуу бириктирүү.....	144
8.2. Тиштүү (шлицалык) бириктирүү.....	149
8.3. Тиштүү бирикмелерди эсептөө.....	152
8.4. Каптал беттик (шпонкасыз) бириктирүү.....	153
<b>IX ТАРАМ. МАШИНАНЫ КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРҮҮЧҮ МЕХАНИЗМДЕР.....</b>	<b>156</b>
9.1. Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөрдүн түзүлүшү жана классификациясы.....	156

<b>Х ТАРАМ. ТИШТҮҮ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТҮҮ</b>	
<b>МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ.....</b>	<b>161</b>
10.1. Кинематикалык анализдин максаты жана ыкмалары.....	161
10.2. Сырттан жана ичтен илинишкен бир баскычтуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасын аналитикалык ыкма боюнча изилдөө.....	162
10.3. Бир баскычтуу тиштүү кыймыл өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышы.....	165
10.4. Октуруу кыймылда болбогон көп баскычтуу кыймыл өткөргүчтөр.....	166
<b>XI ТАРАМ. САТЕЛЛИТТҮҮ ТИШТҮҮ МЕХАНИЗМДЕР.....</b>	<b>171</b>
11.1. Көп тогоолуу эки кыймылдуу планетардык механизмдердин кинематикасы.....	171
11.2. Автомобилдик дифференциалдардын кинематикасы.....	174
11.3. Бир кыймылдуу планетардык механизмдер.....	181
11.4. Турук чынжырлуу дифференциалдык механизмдер.....	187
<b>XII ТАРАМ. КӨП ТОГООЛУУ МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ.....</b>	<b>197</b>
12.1. Тиштүү механизмдерди графикалык ыкма боюнча изилдөө.....	198
<b>XIII ТАРАМ. МЕХАНИКАЛЫК КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР.....</b>	<b>210</b>
13.1. Кыймыл өткөргүчтөрдүн түрлөрү.....	210
13.2. Фрикциондуу кыймыл өткөргүч.....	211
13.2. 1. Кинематикалык жана күчтүк эсептөөлөр.....	215
13.3. Конструкциясы, материалдары жана фрикциондук дөңгөлөктөрдү эсептөө.....	217
<b>XIV ТАРАМ. КУРЛУУ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР.....</b>	<b>222</b>
14.1. Жалпы маалымат.....	222
14.2. Курлардын материалдары жана конструкциясы.....	225
14.3. Кинематикалык, күчтүк жана геометриялык эсептөө.....	229
14.4. Курларды эсептөө.....	237
14.5. Чыгырыктардын материалдары, конструкциясы жана аларды эсептөө.....	244
14.6. Эсептөөгө мисалдар.....	247
<b>XV ТАРАМ. ЧЫНЖЫРЛУУ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР.....</b>	<b>250</b>
15.1. Түзүлүшү жана колдонуу чөйрөсү.....	250
15.2. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөө.....	254
<b>XVI ТАРАМ. ОКТОЛГООЧТОР ЖАНА ОКТОР.....</b>	<b>259</b>
16.1. Түзүлүшү жана классификациясы.....	259
16.2. Октоолгоочторду статикалык бекемдикке эсептөө.....	261
<b>XVII ТАРАМ. МУУНАК ЖАЗДЫКТАР.....</b>	<b>264</b>
17.1 Жалпы маалыматтар.....	264
17.2. Муунакжаздыктарды классификациялоо.....	265

17.3. Муунакжаздыктарды эсептөө жана аларды ГОСТ боюнча тандап алуу.....	268
17.4. Муунакжаздыкты эсептөөгө мисал.....	271
<b>XVIII ТАРАМ. МУФТАЛАР(КОШКУЧ-АЖЫРАТКЫЧ).....</b>	<b>273</b>
18.1. Жалпы маалымат жана классификациялоо.....	273
18.2. Туюк муфталар.....	275
18.3. Компенсациялоочу муфталар.....	276
18.4. Табак – урчуктуу муфта.....	277
18.5. Тиштүү муфталар.....	279
<b>ЭКИНЧИ БӨЛҮК : XIX ТАРАМ. КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРГИЧТИН КИНЕМАТИКАСЫН ЭСЕПТӨӨ.....</b>	<b>281</b>
19.1. Электр кыймылдаткычы талап кылган кубаттуулукту табуу жана аны тандоо.....	281
19.2. Үч фаза токтуу асинхрондук электр кыймылдаткычтары.....	282
19.3. Кыймылга келтиргичтин кыймыл өткөргүч катышы.....	283
19.4. Редукторлор боюнча жалпы маалыматтар.....	285
19.5. Редукторлордун негизги түрлөрү.....	286
19.6. Бир баскычтуу конустук редукторлор.....	287
19.7. Тишбуроочу редукторлор.....	287
<b>XX ТАРАМ. ТИШТҮҮ КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨРДҮ ЭСЕПТӨӨ.....</b>	<b>291</b>
20.1. Жалпы маалымат.....	291
20.2. Цилиндрдик дөңгөлөктөрдү тийишүү чыдамкайлуулукка эсептөө.....	292
20.3. Эсептеп долбоорлоонун удаасы менен аткарылышы.....	297
20.4. Цилиндрдик дөңгөлөктөрдүн тиштерин ийилүүчү чыдамдуулукка эсептөө.....	302
20.5. Жантак жана кайчылаш тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөөнүн өзгөчөлүктөрү.....	304
20.6. Конустук тиштүү дөңгөлөктөрдү эсептөө.....	305
20.7. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдү эсептөө.....	307
<b>XXI ТАРАМ. КУРСТУК ДОЛБООРЛООГО МИСАЛ.....</b>	<b>313</b>
21.1 Ийримуунактуу - жылгыч механизмди анализдөө. 1-Бөлүк.....	314
21.1.1 Механизмди структуралык анализдөө.....	314
21.2. Механизмди кинематикалык анализдөө.....	316
21. 2.1. Механизмдин абалынын планын түзүү.....	317
21.2.3. Механизмдин тогоолорунун ылдамдыгынын планын тургузуу.....	318
21.3.1. Ылдамдануулардын планын түзүү.....	321
21.3.2. Кинематикалык диаграмманы түзүү.....	324
21.3.3. Жылгычтын басып өткөн жолунун диаграммасы.....	324
21.3.4. Ылдамдыктын диаграммасы.....	325

21.3.5. Ылдамдануунун диаграммасы.....	326
21.4. Механизмди күчтүк анализдөө.....	329
21.4.1. Инерциялык күчтөрдү табуу.....	329
21.4.2. Тогоолордун массаларын аныктайбыз.....	330
21.4.3. Ийримуунактын инерциялык күчү.....	330
21.4.4. Механизмдин кинетикалык жуптардагы реакциялык (басым) күчтөрүн табуу.....	331
21.4.5. Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы менен теңсалмактоочу күчтү табуу.....	334
21.4.6. Ийримуунактын октолгоочундагы кубаттуулукту аныктоо.....	337
<b>XXII ТАРАМ. КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРГИЧТЕРДИ ДОЛБООРЛООГО МИСАЛДАР.....</b>	<b>339</b>
22.1. Электр кыймылдаткыч моторун тандап алуу жана кинетикалык эсептөө.....	339
22.2. Шынаа курлуу кыймыл өткөргүчтү эсептөө.....	340
22.3. Редуктордун тиштүү дөңгөлөгүн эсептөө.....	343
22.4. Редуктордун октолгоочторун алдын ала эсептөө.....	347
22.5. Дөңгөлөкчөнүн жана дөңгөлөктүн конструктивдик өлчөмдөрү.....	348
22.6. Редуктордун тулгасынын конструктивдик өлчөмдөрү.....	348
22.7. Редукторду компоновкалоонун биринчи этабы.....	349
22.8. Муунакжаздыктын узак мөөнөттө иштөөсүн текшерүү.....	350
22.9. Редуктордун компоновкасынын экинчи этабы.....	354
22.10. Шпонкалуу бириктирүүдөгү бекемдикти текшерүү.....	355
22.11. Октолгоочтун такталган эсеби.....	356
22.12. Редукторду чийүү.....	360
<b>Курстук долбоорлоого мисал Техникалык тапшырма</b>	
<b>XXIII тарам. Изоляциялык материалдарды кесүүчү ийримуунак</b>	
<b>– бакандуу жумушчу механизмди анализдөө жана анын кыймылга</b>	
<b>келтиргичин эсептеп долбоорлоо 1-бөлүккө.....</b>	<b>365</b>
<b>XXIII ТАРАМ. Изоляциялык материалдарды кесүүчү</b>	
<b>ийримуунак–бакандуу жумушчу механизмди анализдөө.....</b>	<b>366</b>
23.1. Механизмди структуралык анализдөө.....	366
23.2. Механизмдин абалынын планын тургузуу.....	369
23.3. Кинемакалык диаграмма ыкмасы.....	372
23.4. Механизмди кинематикалык анализдөө.....	373
23.5. Механизмдин кинетикалык жуптарындагы реакцияларды табуу.....	381
23.6. Тең салмактоочу күчтү Н.Е. Жуковскийдин ыкмасы боюнча аныктоо.....	383
23.6. Каршылык күчтүн келтирилген моменттеринин графигин тургузуу.....	384

<b>XXIV ТАРАМ. Бир баскычтуу тиштүү конустук</b>	
редукторлуу кыймылга келтиргичти долбоорлоо.....	387
24.1. Электр кыймылдаткычын тандоо жана кинетикалык эсеп.....	387
24.2. Редуктордун тиштүү дөңгөлөктөрүн эсептөө.....	390
<b>Курстук долбоорлоого мисал.....</b>	<b>408</b>
<b>XXV ТАРАМ. Кулистүү механизмди анализдөө.....</b>	<b>409</b>
25.1. Механизмди структуралык анализдөө.....	409
25.2. Кулисалык механизмди кинетикалык анализдөө.....	411
25.3. Кулисалуу механизмди кинематикалык жактан анализдөө.....	412
25.3.2. Ылдамдануунун планын түзүү.....	415
25.4. Кинематикалык диаграммаларды тургузуу.....	420
25.5. Графикалык дифференциалдоо ыкмасы менен ылдамдыктын жана ылдамдануунун диаграммасын тургузуу.....	421
25.6. Механизмди күчтүк анализдөө.....	422
25.6.1. Инерция күчтөрдү табуу.....	422
<b>XXVI тарам. Бир баскычтуу тишбурочу (червячный)</b>	
редукторду долбоорлоо.....	434
26.1. Электр кыймылдаткычты тандоо жана кинетикалык эсептөө.....	434
<b>ТИРКЕМЕ Т1. АОП 2 Сериясындагы жогорулатылган</b>	
<b>коё берүүчү моменттүү электр кыймылдаткыч.....</b>	<b>449</b>
<b>Курстук долбоорлоого тапшырмалар.....</b>	<b>455</b>
<b>Курстук долбоорлоого тапшырмалар Экинчи бөлүккө</b>	
<b>Кыймылга келтиргичтердин схемалары.....</b>	<b>458</b>



**Окуу куралы**

**Базарбай Тагаевич Тагаев**

**Колдонмо механика боюнча курстук долбоорлоо**  
**(Теориялар, мисалдар, графикалык жумуштар)**

Учебное издание

**Базарбай Тагаевич Тагаев**

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ПРИКЛАДНОЙ**  
**МЕХАНИКЕ**

**(Теория, примеры, графические работы)**

Учебное пособие для высших технических учебных заведений  
на кыргызском языке

Редактор: Садыков Акматбек Чекиевич

Корректор: Акматов Сарыбай Акматович

Тех редактор: Бекмаматов Чынгыз

Компьютердик калыпка салган: Ураимова Гулмайрам,  
Жусупалиев Р.

Терүүгө 20.06.12. берилди. Басууга 16.11.12. кол коюлду.

Форматы 60x84. Көлөмү 29,125 басма табак.

Нускасы 1000 даана.



«Кагаз ресурстары» басмаканасы  
Ош шаары, А. Мамыров көчөсү, 86-Г  
Тел: (3222) 4 69 16





## Колдонмо механика...



Тагаев Базарбай Тагаевич техника илимдеринин кандидаты, ОшТУнун профессору. Россиянын Пенза шаарындагы политехникалык институтун бүтүрүп, билимин Москвадагы Н. Э. Бауман атындагы техникалык университетинде узартылган мөөнөттөгү стажировкасын уланткан, 60тан ашуун илимий усулдук иштердин жана ЖОЖдор үчүн 3 окуу китептин автору, СССРдин "Ойлоп табуучусу"

наамынын ээси. Кыргыз Республикасынын маданият министрлиги өткөргөн 2009-2010-жылдары мамлекеттик тилде жарык көргөн китептердин кароо-сынагынын жеңүүчүсү. Б. Т. Тагаев Механизмдердин теориясын анализдөөнү электрондоштуруунун үстүндө иштөөдө.



973094