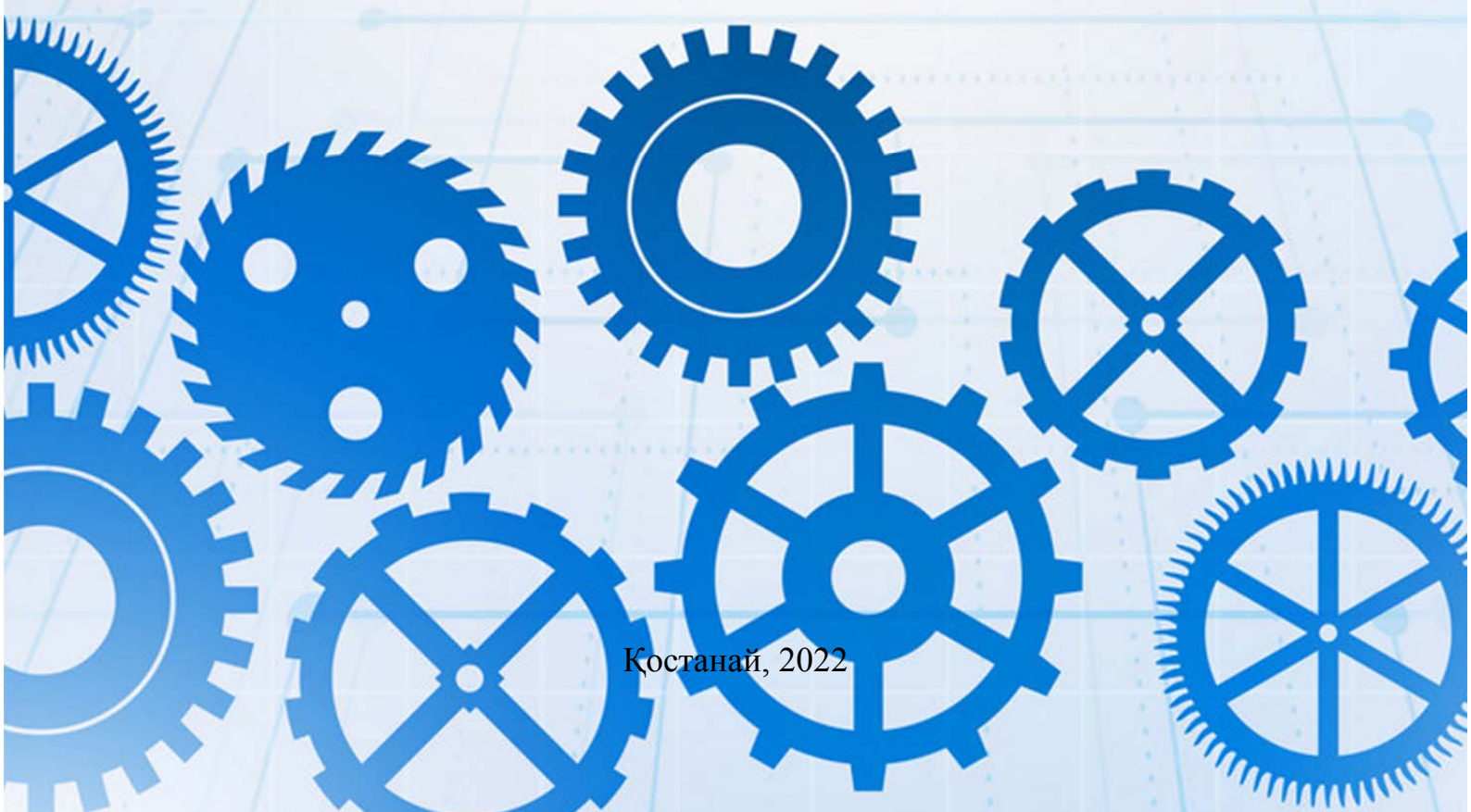


Калиев Б.К.

МЕХАНИЗМДЕР МЕН МАШИНАЛАР ТЕОРИЯСЫ

Қостанай, 2022



Қазақстан республикасының білім және ғылым министрлігі

А. Байтұрсынов атындағы Қостанай өңірлік университеті

Машина жасау кафедрасы

Калиев Б.К.

МЕХАНИЗМДЕР МЕН МАШИНАЛАР ТЕОРИЯСЫ

Оқу-әдістемелік құралы

Қостанай, 2022 ж

УДК 621.01 (075.8)

ББК 34.4 я73

К 15

Авторы: Калиев Бейбит Кансбаевич, А.Айтмухамбетов атындағы инженерлік-техникалық институтының машина жасау кафедрасының аға оқытушысы.

Пікір берушілер:

Шаяхметов Амангельды Булатович – техника ғылымының кандидаты, қауымдастырылған профессор, М. Дулатов атындағы Қостанай инженерлік-экономикалық университетінің ғылым және инновация жөніндегі проректоры.

Жаналинов Базарбай Нургалиевич – техника ғылымының кандидаты, А.Байтұрсынов атындағы ҚӨУ, А.Айтмухамбетов атындағы инженерлік-техникалық институтының машина жасау кафедрасының доценті.

Салыков Булат Рахимжанович – техника ғылымының кандидаты, А.Байтұрсынов атындағы ҚӨУ, А.Айтмухамбетов атындағы инженерлік-техникалық институтының машина, трактор және автомобиль кафедрасының меңгерушісі.

Калиев Б.К.

К15 Механизмдер мен машиналар теориясы: Оқу-әдістемелік құралы. – Қостанай: А.Байтұрсынов атындағы ҚӨУ, 2022. – 82 бет.

ISBN 978-601-356-134-9

Оқу-әдістемелік құралы құрымында зертханалық жұмыстардың тақырыбы, мақсаты, теориялық негіздері, қолданатын үлгілер мен құжаттары, тапсырыстармен тәртібі және бақылау сұрақтар берілген.

Зертханалық жұмыстарды орындауға арналған «Механизмдер мен машиналар теориясы» пәнінен оқу-әдістемелік құралы 6В07103 – «Технологиялық машиналар мен жабдықтар» және 6В07105 – «Машина жасау» оқу бағдарламасы студенттеріне арналған.

ББК 34.4 я73

К15

А.Байтұрсынов атындағы Қостанай өңірлік университетінің оқу-әдістемелік кенесінде бекітілді және басылымға ұсынылды, 30.03.2022 ж. №2 хаттама

ISBN 978-601-356-134-9

© А. Байтұрсынов атындағы
Қостанай өңірлік университеті

Мазмұны

Кіріспе	4
Зертханалық жұмыс №1	
Механизмдердің құрылымдық талдау.....	5
Зертханалық жұмыс №2	
Жазықты иінтіректі механизмді графикалық әдіспен кинематикалық зерттеу.....	18
Зертханалық жұмыс №3	
Жазықты иінтіректі механизмді графоаналитикалық әдіспен кинематикалық зерттеу.....	26
Зертханалық жұмыс №4	
Айналшықты – тиекті механизмді аналитикалық зерттеу.....	35
Зертханалық жұмыс №5	
Иінтіректі механизмді жобалау (синтездеу).....	40
Зертханалық жұмыс №6	
Жазықты иінтіректі механизмнің күш талдауы.....	44
Зертханалық жұмыс №7	
Жұдырықталы механизмнің кинематикалық талдау.....	53
Зертханалық жұмыс №8	
Цилиндрлі тісті іліністі жобалау.....	62
Зертханалық жұмыс №9	
Иірімекті іліністі жобалау.....	68
Зертханалық жұмыс №10	
Жедел әрекетті доңғалақты машинаның дифференциалын кинематикалық зерттеу.....	75
Қолданылған әдебиеттер тізімі	81
Қосымшалар	82

Кіріспе

Механизмдер мен машиналар теориясы (ММТ) ғылым саласын білідіреді, машинаның геометриясының элементерін және де олардың нақтыланған қолдануына қарамастан кинематика мен динамика механизмін бірге құрылысы зерттеледі.

Механизмдер мен машиналар теориясы машина құрылысында ең негізгі пәнге жатады. Мұнда жалпы механизмдерді зерттеу және жобалау тәсілдері қарастырылады соның ішінде:

- құрылымын зерттеу, буындардың орнын және нүктелерінің траекторияларын, жылдамдық пен үдеулерін табу;
- буындарына әсер ететін әр түрлі күштерді табу, қозғалыс заңдарын, энергиялық балансын зерттеу;
- машинаның жүріс жылдамдығын реттеу, инерция күштерін теңестіру.

ММТ-да машина дегеніміз - адамның физикалық және ақыл-ой еңбегін жеңілдету, оның сапасы мен өнімділігін арттыру мақсатында материалдардың немесе еңбек объектілерінің немесе ақпараттың энергиясын, қасиеттерін, мөлшерін, пішінін немесе жағдайын өзгертуге байланысты механикалық қозғалыстарды жүзеге асыратын техникалық құрылғы.

Сонымен осы пәнде қарастырылған жалпы анализ және синтез жасау тәсілдері келесі арнаулы пәндердегі машина мен механизмдерді жобалауға жол ашады. Зертханалық жұмыстың негізгі міндеттері: механизмдердің құрылымын, кинематикасын және динамикасын талдау (анализ); механизмдер сұлбасын жобалау (синтез); тісті механизмдердің эвольвентасын құру және жобалау.

Бұл оқу-әдістемелік құралы механизмдер мен машиналар теориясы бойынша дәріс материалына қосымша және механизмдер құрылымын зертханалық жұмыстарды орындауға арналған нұсқаулық болып табылады.

Зертханалық жұмыс №1

Тақырып: Механизмдердің құрылымдық талдау

Жұмыс мақсаты: Механизмдердің түрін, мақсатын, қолданылу саласын анықтау, кинематикалық жұптар мен кинематикалық тізбектердің түрлерін, механизмдердің пайда болу принципін зерттеу. Қозғалыс дәрежесін анықтау және механизм құрылымының формуласын құру.

1 Теориялық негіздері

Механизмдердің структурасы деген - пәннің бөлімі, олардың құрылымын зерттеуге арналған. Денелердің системасы, бір не бірнеше дененің қозғалыстарын басқа денелердің керекті қозғалысына ауыстыруға арналған болса *механизм* деп атайды. Денелердің байланысқан, қосылған немесе түйіскен жерлері, өзара салыстырмалы қозғалысқа мүмкіндік беретін, *кинематикалық жұп* деп аталады. Кинематикалық жұп құратын денелер *буын* деп аталады. Буын бір не бірнеше қабат қатаң байланысқан денелерден құралуы мүмкін. Түйіскен буындардың беттері, сызықтары, нүктелері кинематикалық жұптардың *элементтері*.

Буындардың салыстырмалы қозғалыста еркіндік дәрежесі бірден беске дейін болады. Геометриялық сипаты бойынша жұптарды *жоғарғы* және *төменгіге* бөледі. *Төменгі* жұптарда буындар бетпен, ал *жоғарғы* жұптарда сызық не нүктемен жанасады.

Төменгі жұптардың түрлері (кесте 3): айналмалы (а, е), ілгерлемелі (б), бұрандалы (д), шарлы (ж.з). Жоғарғы жұптар бір бірімен жаңасқан қисық контурларға ұқсайды, мәселен тісті берілістердің тістерінің (в), жұдырықшалы (г) және басқа механизмдерде.

Кинематикалық жұптар буындардың салыстырмалы қозғалыстарына шектеу келтіреді, демек байланыс саны бесеуден аспайды, өйткені алтау болса дене қозғалмайтын *тірекке* айналады. Сондықтан байланыс санына сәйкес кинематикалық жұптарды бес класқа бөледі. Мәселен, 3-ші сурет бойынша белгі P_5 – бесінші класты бір қозғалмалы (айналмалы немесе ілгерлемелі) кинематикалық жұп (а,б,д); P_4 – 4-ші класты екі қозғалмалы (в,г,е,ж), P_3 – 3-ші класты үш қозғалмалы (з).

Бір бірімен кинематикалық жұп арқылы байланысқан буындар жүйесін *кинематикалық тізбек* деп атайды. Олар кинематикалық жұптарша *жазықты* және *кеңістікті* болады. Жазықты егер буындардың нүктелерінің тракториялары бір-біріне параллелді жазықтықтарда жатса, ал қиылысса онда кеңістіктегіге жатады. Тізбектер *ашық* және *жабық*, *қарапайым* және *күрделі* түрлерге бөлінеді.

Жабық кинематикалық тізбектен механизм құрылады, құрамына қозғалмайтын буын-тірек, жетекші буын (буындар) және жетектегі буындар кіреді. Жетекші деген - ол алдын ала белгіленген заңмен қозғалатын буын.

Механизмде ол қозғалыс жетектегі буынның (буындардың) қажетті қозғалыстарына өзгертіледі.

Механизмнің қозғалыс дәрежесі қажетті жетекші буындар санын сипаттайды және төменгі теңдеулермен есептеледі:

- кеңістіктегі механизмнің Малышев формуласы

$$W=6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1 \quad (1)$$

- жазықты механизмнің Чебышев формуласы

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

- сыналы механизмнің

$$W=2n-P_5 \quad (3)$$

мұнда: n -қозғалмалы буындар саны;

P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – кинематикалық жұптар саны кластарына сәйкес.

2 Механизмдер құрылу принципі

Ассур Л.В. талдауы бойынша кез келген механизмнің құрылу принципі қозғалыс дәрежелері нөлге тең тізбектерді бос кинематикалық жұптарымен алдымен жетекші буынмен және тірекпен қосады, содан кейін басқа буындармен және тірекпен.

Кинематикалық тізбектер қозғалыс дәрежелері нөлге тең (егер бос жұптары тірекпен байланысса) *Ассур топтары* деп аталады. Олар статикалық шешілімді системаға жатады, өйткені ондай системаларды шешу үшін Даламбер принциптерін қолдануға болады, демек, системаға әсер өткен күштер не моменттер қосындысы нөлге теңеледі, яғни $\sum P_i=0, \sum M_i=0$.

Механизмдерді құрылымдық талдау. Механизмдерді құрылымдық талдау олардың құрылымдық ерекшеліктері бойынша да, құрылымдық принциптері бойынша да бөлінуін қарастырады.

Бұл тәсіл ұтымды, механизмнің қалыптасуымен, оның құрылымымен, кинематикалық және күштік талдау әдістерімен тығыз байланысты. Ол кинематикалық тізбектерді (құрылымдық топтар түрінде) бастапқы механизмге төсеу (қосу) арқылы механизмді құру принципіне негізделген. Сондықтан кез-келген механизмді құрылымдық топтар немесе Ассур топтары деп аталатын еркіндік дәрежелерінің саны $W = 0$ болатын соңғы кинематикалық тізбектерге оңай қосылу арқылы алуға болады.

Сонымен Ассур тобына жататын жазықты тізбектер келесі шартты орындайды:

$$W=3n-2P_5-P_4=0 \quad (4)$$

Егер $P_4=0$ болса, онда (4)-ші теңдеу түрі

$$W=3n-2P_5=0 \quad (5)$$

демек $3n=2P_5 \quad (5a)$

Яғни осы шарт орындалады, егер:

$$n=2, 4, 6\dots, \text{ ал } P_5=3,6,9$$

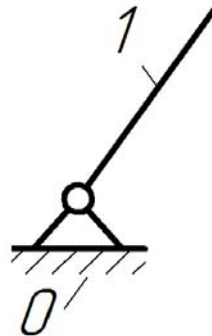
Осы жағдай Ассур тобын топтастыруға ыңғай береді (1-ші кесте).

Кесте 1 – Ассур топтастарының классификациясы

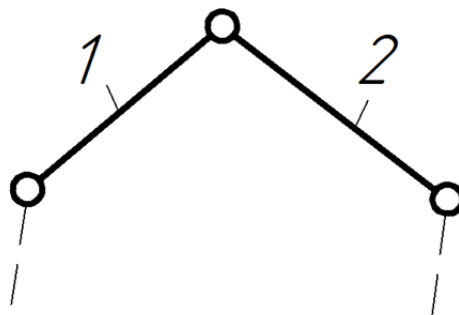
Ассур тобының класы		I	II	III	IV	V	VI	VII
Қозғалмалы буындар саны	n	1	2	4	6	8	10	12
5 – ші класты кинематикалық жұптар саны	P_5	1	3	6	9	12	15	18

Жетекші буынмен тіректі шартша 1-ші класқа жаттырады. Ассур топтарының түрлері 2-ші кестеде келтірілген.

Механизм класы ең жоғары топ класымен анықталады, кіретін механизм (сурет 1 және 2).



Сурет 1 – 1 буын, 1 кинематикалық жұп (буындардың бастапқы тобы):
 $n=1, P_5=1, I$ класс



Сурет 2 – 2 буын, 3 кинематикалық жұп:
 $n=2, P_5=3, II$ класс

Жоғары кинематикалық жұптарды ауыстыру. Жазық механизмдерде төменгі кинематикалық жұптардан басқа, жоғары класты кинематикалық жұптар кездеседі. Механизмге құрылымдық талдау жүргізу үшін (оны Ассур топтарына бөлу және механизм класын анықтау) жоғары кинематикалық жұптарды төменгі кинематикалық жұптарға ауыстыру қажет. Бұл жағдайда бастапқы механизм негізгі деп аталады, ал ауыстырудан кейінгі механизм алмастырушы деп аталады.

Жазық тетіктердің Ассур топтарына бөлу 5-класты жұптармен жүргізіледі. Жоғары жұптары бар механизмдер үшін біз 5-ші класты жұптары бар балама механизмдерді іздейміз, ал 4-ші класты жұпты қосымша бұынға және 5-ші класты жұпқа ауыстырамыз (кесте 4).

1. Ауыстыру принциптері (негізгі және ауыстырылатын механизмдердің эквиваленттілігі):

- негізгі және ауыстыратын бұындардың лездік қозғалысының кинематикасы бірдей болуы тиіс.

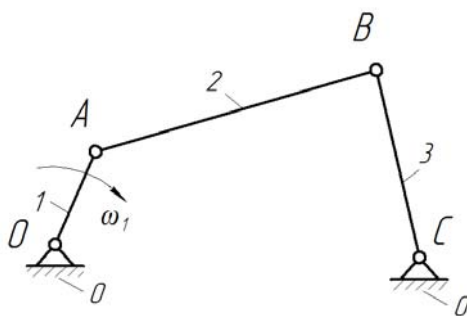
2. Ауыстыру реттілігі:

- жоғары жұптың (екі профильдің) байланыс нүктесінде біз қалыпты өткіземіз және осы профильдердің қисықтық орталықтарын іздейміз;

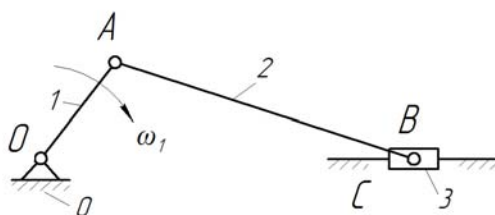
- қисықтық орталықтарына топсаға салып, қосымша сілтемемен қосамыз;

- топсалардың өздері негізгі байланыстарға орналастырылады.

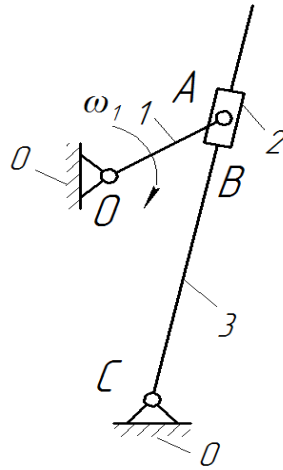
Механизм құрылымын теңдеу арқылы сипаттауға болады. Ол үшін берілген кинематикалық сұлбадан алдымен ең соңғы қосылған II-ші класты Ассур тобы ізделеді, содан кейін басқалары жетекші бұынға дейін. Егер II-ші класты болмаса III-ші кластысын шығарады т.с.с. Мысал ретінде қарапайым механизмдерді қарастырайық.



Сурет 3 – Айналшақты – күйентелі механизм



Сурет 4 – Айналшақты-тиекті механизм



Сурет 5 – Кулисалы механизм

Механизмдердің қозғалыс дәрежесі сурет 3-5 осыған тең болады:

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

$$\text{мұнда } n = 3 \quad P_5 = 4 \quad P_4 = 0$$


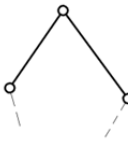
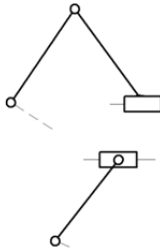
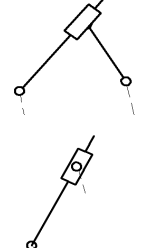
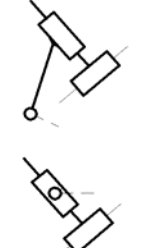
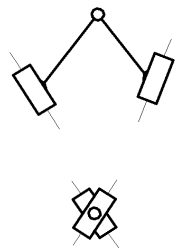
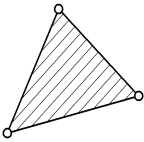
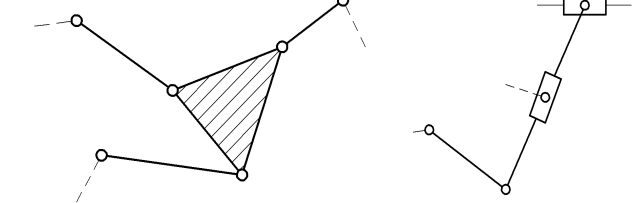
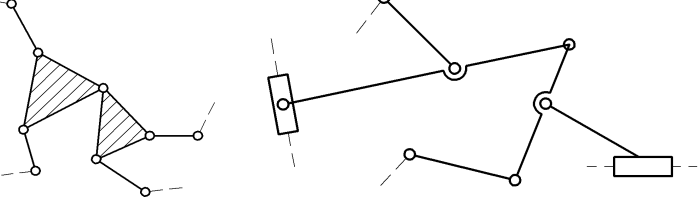
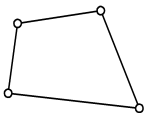
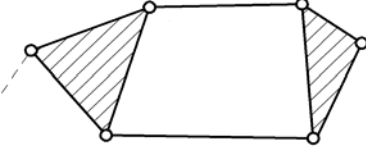
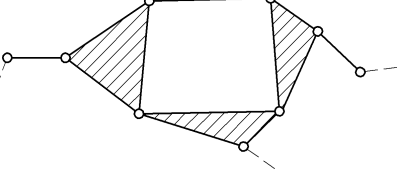
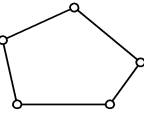
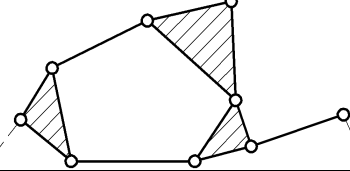
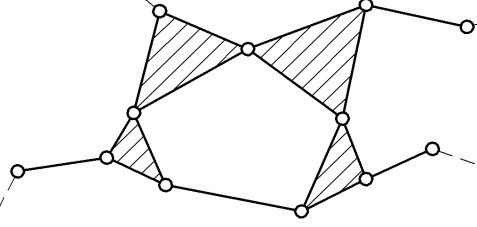
$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

Механизмдердің құрылым теңдеуі:

$$I (0,1) \rightarrow II (2,3) \text{ механизмдер } II \text{-ші класты.}$$

Жалпы механизмнің класы қосылған ең жоғарғы класты Ассур тобымен белгіленеді. Егерде механизмде 4-ші класты (P_4) жұбы болса, онда теңдеуін құру үшін жоғарғы кинематикалық жұпты төменгімен ауыстыру қажет. Оның әдістері 4-ші кестеде көрсетілген.

Кесте 2 – Ассур топтарының сұлбасы

Класы	Нышаны	Ассур топтарының сұлбалары					Реті
II							2
		1	2	3	4	5	
		Топтар түрі					
III	 <p data-bbox="247 913 391 1025">Үш жұпмен қосылатын буын</p>						3
							4
IV	 <p data-bbox="247 1346 391 1480">Төрт буынды жабық кескін</p>						2
							3
V	 <p data-bbox="247 1742 391 1854">Бес буынды жабық кескін</p>						3
							4

3 Қолданатын үлгілер және есептер

1. Механизмдердің үлгілері:

- а) іштен тұтанатын қозғалтқыш;
- б) V-тәрізді қозғалтқыш;
- в) конвейер;
- г) жонғыш станок;
- д) сабан нығыздағыш.

2. Шешуге арналған есептер осы зертханалық жұмыстың соңғы бетінде

4 Жұмысты орындау тәртібі

1. Кинематикалық жұптардың түрлерін, белгілеулерін және классификациясын оқып игеру (кесте 2).

2. Жоғарғы кинематикалық жұптарды төменгіге ауыстыруды үйрену (кесте 4).

3. Үлгілердің кинематикалық сұлбаларын құру, буындарын атап белгілеу және қалай жұмыс істейтіндерін сипаттау.

4. Төменде келтірілген барлық механизмдер сұлбаларына қозғалыс дәрежесін есептеңіз, құрылымдық талдау жасаңыз, механизм класын анықтаңыз.

5.Бақылау сұрақтар

1. Кинематикалық жұп деген не, олардың түрлері, классификациясы?

2. Кинематикалық тізбек деген не, олардың түрлері?

3. Жоғарғы кинематикалық жұптар төменгіге қалай ауыстырылады?

4. Механизм деген не, тізбектік еркіндік және механизмнің қозғалыс дәрежесі қалай есептеледі?

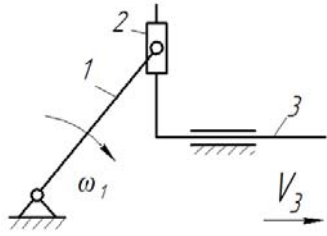
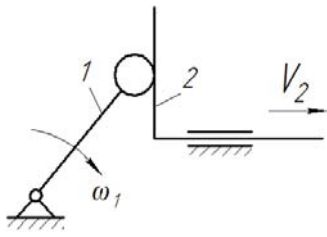
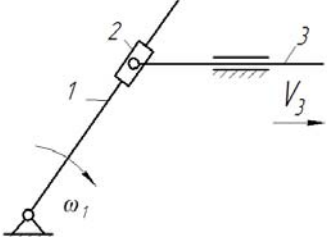
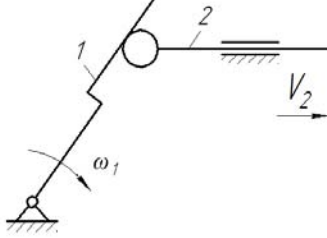
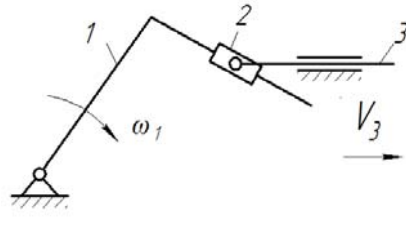
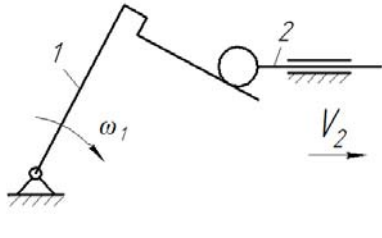
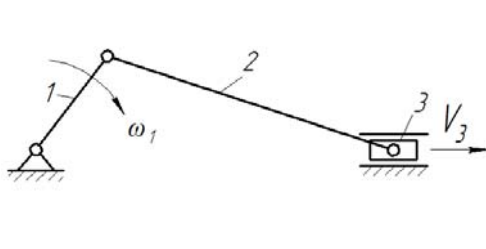
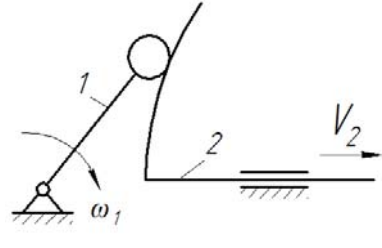
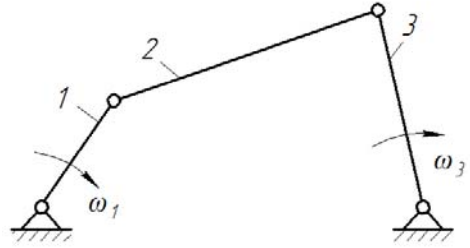
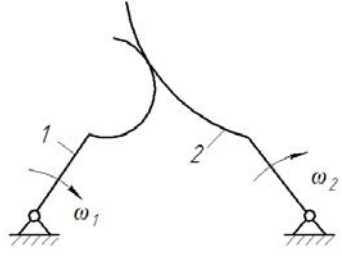
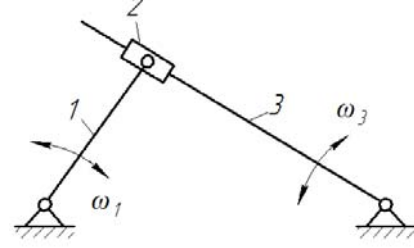
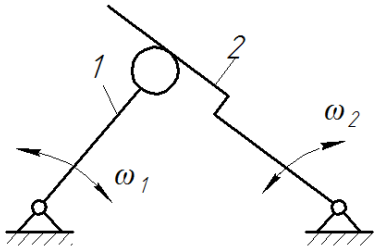
5. Ассур топтары, түрлері және классификациясы.

6. Механизмнің құрылымы, және класы.

Кесте 3 – Кинематикалық жұптардың топтастары

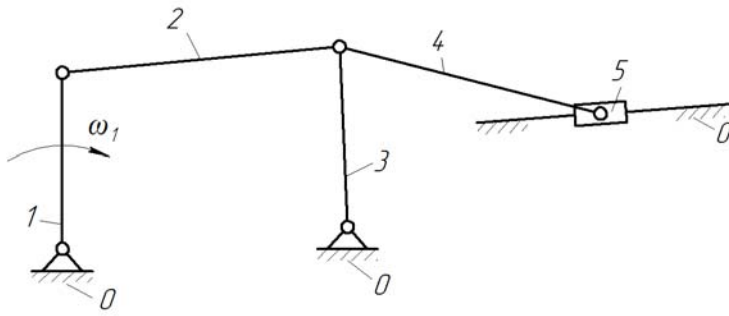
Жұп классы	саны	Еркіндік дәре- жесі	Жазықтық қозғалыстағы кинематикалық жұптар	Жұп классы	саны	Еркіндік дәре- жесі	Жазықтық қозғалыстағы кинематикалық жұптар
5	5	1		5	5	1	
5	5	1		4	4	2	
4	4	2		4	4	2	
4	4	2		3	3	3	

Кесте 4 – Жоғарғы жұптарды төменгіме аустыру мысалдары

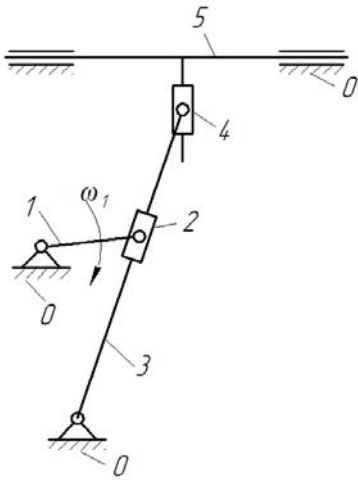
Механизмдер	Төменгі жұптардың механизмдер сұлбасы	Жоғарғы жұптардың эквивалентты механизмдер сұлбасы
Синусты	 <p>A diagram showing a crank (1) pivoted at the bottom left, connected to a slider (2) that moves vertically. The slider is connected to a horizontal guide (3) that moves horizontally. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_3 is shown for the guide.</p>	 <p>An equivalent mechanism where the slider (2) is replaced by a roller (2) in contact with the horizontal guide (3). The crank (1) is pivoted at the bottom left. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_2 is shown for the guide.</p>
Тангенсті	 <p>A diagram showing a crank (1) pivoted at the bottom left, connected to a slider (2) that moves vertically. The slider is connected to a horizontal guide (3) that moves horizontally. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_3 is shown for the guide.</p>	 <p>An equivalent mechanism where the slider (2) is replaced by a roller (2) in contact with the horizontal guide (3). The crank (1) is pivoted at the bottom left. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_2 is shown for the guide.</p>
Секансты	 <p>A diagram showing a crank (1) pivoted at the bottom left, connected to a slider (2) that moves vertically. The slider is connected to a horizontal guide (3) that moves horizontally. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_3 is shown for the guide.</p>	 <p>An equivalent mechanism where the slider (2) is replaced by a roller (2) in contact with the horizontal guide (3). The crank (1) is pivoted at the bottom left. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_2 is shown for the guide.</p>
Айналшақты-тиекті	 <p>A diagram showing a crank (1) pivoted at the bottom left, connected to a slider (2) that moves vertically. The slider is connected to a horizontal guide (3) that moves horizontally. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_3 is shown for the guide.</p>	 <p>An equivalent mechanism where the slider (2) is replaced by a roller (2) in contact with the horizontal guide (3). The crank (1) is pivoted at the bottom left. Angular velocity ω_1 is shown for the crank, and linear velocity V_2 is shown for the guide.</p>
Топсалы төрт буын	 <p>A diagram showing a four-bar linkage with joints at the bottom left and bottom right. The crank (1) has angular velocity ω_1, and the output link (3) has angular velocity ω_3.</p>	 <p>An equivalent mechanism where the joint between links 1 and 2 is replaced by a roller (2) in contact with a curved guide. The crank (1) has angular velocity ω_1, and the output link (2) has angular velocity ω_2.</p>
Кулисты	 <p>A diagram showing a crank (1) pivoted at the bottom left, connected to a slider (2) that moves vertically. The slider is connected to a crank (3) pivoted at the bottom right. Angular velocity ω_1 is shown for the first crank, and ω_3 is shown for the second crank.</p>	 <p>An equivalent mechanism where the slider (2) is replaced by a roller (2) in contact with a guide. The crank (1) has angular velocity ω_1, and the output crank (2) has angular velocity ω_2.</p>

Шығаруға арналған есептер:

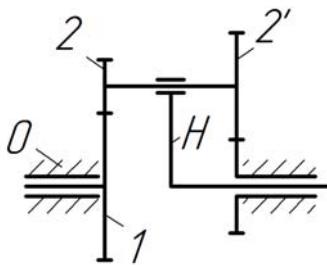
1. Конвейер механизмі



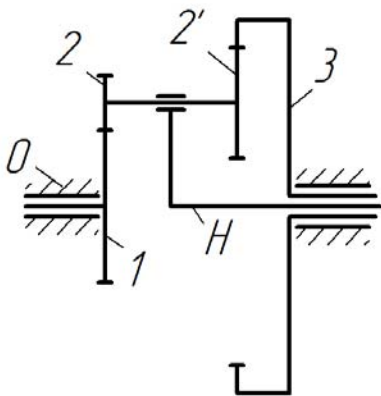
2. Жонғыш станостың механизмі.



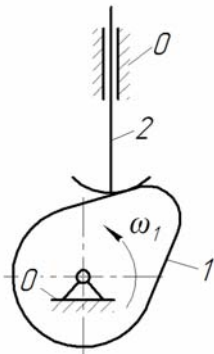
3. Планетарлы механизм.



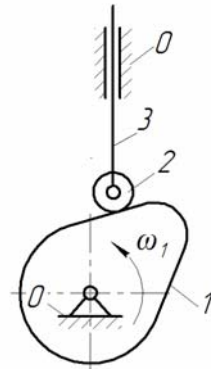
4. Дифференциалды механизм.



5. Жұдырықшалы механизмдер

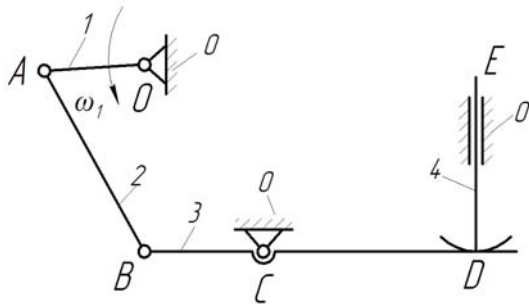


a)

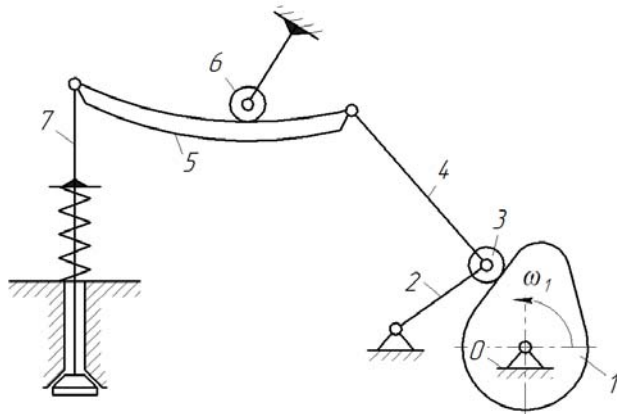


б)

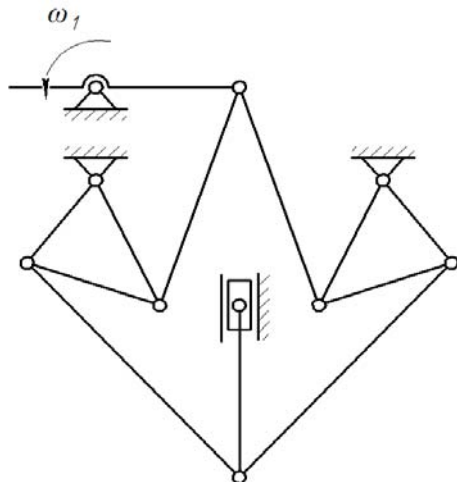
6. Қапқаты жылжытатын механизм.



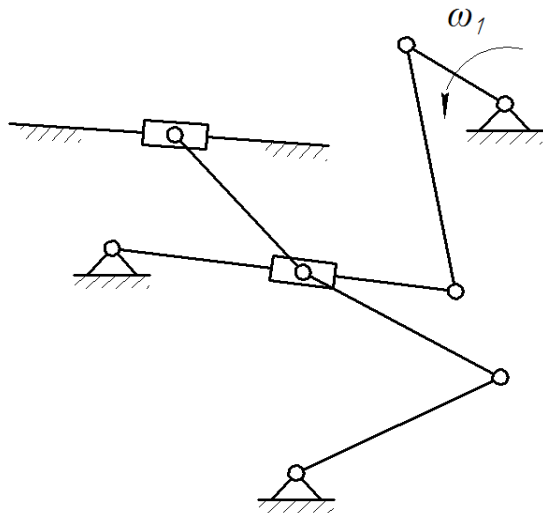
7. Қапқаты жылжытатын механизм.



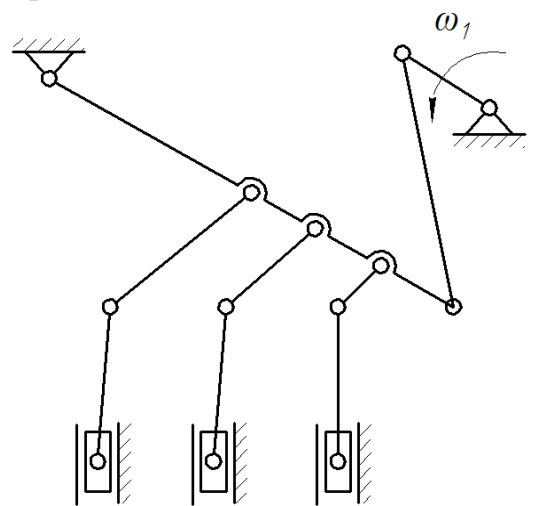
8. Қысқыш механизм.



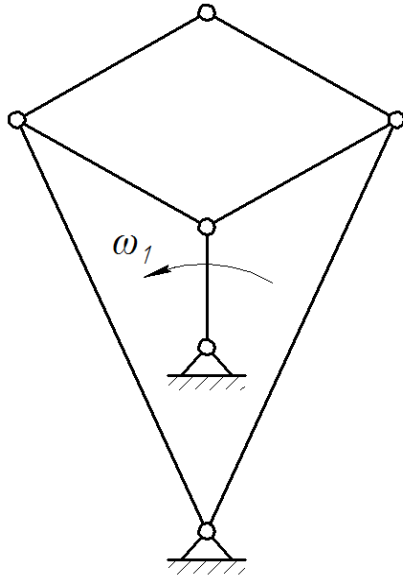
9. Итергіш механизмі



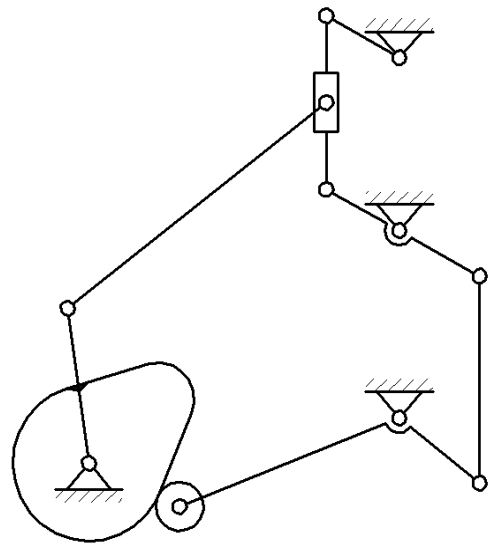
10. Сорғыш станция механизмі



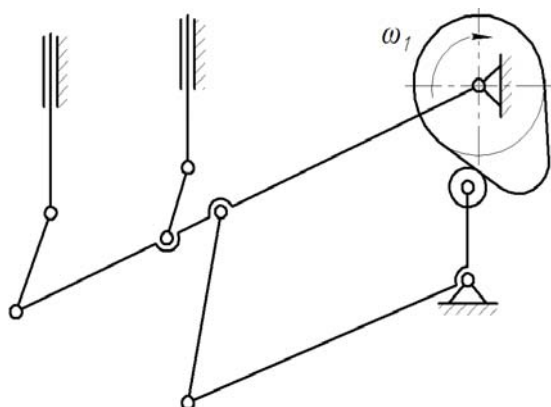
11. Тегістеу механизмі



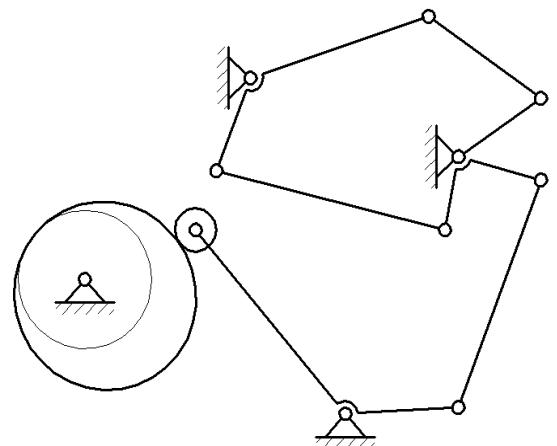
12. Араластыру механизмі



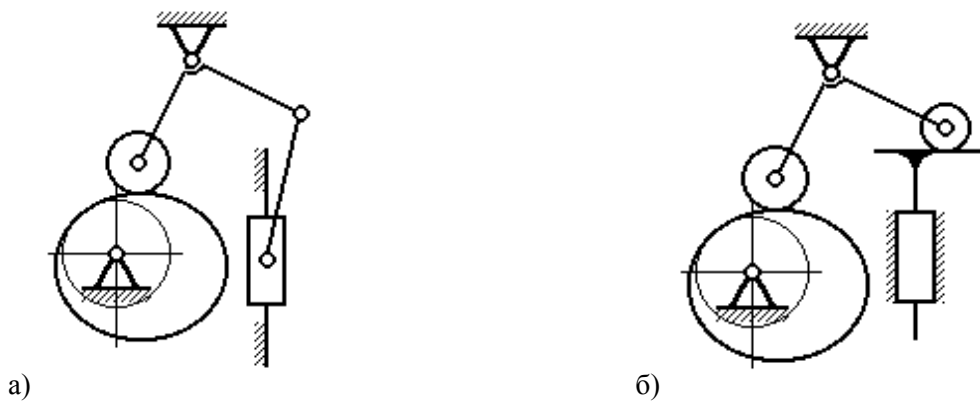
13. Сорғыш механизмі



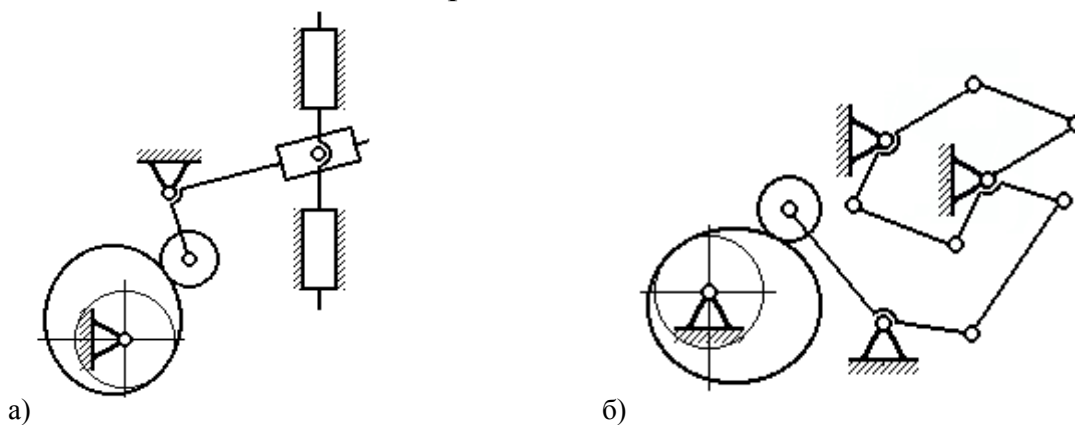
14. Кескіш механизмі



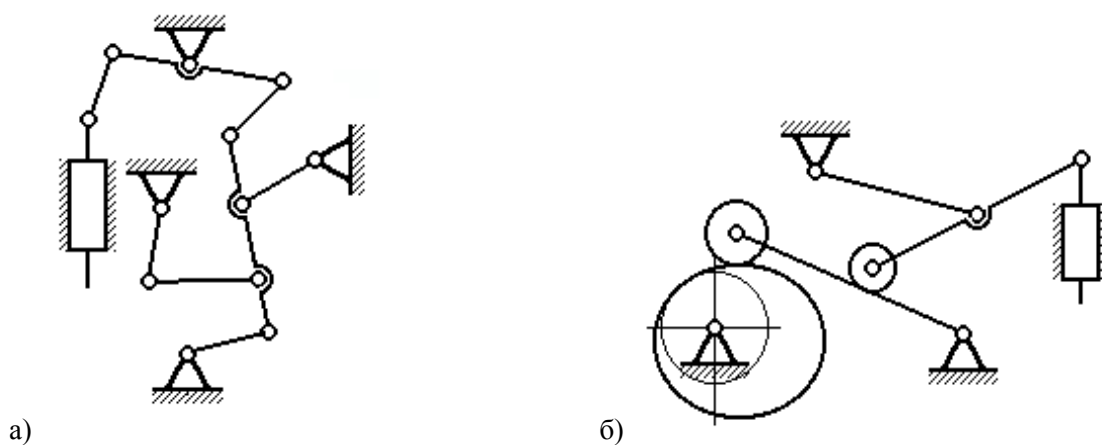
15. Жұдырықшалы итергіші



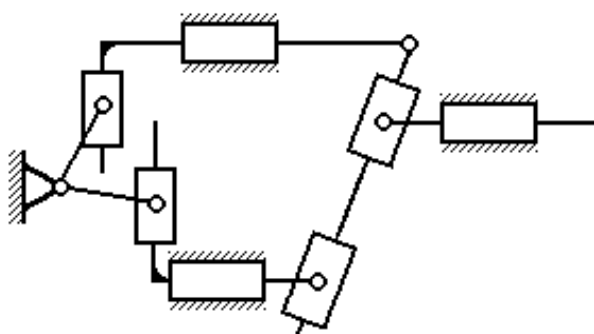
16. Итергіш механизмі



17. Сорғыш станциясы



18. Күрделі механизмі



Зертханалық жұмыс №2

Тақырып: Жазықты иінтіректі механизмді графикалық әдіспен кинематикалық зерттеу

Жұмыс мақсаты: механизмдердің кинематикалық анализін графикалық әдіспен зерттеуге жаттығу.

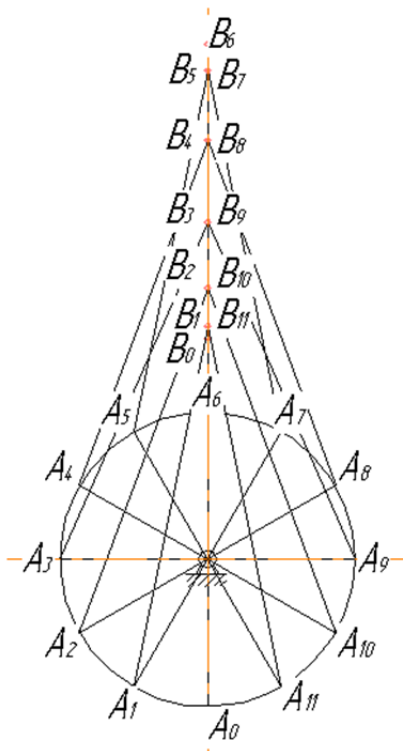
1 Жазықты механизмдердің жалпы кинематикалық анализдеу негіздері

Механизмдердің жетектегі жұмыс атқаратын звеносының қозғалыс заңдарын жетекші звеноның орындарына байланысты жақсы көрсететін графикалық диаграммалар:

- қозғалыстың $s = f(\varphi)$
- жылдамдықтың $V = f(\varphi)$
- үдеудің $a = f(\varphi)$,

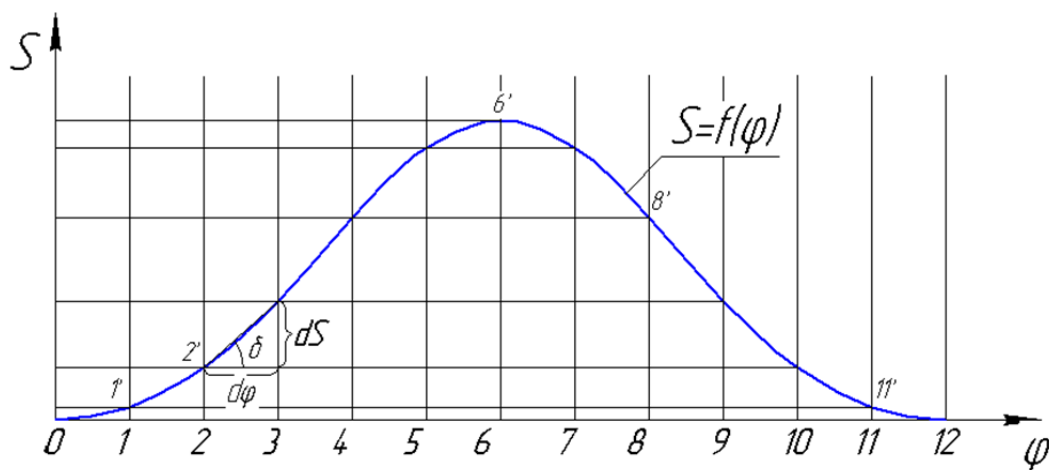
мұнда φ – жетекші буының бұрыштық орны

Айналшақты - тиекті механизмнің 3-ші тиегінің (В нүктесінің) қозғалыс диаграммасын $s = f(\varphi)$ салуын қарастырайық (сурет 6). Мұнда механизмнің сұлбасы μ_l масштабымен салынған, берілген буындардың мөлшерлері бойынша (l_{OA} , l_{AB}) және осі у-у айналшақтың айналу өсінен өтетін жағдайда, демек эксцентриситеті $e=0$.



Сурет 6 – Механизмнің тиегінің қозғалыс диаграммасын салуға қолданған сұлбасы

Алдымен айналшақтың A_0 және оған сәйкес тиектің ең төменгі орнын B_0 деп белгілейік. Осыдан айналшақтың бір айналымын әр 30° сайын A_i нүктелеріне сәйкес тиектің B_i нүктелерін у-у осі бойынша белгілейміз. Сонда B_0 B_6 тиектің қозғалыс қарқыны S_{max} болады. Әр қозғалыс S_i мөлшерін айналшақтың A_i орындарына сәйкес абцисса бойынша алынған ординаталарын белгілейміз циркульді қолданып (сурет 7).



Сурет 7 – Қозғалыс диаграмманы құру

Табылған нүктелерді $(0, 1', 2', \dots, 11', 12)$ қалыпты қисықпен қосамыз, сонда $S_B = f(\varphi)$ байланысы шығады.

Қозғалыс масштабы $\mu_s = \mu_l$, өзара сұлбаны салу масштабы:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{|l_{OA}|} \left(\frac{m}{mm} \right), \quad (6)$$

мұнда: l_{OA} - айналшақтың ұзындығы, м (тапсырма бойынша)

$|l_{OA}|$ - айналшақтың сызбада алынған ұзындығы, 20...40 мм.

Ал шатун буынның сызбада сызылатын ұзындығы осы формула арқылы шешіледі:

$$|l_{AB}| = \frac{l_{AB}}{\mu_l} (mm) \quad (7)$$

мұнда: l_{AB} шатун ұзындығы, м;

Айналшақтың бұрылу бұрышының масштабы абцисса бойынша

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{|2\pi|} \left(\frac{1}{mm} \right) \quad (8)$$

мұнда $|2\pi|$ – айналшақтың A_i нүктелерінің 12 орындарына сәйкес абцисса өсінің ұзындығы, мм.

2 Графикалық дифференциалдау

V нүктенің қозғалысының бірінші туындысы уақыт не айналшақтың бұрыштық қозғалысы φ бойынша жылдамдық болады, демек:

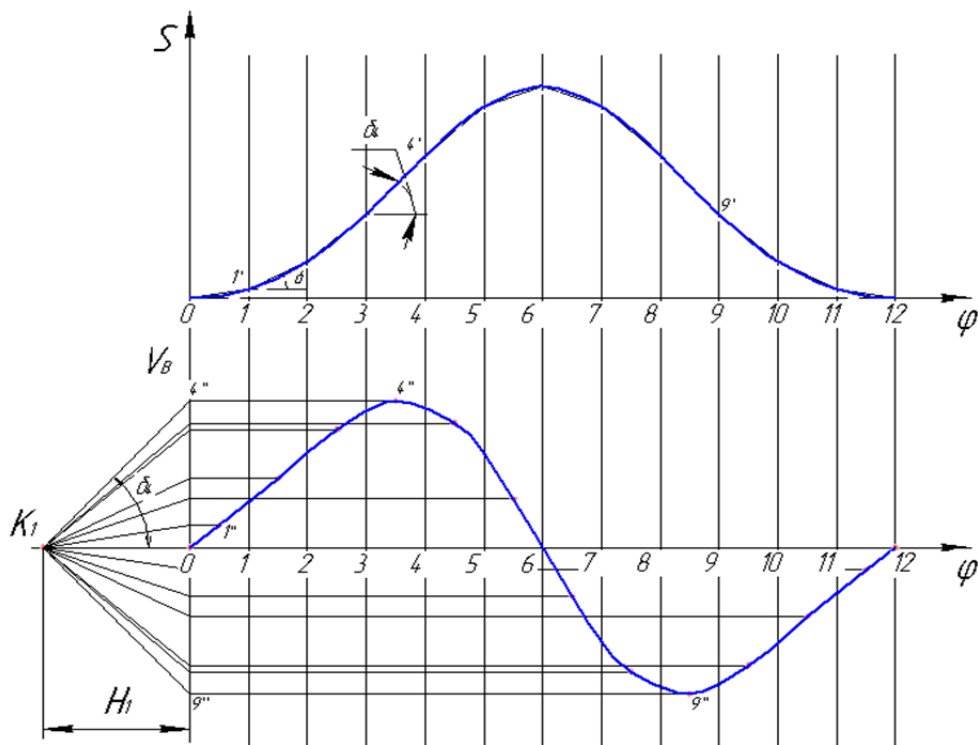
$$V_B = \frac{ds}{dt} = \frac{ds_i}{d\varphi_i} \cdot \omega_1 = \frac{\mu_s |ds_i|}{\mu_\varphi |d\varphi_i|} \cdot \omega_1 = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi} \operatorname{tg} \delta_i \omega_1 \quad (9)$$

мұнда: δ - элементарлық $d\varphi$ бөлшегінен өтетін сызыққа жанаманың немесе хорданың көлбеу бұрышы (8-ші сурет);

$|ds_i|, |d\varphi_i|$ - қозғалыспен бұрыштың модульдері, мм.

Сонымен **V** нүктенің қозғалыс жылдамдығы δ бұрышына пропорционалды, яғни $\operatorname{tg} \delta$. Осы 1-ші теңдеу графикалық дифференциалдаудың негізіне жатады. Жанана орнына хорданы әр абцисса бөлшектерінде өткізу жеңіл, сондықтан осы әдісті қолданайық.

Ол үшін $S_B = f(\varphi)$ графигінен төмен жаңа координат өстерін өткізейік, онда ордината бойынша жылдамдықты белгілейік, ал абциссада φ бұрышы айналшақтың A_i нүктелеріне сәйкес (сурет 8). Абциссаны сол жаққа созып K_1 нүктесін белгілейік (оны полюс деп атайды, ал H_1 – полюстік қашықтық 20...30 мм).



Сурет 8 – Графикалық дифференциалдау әдісі

Қозғалыс $S_B = f(\varphi)$ графигінде нүктелерді 0 және $1'$ хордамен қосайық. Енді K_I нүктесінен оған параллельді, демек δ_I бұрышымен, сызық өткіземіз. Ординатамен қыйылысқан $1''$ нүктеден горизонталь, ал абциссаның 0-1 бөлшегінің ортасына вертикаль өткіземіз. Олар қыйылысқан нүкте $1'''$, демек ординатаның мөлшері Z_1 жылдамдықты көрсетеді, яғни $OK_I 1'''$ үшбұрыштан:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{O1'''}{OK} = \frac{z_1}{H}$$

осыны 9-ші теңдеуге қойсақ шығады:

$$V_B = \frac{\mu_s z_1}{\mu_\varphi H} \omega_1, \quad (9)$$

Параметрлер $\mu_s, \mu_\varphi, \omega_1$ және H тұрақты болғандықтан, қатынасамыз:

$$\mu_v = \frac{\mu_s \omega_1}{\mu_\varphi H}, \quad (10)$$

демек жылдамдық масштабы, сонымен,

$$V_B = \mu_v \cdot z_1.$$

Осылайша барлық абцисса бөлшектерінде (1-2, 2-3.....11-12) Z_i мәндерін табамыз, демек:

$$V_{Bi} = \mu_v \cdot z_{vi} \quad (11)$$

Табылған нүктелерді қалыпты қисықпен қосып жылдамдық графигін құрамыз $V_B = f(\varphi)$ (сурет 9)

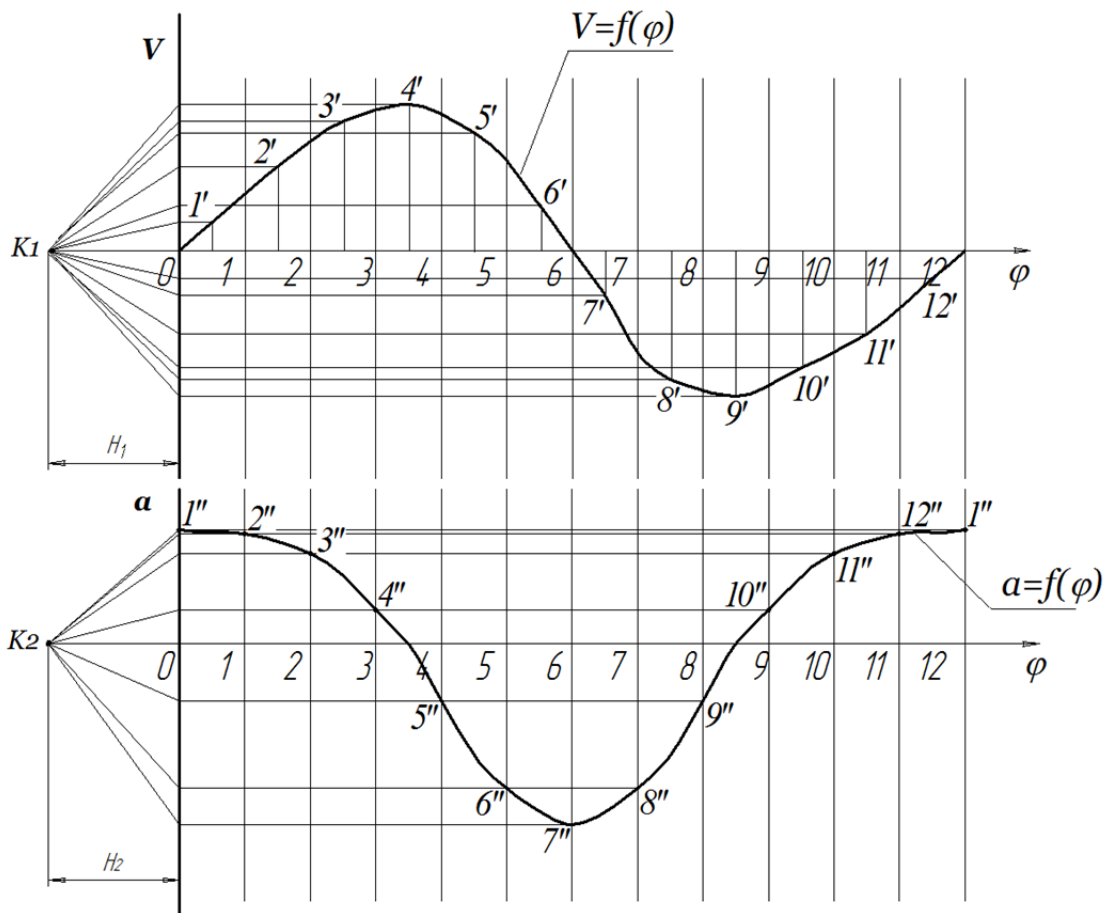
Осы графиктен төмен хорда өткізу тәсілін қолданып үдеу графигін құрамыз $a_v = f(\varphi)$, мұнда үдеу масштабы:

$$\mu_a = \frac{\mu_v \omega_1}{\mu_\varphi H}, \quad (12)$$

ал үдеу:

$$a_{vi} = \mu_a \cdot |z_{ai}| \quad (13)$$

Полүстік қашықтық H мөлшері молайған сайын масштабтар μ_v және μ_a мөлшерлері азаяды, ал жылдамдық (үдеудің) ординаталары көбейеді. Сондықтан H мөлшерін аларда өткізетін хорданың тікелігін ескеру қажет. Әдетте оның мөлшері $H=20...40$ мм алынады.



Сурет 9 – Дифференциалдау әдісі бойынша жылдамдық және үдеу графигі

Жылдамдықтың графигі қозғалыстың дифференциалды қисығы және керісінше қозғалыс графигі жылдамдықтың интегралды қисығы. Осыдан, егер жылдамдық (үдеудің) графигі белгілі болса, одан графикті әдіспен интегралдап қозғалыс (жылдамдық) заңын шығаруға болады. Ордината бойынша масштабтары төменгі теңдеулермен табылады.

КОЗҒАЛЫСТЫҢ:
$$\mu_s = \frac{\mu_v \cdot \mu_\phi \cdot H}{\omega_1}, \quad (14)$$

ЖЫЛДАМДЫҚТЫҢ:
$$\mu_v = \frac{\mu_a \cdot \mu_\phi \cdot H}{\omega_1} \quad (15)$$

Тиек жүрісін анықтаймыз, м:

$$S_i = |z_{s_i}| \cdot \mu_s \quad (16)$$

мұнда $|z_{s_i}|$ графика ординат өсі бойынша өлшемі $s_B = f(\phi)$, мм.

Салынған графиктердің дұрыстығын тексеру үшін математикадан белгілі болжамдарды ескеру қажет, мәселен:

а) қозғалыс заңының S_{max} және S_{min} ординаталарына сәйкес нүктелердің жылдамдық мәндері нөлге тең болады;

б) қозғалыс графигінің қисықтық бағыты өзгеруі жылдамдықтың V_{max} және V_{min} ординаталарына сәйкес келеді.

$S_B = ?$	$\mu_s = \mu$	$S_{ei} = \mu_s \cdot z_{si} $
	$S_{e0,12} = \mu_s \cdot 0 = 0 \text{ мм}$	$S_{e6} =$
	$S_{e1} =$	$S_{e7} =$
	$S_{e2} =$	$S_{e8} =$
	$S_{e3} =$	$S_{e9} =$
	$S_{e4} =$	$S_{e10} =$
	$S_{e5} =$	$S_{e11} =$
		$S_{e12} =$
$V_B = ?$	$\mu_v = \frac{\mu_s \omega_1}{\mu_\varphi H}$	$V_{ei} = \mu_v \cdot z_{vi} $
	$V_{e0,12} = \mu_v \cdot \dots = \dots \text{ м/с}$	$V_{e6} =$
	$V_{e1} =$	$V_{e7} =$
	$V_{e2} =$	$V_{e8} =$
	$V_{e3} =$	$V_{e9} =$
	$V_{e4} =$	$V_{e10} =$
	$V_{e5} =$	$V_{e11} =$
		$V_{e12} =$
$a_B = ?$	$\mu_a = \frac{\mu_v \omega_1}{\mu_\varphi H}$	$a_{ei} = \mu_a \cdot z_{ai} $
	$a_{e0,12} = \mu_a \cdot 0 = 0 \text{ м/с}^2$	$a_{e6} =$
	$a_{e1} =$	$a_{e7} =$
	$a_{e2} =$	$a_{e8} =$
	$a_{e3} =$	$a_{e9} =$
	$a_{e4} =$	$a_{e10} =$
	$a_{e5} =$	$a_{e11} =$
		$a_{e12} =$

Осыдан шыққан мәндерді 5-ші кестеге толтыр.

3 Зертханалық құжаттар және құралдар

1. Механизмдердің үлгілері: қашау станоктың, теңселмелі конвейердің, тереңнен тартатын сорғыштың 2 түрі, ішінен тұтанатын қозғалғыш.

2. Миллиметрлі қағаз, сызғыш, бұрышты сызғыш, циркуль, қарандаш, калькулятор.

4 Жұмысты орындау тәртібі

1. Үлгілермен танысып, механизмдердің жұмыс істеу принциптерін талдаңдар.

2. Бір үлгіні таңдап алып, өлшеп оның кинематикалық сұлбасын салыңдар (масштабын белгілеп), кесте 3.

3. Тиектің қозғалыс S_i мәндерін кестеге келтіріп және диаграммасын құрыңдар.

4. Графикалық әдіспен дифференциалдап жылдамдық графигін $V = f(\varphi)$ және үдеу графигін $a=f(\varphi)$ құрыңдар.

5. Айналшақтың айналу жиілігін (n_1) белгілеп, тиектің жылдамдық және үдеу мәндерін 5-ші кестеге келтіріңдер.

6. Өзіндік жұмысты орындау үшін шарттар 6-ші кестеде берілген.

Орындалған жұмыстың шешімдерін осы 5-ші кестеге тиектің қозғалысы, жылдамдығы және үдеу мәндері толтыру керек.

Кесте 5 – Табылған мәндер

A(·) орындары	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Тиектің қозғалысы, S_B , м													
Жылдамдығы, V_B , м/с													
Тиектің үдеуі, a_B , м/с ²													

Орындалған жұмысқа есеп жасаңдар.

5. Бақылау сұрақтар

1. Механизмдер кинематикасында қандай мәселелер қаралады?
2. Жетектегі буындардың шеткі орындары қалай табылады?
3. Тиектің жүрісі деген не?
4. Тиектің қозғалыс диаграммасы қалай құрылады?
5. Тиектің жылдамдық және үдеу заңдары графигті әдіспен $V=f(\varphi)$ және $a=f(\varphi)$ қалай құрылады?

Кесте 6 – Тапсырманы орындау нұсқауларының өлшемдері

Нұсқалар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Айналшақ $l_{OA}; м$	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29
Шатун $l_{AB}; м$	0,36	0,48	0,49	0,55	0,76	0,62	0,55	0,71	0,82	0,88
Айналшақтың жылдамдық бұрышы $\omega, с^{-1}$.	88	74	85	94	120	142	154	168	174	94
Нұсқалар	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Айналшақ $l_{OA}; м$	0,31	0,41	0,51	0,61	0,71	0,32	0,42	0,52	0,62	0,72
Шатун $l_{AB}; м$	0,72	0,92	1,26	1,46	1,55	1,02	1,08	1,32	1,39	1,88
Айналшақтың жылдамдық бұрышы: $\omega, с^{-1}$.	11	24	35	410	241	357	364	209	144	199
Нұсқалар	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Айналшақ $l_{OA}; м$	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,57
Шатун $l_{AB}; м$	0,88	0,88	0,94	0,95	0,96	0,94	0,98	1,07	1,41	1,42
Айналшақтың жылдамдық бұрышы: $\omega, с^{-1}$.	64	84	95	74	81	121	145	164	194	241
Нұсқалар	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Айналшақ $l_{OA}; м$	0,15	0,19	0,21	0,25	0,27	0,18	0,20	0,24	0,26	0,28
Шатун $l_{AB}; м$	0,4	0,41	0,58	0,58	0,58	0,66	0,64	0,65	0,68	0,74
Айналшақтың жылдамдық бұрышы: $\omega, с^{-1}$.	201	241	315	104	99	84	162	48	77	124
Нұсқалар	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Айналшақ $l_{OA}; м$	0,32	0,34	0,38	0,42	0,43	0,11	0,12	0,16	0,17	0,55
Шатун $l_{AB}; м$	0,77	0,79	0,82	0,85	0,99	0,95	0,45	0,66	0,54	1,35
Айналшақтың жылдамдық бұрышы: $\omega, с^{-1}$.	147	258	369	123	456	324	156	159	157	138

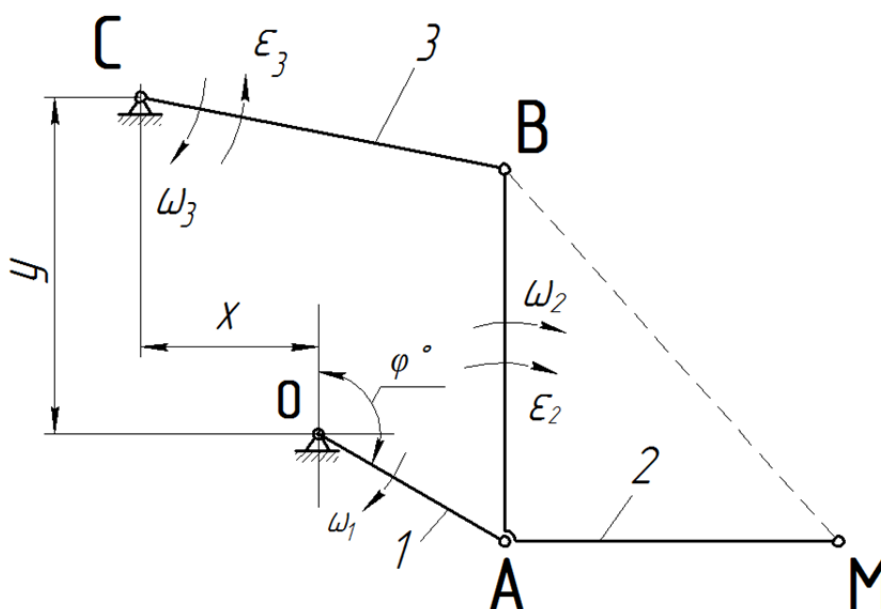
Зертханалық жұмыс №3

Тақырып: Жазықты иінтректі механизмді графоаналитикалық әдіспен кинематикалық зерттеу

Жұмыс мақсаты: Графоаналитикалық әдісінің талдауын игеру (пландарын құру тәсілдері).

1 Механизмнің, буындарының нүктелерінің, жылдамдық планын құру

Мысал ретінде сабан тетіктерін нығыздағыш механизмін қарастырайық (сурет 10).



Сурет 10 – Сабан тетіктерін нығыздағыш механизмнің сұлбасы

Механизмнің құрылымдық параметрлері:

$l_{OA} = 0,11\text{м}; l_{AB} = 0,20\text{м}; l_{BC} = 0,16\text{м}; l_{AM} = 0,17\text{м}; l_{BM} = 0,28\text{м}; y = 0,15\text{м}; x = 0,09\text{м}.$ $\varphi = 120^\circ, n_1 = 60$ айн/мин.

Жетекші 1-ші буын белдікті берілістен бір қалыпты бұрышты жылдамдықпен ω_1 айналады.

Механизмнің параметрлерін сызбада салу үшін, жазықтық формуланы қолданамыз.

$$\mu_t = \frac{l_{OA}}{|l_{OA}|} \left(\frac{m}{mm} \right), \quad (17)$$

мұнда: l_{OA} - айналшақтың ұзындығы, м (тапсырма бойынша)

$|l_{OA}|$ - айналшақтың сызбада алынған ұзындығы, 20...40 мм.

$$|l_{AB}| = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, \text{ мм.}$$

$$|l_{BC}| = \frac{l_{BC}}{\mu_l}, \text{ мм.}$$

$$|l_{AM}| = \frac{l_{AM}}{\mu_l}, \text{ мм.}$$

$$|l_{BM}| = \frac{l_{BM}}{\mu_l}, \text{ мм.}$$

$$|x| = \frac{x}{\mu_l}, \text{ мм.}$$

$$|y| = \frac{y}{\mu_l}, \text{ мм.}$$

Механизмнің еркіндік дәрежесін есептеп және структуралық құрылымын табамыз:

$$W=3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

$$I (0,1) \rightarrow II (2,3).$$

Қорытынды: механизм бір еркіндік дәрежелі II -ші класқа жатады, өйткені жетекші звеноға II-ші Ассур тобы қосылған.

Айнашақтың бұрыштық жылдамдығын табамыз, егер оның айналу жиілігі n_1 берілген болса.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ с}^{-1}. \quad (18)$$

4. Айнашақтың A нүктесінің шеңберлік жылдамдығын табамыз:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \text{ м/с.} \quad (19)$$

2-ші бұлғаққа жататын B нүктесінің жылдамдығын табу үшін векторлық теңдеу құрып анализдейміз, белгілерін қос сызықпен, белгісізін бір сызықпен белгілеп, астынан бағыттарын көрсетеміз.

$$\frac{V_B}{\perp BC} = \frac{V_A}{\perp OA} + \frac{V_{BA}}{\perp BA}, \quad (20)$$

мұнда: \perp -звеноға тік бұрышпен, \parallel -звеноға параллельді.

V_A және V_B – абсолюттік векторлар;

V_{BA} – салыстырмалы вектор, егер B нүктесі A нүктесі бойынша айналса.

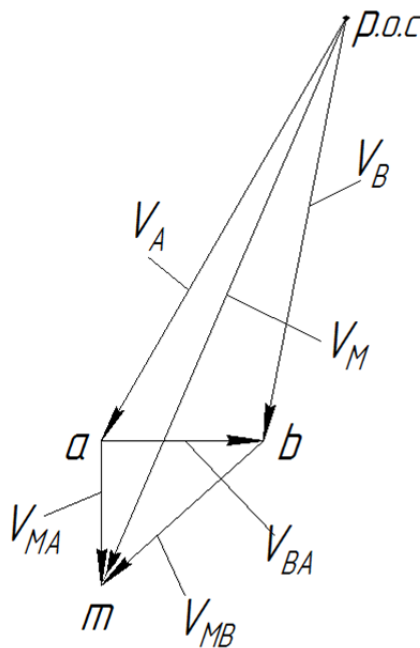
Жылдамдық векторлардың масштабын аламыз:

$$\mu_V = \frac{V_A}{|V_A|} \left(\frac{m/c}{mm} \right) \quad (21)$$

Сызбадағы алынған ұзындығы 11-ші сурет $|V_a| = 50 \dots 100 \text{ мм}$.
Жылдамдық векторлардың масштабын аламыз:

$$|V_A| = \frac{V_A}{\mu_V} \quad (22)$$

5 Енді (3)- теңдеу бойынша айналшақтың φ_1 орнында болғандағы жылдамдық планын құрамыз μ_V масштабын ескереміз:



Сурет 11 – Жылдамдық планы φ

Осыдан:

$$V_B = |pb| \cdot \mu_v; \text{ м/с} \quad (23)$$

$$V_{BA} = |ab| \cdot \mu_v. \text{ м/с} \quad (24)$$

2 –ші буынның (бұлғақтың) бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}, \text{ с}^{-1} \quad (25)$$

Ойша V_{BA} векторын B нүктесіне келтірсек ω_2 бағыты сағат бойынша болады.

Бұлғақ тарағының M нүктесінің MA таяқшасының жылдамдығын табу үшін теңдеу құрамыз A -мен B нүктелері бойынша айналады деп, және талдауын жасаймыз:

$$\underline{\underline{V_B}} + \frac{V_{MB}}{\perp MB} = V_M = \underline{\underline{V_A}} + \frac{V_{MA}}{\perp MA} \quad (26)$$

Планда M нүктенің орны векторлар V_{MA} және V_{MB} қиылысқан жерден табылады, яғни Δavm ұқсас сұлбадағы ΔABM -ге. Үшбұрышпен айналғанда бағыттарымыз бір жаққа болу керек, сонда планда дұрыс салынады.

Осыдан белгісіз жылдамдықтар табамыз, 1-ші суреттен:

$$V_M = |pm| \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (27)$$

$$V_{MB} = |mv| \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (28)$$

$$V_{MA} = |ma| \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (29)$$

және 3-ші буынның (күйентенің) бұрыштық жылдамдығы табылады:

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}}, \text{ с}^{-1} \quad (30)$$

V_B векторын B нүктесіне қолдана отырып, ω_3 бағытын— сағат тілімен табамыз.

2 Механизмнің буындар нүктелерінің үдеу планын құру

1 A нүктенің үдеуін және масштабын табамыз:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \text{ м/с}^2 \quad (31)$$

үдеу жоспарының масштабы:

$$\mu_a = \frac{a_A}{|a_A|}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}, \quad (32)$$

Сызбадағы алынған ұзындығы 2-ші сурет $|a_A| = 80 \dots 100$ мм. B нүктесінің үдеуін табуға теңдеу құрастырып анализдейміз:

$$\frac{a_{BC}^n}{\|BC} + \frac{a_{BC}^r}{\perp BC} = a_B = \frac{a_A}{\|OA} + \frac{a_{BA}^n}{\|BA} + \frac{a_{BA}^r}{\perp BA} \quad (33)$$

мұнда:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA} ; m/c^2 \quad (34)$$

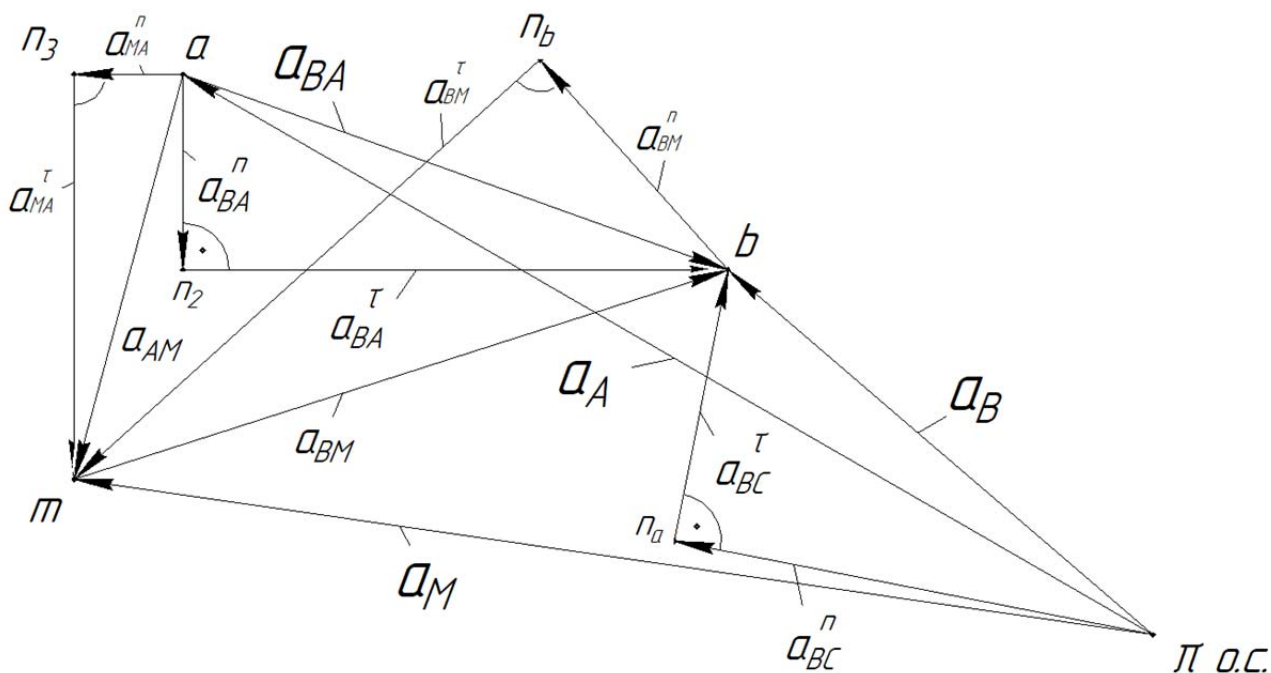
$$a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} ; m/c^2 \quad (35)$$

Осы (16) және (17) мәндерін мм ауыстырамыз, соларды үдеу планын құру кезінде қолданамыз:

$$|a_{BA}^n| = |an_2| = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} ; мм. \quad (36)$$

$$|a_{BC}^n| = |an_3| = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} ; мм. \quad (37)$$

Енді масштабпен белгілі мәндермен үдеу планын саламыз.



Сурет 12 – Үдеу планы

Осы мәндерді 12-ші сурет арқылы табамыз

$$a_{BA}^{\tau} = |n_2 b| \cdot \mu_a \quad (38)$$

$$a_{BC}^{\tau} = |n_3 b| \cdot \mu_a \quad (39)$$

$$a_{BA} = |ba| \cdot \mu_a \quad (40)$$

$$a_B = |\pi b| \cdot \mu_a \quad (41)$$

2-ші буынның бұрыштық үдеуі звеноның сағат бойынша бағытталған:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{BA}} c^{-2} \quad (42)$$

және сағат тілімен бағытталған.

3-ші буынның үдеуі сағатқа қарсы бағытталған:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^{\tau}}{l_{BC}} c^{-2} \quad (43)$$

және сағат тіліне қарсы бағытталған.

2 Үшбұрыштардың ΔABM және ΔaBm ұқсастықтарынан M нүктенін үдеуін табамыз:

$$\frac{|am|}{l_{AM}} = \frac{|bm|}{l_{BM}} = \frac{|ab|}{l_{AB}}, \quad (44)$$

осыдан:

$$|am| = \frac{|ab| \cdot l_{AM}}{l_{AB}}, \text{ мм}; \quad (45)$$

$$|bm| = \frac{|ab| \cdot l_{BM}}{l_{AB}}, \text{ мм}. \quad (46)$$

12-ші суретте, осы (45) және (46) мәндері арқылы циркуль көмегімен қиылысқан жерін m нүктесі табылады.

Циркульмен $|am|$ және $|bm|$ мөлшерлерімен доғалар өткізіп m нүктесін планда табамыз және полюс π -мен қосып M нүктесінің үдейін шығарамыз:

$$a_M = |\pi m| \cdot \mu_a \quad (47)$$

Сызғышпен өлшеп өлшемдерін сурет 12 және мына формулалар арқылы мәндерді табындар:

$$a_{MA}^{\tau} = |mn_a| \cdot \mu_a \quad (48)$$

$$a_{MA}^n = |an_a| \cdot \mu_a \quad (49)$$

$$a_{MA} = |ma| \cdot \mu_a \quad (50)$$

$$a_{MB}^{\tau} = |mn_b| \cdot \mu_a \quad (51)$$

$$a_{MB}^n = |bn_b| \cdot \mu_a \quad (52)$$

$$a_{MB} = |mb| \cdot \mu_a \quad (53)$$

3 Зертханалық жабдықтар және құралдар

1. Нығыздағыш механизмнің үлгісі.
2. Сызғыш, бұрышты сызғыш, рейшина, циркуль, қарындаш, қағаз, инженерлік калькулятор.

4 Жұмысты орындау тәртібі

1. Нығыздағыш үлгімен танысып, талдаңдар.
2. Берілген параметрлер бойынша механизмнің сұлбасын салыңдар.
3. Өздерің таңдап алған n_1 бойынша айналшақтың А нүктесінің төрт орнына сәйкес жылдамдық және үдеу пландарын салыңдар және нүктелерінің жылдамдықтарымен үдеулерінің мәндерін 7-ші кестеге толтырыңдар?

5 Бақылау сұрақтар

1. Жылдамдық және үдеу пландары қалай құрылады?
2. Пландардың масштабтары қалай алынады?
3. Шеңберлік, бұрыштық жылдамдықтары буындардың, нүктелерінің, бағыттары белгіленеді, солайша үдеулері қалай табылады?
4. Нормальді және тангенциальды үдеулердің мәнімен бағыттары қалай табылады?
5. Қандай жағдайда ұқсастық теорема қолданылады?

Кесте 7 – Осы параметрлер арқылы нұсқаларын тандап есеп жасаңдар

Нұсқалар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кинематикалық тізбектің өлшем параметрлері	$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,23\text{м};$ $l_{BC}=0,18\text{м}; l_{AM}=0,18\text{м};$ $l_{BM}=0,31\text{м}; y=0,14\text{м}; x=0,10\text{ м.}$					$l_{OA}=0,12\text{м}; l_{AB}=0,22\text{м};$ $l_{BC}=0,20\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,30\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,07\text{ м.}$				
Жетекші буынның қалыбы, φ_1 град	0	30	60	90	150	180	210	240	270	300
Айналшақтың айналу саны: n , айн/мин.	11	24	35	410	241	357	364	209	144	199
Нұсқалар	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Кинематикалық тізбектің өлшем параметрлері	$l_{OA}=0,13\text{м}; l_{AB}=0,26\text{м};$ $l_{BC}=0,19\text{м}; l_{AM}=0,21\text{м};$ $l_{BM}=0,34\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,11\text{ м.}$					$l_{OA}=0,11\text{м}; l_{AB}=0,20\text{м};$ $l_{BC}=0,16\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$				
Жетекші буынның қалыбы, φ_1 град	330	15	45	75	135	165	195	225	255	285
Айналшақтың айналу саны: n_1 , айн/мин.	88	74	85	94	120	142	154	168	174	94
Нұсқалар	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Кинематикалық тізбектің өлшем параметрлері	$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,23\text{м};$ $l_{BC}=0,18\text{м}; l_{AM}=0,18\text{м};$ $l_{BM}=0,31\text{м}; y=0,14\text{м}; x=0,10\text{ м.}$					$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,30\text{м};$ $l_{BC}=0,26\text{м}; l_{AM}=0,19\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$				
Жетекші буынның қалыбы, φ_1 град	315	345	120	20	80	100	140	170	190	220
Айналшақтың айналу саны: n_1 , айн/мин.	200	212	212	415	621	312	102	61	54	85
Нұсқалар	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Кинематикалық тізбектің өлшем параметрлері	$l_{OA}=0,11\text{м}; l_{AB}=0,20\text{м};$ $l_{BC}=0,16\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$					$l_{OA}=0,12\text{м}; l_{AB}=0,22\text{м};$ $l_{BC}=0,20\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,30\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,07\text{ м.}$				
Жетекші буынның қалыбы, φ_1 град	330	15	45	75	135	165	195	225	255	285

Айналшақтың айналу саны: n_1 , айн /мин.	11	24	35	410	241	357	364	209	144	199
Нұсқалар	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Кинематикалық тізбектің өлшем параметрлері	$l_{OA}=0,13\text{м}; l_{AB}=0,26\text{м};$ $l_{BC}=0,19\text{м}; l_{AM}=0,21\text{м};$ $l_{BM}=0,34\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,11\text{ м.}$					$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,30\text{м};$ $l_{BC}=0,26\text{м}; l_{AM}=0,19\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$				
Жетекші буынның қалыбы, φ_1 град	0	30	60	90	150	180	210	240	270	300
Айналшақтың айналу саны: n_1 , айн/мин.	54	65	84	98	74	215	312	114	164	234

Зертханалық жұмыс №4

Тақырып: Айналшақты – тиекті механизмді аналитикалық зерттеу

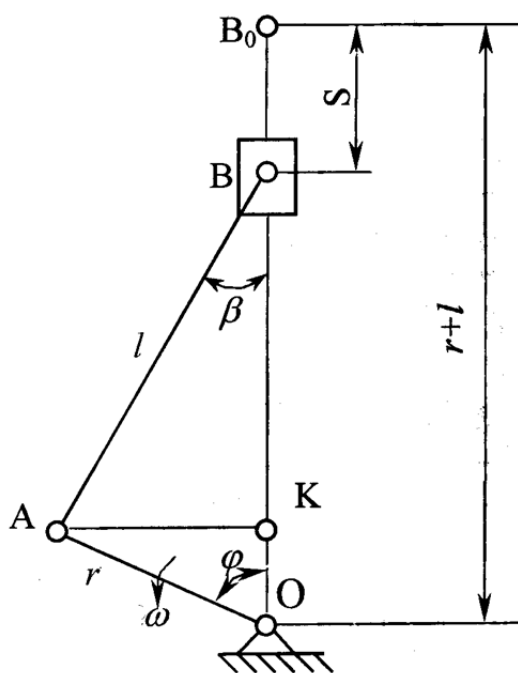
Жұмыс мақсаты: жазықты айналшақты-тиекті механизмнің тиегінің қозғалыс, жылдамдық және үдеу заңдарының теңдеулерін шығару.

1 Теориялық негіздері

$S=f(t)$, $V=f(t)$, $a=f(t)$ теңдеулерін жалпы түрде кез келген механизмге аналитикалық әдіспен шығаруға болады. Бірақ күрделі механизмдерге оларды шығару аса қиын. Оның үстіне табылған теңдеулер күрделі, шешуге ыңғайсыз болады. Сондықтан, дәлдегі кем болсада практикада көбінесе графикалық не графоналитикалық әдістер қолданылады.

$S=f(t)$, $V=f(t)$, $a=f(t)$ тәуелділіктерін кез-келген механизм үшін аналитикалық түрде алуға болады. Алайда, механизмдердің көпшілігі үшін аналитикалық тәуелділіктерді алу өте қиын. Сонымен қатар, алынған тәуелділіктердің өздері күрделі көрініске ие, бұл оларды тәжірибелік қолдануды қиындатады, бірақ аналитикалық зерттеудің графикалық - дәлдікке қарағанда айтарлықтай артықшылығы бар. Аналитикалық зерттеуді кез-келген дәлдікпен жүргізуге болады, ал графикалық құрылымдардың табиғи дәлсіздігімен байланысты қателер графикалық сипатқа ие. Сондықтан, ерекше дәлдік қажет болған жағдайда, оның күрделілігіне қарамастан аналитикалық зерттеуге жүгіну керек.

Суретте зерттелетін механизмнің сұлбасы көрсетілген.



Сурет 13 – Айналшақты-тиекті механизмді аналитикалық зерттеуге арналған сұлбасы

Дегенмен, қарапайым механизмді алып аналитикалық әдісті қолдануды қарастырайық. Мысал ретінде, 13-ші суретте айналшақты-тиекті механизм келтірілген, өз нұсқалары бойынша механизмнің сұлбасын салып көрсетіндер (үш жағдайда).

Тиектің қозғалысын белгілеуді ең жоғарғы Bo нүктеден бастайық (онда айналшақпен бұлғақ бір сызықта жатады), суреттен жүріс мөлшері:

Орталық иінді-жүгірткі механизмін аналитикалық зерттеу.

$$S_i = OB_0 - OK_i - K_i B_i; \quad (54)$$

мұнда:

$$OB_0 = r + l,$$

$$OK_i = r \cdot \cos \varphi,$$

$$K_i B_i = l \cdot \cos \beta,$$

Айналшақ $l_{OA} = r$; Шатун $l_{AB} = l$; осы ұзындыққа тең.

Яғни осы формаламен есептеп, шыққан мәнді тексеріп алындар:

$$S_i = r + l - r \cdot \cos \varphi - l \cdot \cos \beta = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot (1 - \cos \beta). \quad (55)$$

Осы теңдеуден β бұрышын шығарайық, φ бұрышына ауыстырып:

$$AK = r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta, \quad (56)$$

бұдан:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \varphi,$$

және еске алсақ:

$$\cos^2 \beta + \sin^2 \beta = 1, \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta},$$

немесе:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi \right)^2}.$$

Енді (1) теңдеуге қойып шығарамыз:

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi \right)^2} \right). \quad (57)$$

Осы теңдеумен тиектің жүрісін дәп табуға болады айналшақтың φ орнына және бұындардың мөлшерлеріне байланысты.

Жиі қолданатын қатынастарды $\frac{r}{l} = \frac{1}{4} \dots \frac{1}{5}$ алсақ бином қатары қысқарады. Мәселен, қатыныс $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ болса (3) теңдеудегі екінші бөлшегі тең болады.

Ал $\sin \varphi < 1$, содықтан бұл бөлшектің мәні бірден айырмашылығы 2 %-тен аз. Ал басқа бөлшектері (3-ші теңдеудің) одан аса кем. Сондықтан, 3-ші теңдеудің алдыңғы екі бөлшегін есепке алсақ жеткілікті, сонда 2-ші теңдеуіміз төменгідей болады:

Жақындатылған мәні осыған тең болады

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{2} \cdot l \cdot \sin^2 \varphi$$

Белгілей $\lambda = \frac{r}{l}$ және шығарып r жақшаның сыртына, нақты аламыз

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin^2 \varphi) \quad (58)$$

Айналшақтың бірқалыпты айналу кезінде, сонда $\varphi = \omega \cdot t$

$$S = r \cdot (1 - \cos \omega t + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin^2 \omega t). \quad (59)$$

Жылдамдықты анықтаймыз:

$$V = \frac{dS}{dt} = \omega \cdot r \cdot (\sin \omega t + \lambda \cdot \sin \omega t \cdot \cos \omega t). \quad (60)$$

Нақты жылдамдық

$$V = \omega \cdot r \cdot \left(\sin \omega t + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin 2\omega t \right), \quad (61)$$

Үдеуі

$$a = \frac{dV}{dt} = r \cdot \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cdot \cos 2\omega t). \quad (62)$$

2 Зертханалық құжаттар және құралдар

- 1 Брадис кестесі, инженерлік калькулятор, сызғыш, қарындаш, миллиметрлік қағаз, циркуль.
2. Жазықты иінтіректі механизмдердің үлгілері

3 Жұмысты орындау тәртібі

1. Теориялық негіздерін және формулаларын талдаңдар.
2. Айналшықты – тиекті механизмді 8-ші кесте бойынша параметрлерін таңдап алып және мөлшерлерін өлшеп жазып алыңдар, сызбаны масштаб коэффициенті бойынша $\mu_l = \frac{l_{OA}}{|l_{OA}|}$, $\frac{м}{мм}$ тауып және шатун ұзындығы осы формула арқылы $|l_{AB}| = \frac{l_{AB}}{\mu_l}$, мм анықталады.

3. Айналшақтың айналу жиілігін n_1 және r , l мөлшелерін өздерің белгілеп айналшақтың орнына сәйкес тиектің жүрісін, жылдамдығын, үдеуін (58-62) теңдеулернен есептеп кестеге түсіріңдер.

4. Кесте бойынша диаграммаларын бір бірінің астына құрыңдар, (жаппай).

5. Осы диаграммаларды графикалық әдіспен құрып үздік сызықпен аналитикалық әдіспен құрылған диаграммаларымен салыстырып жасаңдар.

6. Орындалған жұмысқа есеп жасаңдар.

4. Бақылау сұрақтар

1. Аналитикалық әдістің қандай сипаттамалары бар?
2. Тиектің қозғалу графигін құруға болады және қалай орындалады?
3. Қандай әдісте тиектің қозғалысы, жылдамдығы және удеуі дәлдікпен әділдікпен табылады, көрнекті көрінеді, оңай шешіледі?

Кесте 8 – Аналитикалық есептеудің қалыпты механизмнің тапсырмасының берілген есептеу

Нұсқалар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Айналшақ $l_{OA}, м$	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,25	0,28	0,05
Шатун $l_{AB}, м$	0,32	0,4	0,60	0,56	0,62	0,4	0,44	0,62	0,74	0,25
n , айн/мин.	23	28	32	38	42	47	53	65	76	20
Айналшақтың l_{OA} қалыбы φ_1 , град	0, 120, 180	30, 60, 150	30, 90, 210	60, 150, 240	60, 90, 300	90, 270, 300	180, 210, 240	120, 150, 330	0, 90, 210	0, 60, 330
Нұсқалар	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Айналшақ $l_{OA}, м$	0,06	0,12	0,13	0,15	0,18	0,19	0,21	0,22	0,22	0,06
Шатун $l_{AB}, м$	0,33	0,44	0,63	0,59	0,67	0,44	0,48	0,66	0,84	0,29
n , айн/мин.	44	48	52	58	52	87	83	75	96	42
Айналшақтың l_{OA} қалыбы φ_1 , град	0, 180, 270	30, 120, 150	120, 150, 330	30, 150, 210	30, 60, 90	30, 120, 240	45, 90, 180	30, 150, 300	60, 90, 180	30, 150, 180
Нұсқалар	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Айналшақ $l_{OA}, м$	0,15	0,19	0,21	0,25	0,27	0,18	0,20	0,24	0,26	0,28
Шатун $l_{AB}, м$	0,4	0,41	0,58	0,58	0,58	0,66	0,64	0,65	0,68	0,74
n , айн/мин.	88	74	85	94	120	142	154	168	174	94
Айналшақтың l_{OA} қалыбы φ_1 , град	30, 150, 270	45, 120, 150	60, 150, 300	90, 120, 150	30, 120, 180	30, 180, 300	0, 150, 270	90, 120, 330	120, 150, 210	60, 150, 210
Нұсқалар	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Айналшақ $l_{OA}, м$	0,32	0,34	0,38	0,42	0,43	0,11	0,12	0,16	0,17	0,55
Шатун $l_{AB}, м$	0,77	0,79	0,82	0,85	0,99	0,95	0,45	0,66	0,54	1,35
n , айн/мин.	64	84	95	74	81	121	145	164	194	241
Айналшақтың l_{OA} қалыбы φ_1 , град	60, 150, 330	0, 30, 210	120, 180, 210	120, 180, 240	60, 180, 240	60, 120, 330	30, 210, 240	30, 180, 240	150, 210, 270	60, 180, 240
Нұсқалар	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Айналшақ $l_{OA}, м$	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,57
Шатун $l_{AB}, м$	0,88	0,88	0,94	0,95	0,96	0,94	0,98	1,07	1,41	1,42
n , айн/мин.	201	241	315	104	99	84	162	48	77	124
Айналшақтың l_{OA} қалыбы φ_1 , град	60, 90, 270	30, 240, 330	60, 150, 210	120, 240, 300	90, 210, 300	60, 180, 240	60, 120, 330	120, 180, 270	150, 240, 330	120, 240, 270

Зертханалық жұмыс №5

Тақырып: Иіктіректі механизмді жобалау (синтездеу)

Жұмыс мақсаты: Жазықты иіктіректі механизмдерді жобалау тәсілдерін үйрену (айналшақты – күйентелі механизм мысал ретінде).

1 Топсалы төрт буынды тізбектің қасиеттері

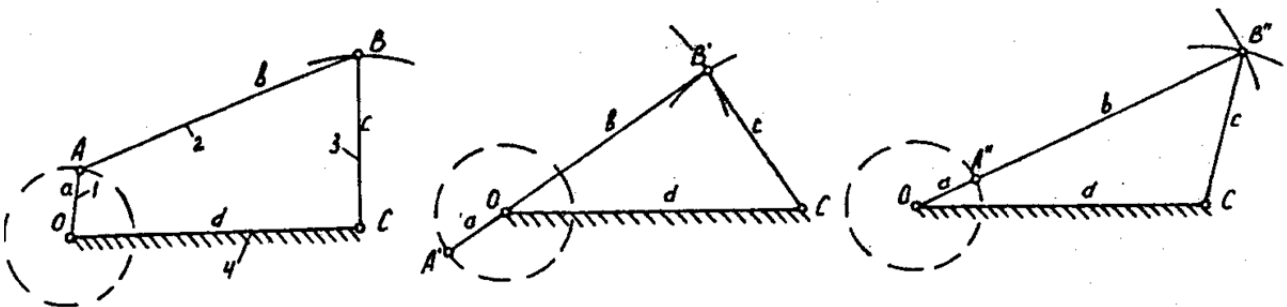
Қозғалмайтын ось бойынша жазықта толық айналым жасайтын буынды айналшақ, толық айналмайтынды – *күйенте*, ал тірекпен кинематикалық жұп жасамайтын буынды – *бұлғақ* деп атайды.

Айналшақтың бар болу шарттары келесі екі байланыспен шектеледі:

$$a \leq b \leq c \leq d \quad (63)$$

$$a + d \leq b + c \quad (64)$$

мұнда: a – ең қысқа буынның ұзындығы,
 d – ең ұзын буынның ұзындығы. (сурет 14)



Сурет 14 – Төрт буынды механизмнің B нүктесінің шеткі орындарын табу сұлбасы

Мұнда: $l_{OA}=a$; $l_{AB}=b$; $l_{BC}=c$; $l_{OC}=d$.

Сонымен $a < b < c < d$ шарты болса, онда ең кіші OA буыны толық айналым жасай алады және екінші (б) шартыда орындалса, демек, ең қысқа және ең ұзын буындардың қосындысы кем не тең болса қалған екі буынның қосындысынан. Мұнда OC буыны тірек ретінде алынып тұр (сурет 14). Осы жағдайларда тізбектен туындаған механизмді айналшақты – күйентелі механизм (АКМ) деп атайды, онда 1 – ші буын айналшақ, 2 – ші буын – бұлғақ, 3 – ші буын- күйенте және 4 – ші – тірек.

Күйентенің оң жақ шеткі орны CB'' доғалардың қиылысқан жерінен табылады. Біріншісі O нүктесінен радиусы $l_{OB''} = a + b$, екіншісі C нүктесінен радиусы $l_{B''C} = c$. Осылайша сол жақ шеткі орны CB' табылады, доғалардың

қиылысқан жері O нүктесінен радиусы $l_{OB'} = b - a$ және C нүктесінен радиусы $l_{B'C} = c$.

Тірек ретінде буын d -ның орнына басқа буындарды (a, b, c) алсақ, онда жаңа механизмдер туындайды, мәселен:

- тірек (с) буыны болса- екі күйентелі;
- тірек (b) буыны болса-айналшақты – күйентелі;
- тірек (a) буыны болса-екі айналшақты, яғни, барлығы төрт түрлі механизм.

Буындардың орындарын ауыстырсақ, онда қосымша екі механизм туындайды, демек барлығы $4 \cdot 3 = 12$ түрі.

а). Егер күйентенің бұрыш қарқыны ψ және ұзындығы l_{BC} берілген болса АКМ-ді жобалау (сурет 15) төменгі теңдеулер жүйесін шешуден басталады:

$$\begin{cases} OB'' = a + b \\ OB' = b - a \end{cases} \quad (65)$$

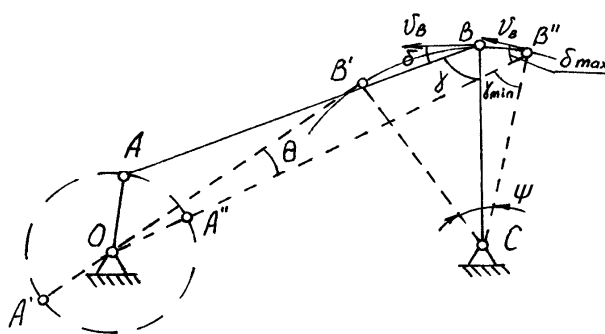
және қосымша шарттарды орындаудан:

$$\delta \leq \delta_{\max} \text{ немесе } \gamma \geq \gamma_{\min} = 90^\circ - \delta_{\max},$$

мұнда: δ – қысым бұрышы AB бұлғақпен V_B вектордың арасындағы;

γ – беріліс бұрышы бұлғақпен күйентенің арасындағы.

Айналшақтың айналу өсі, радиустары OB' және OB'' доғалардың қиылысқан O нүктесінде табылады.



Сурет 15 – Біріктірілген сызбаның сұлбасы

б). Егерде күйентенің шеткі орындары CB' , CB'' , оның ұзындығы l_{CB} және беріліс бұрышы γ_{\min} берілген болса, онда айналшақтың айналатын өсі 1-ші сызықта және одан жоғары жерлерде, немесе 2-ші сызықта және одан төмен жерлерде болуы мүмкін, өйткені бұл аудандарда $\gamma \geq \gamma_{\min}$ (сурет 15).

в) Егерде AB бұлғақтың үш орны, оның ұзындығы берілген болса, онда айналшақтың және күйентенің айналу осьтері хордалардың ортасынан өткізген тікбұрыш сызықтардың қиылысқан нүктелерінде болады (сурет 15).

г) Айналшак тұрақты айналғанда ($\omega_1 = \text{const}$) күйентенің оңмен сол жаққа тенселу уақыттары тең болмайды, өйткені (сурет 15):
оң жаққа қарай

$$t_n = \frac{180^\circ + \theta}{\omega_1}, \text{ сол жаққа қарай } t_o = \frac{180^\circ - \theta}{\omega_1}, \quad (66)$$

Осымен

$$t_n > t_o.$$

Осы уақыттардың қатынасы $\frac{t_n}{t_o}$ қозғалыстың (жүрістің) қалыпсыздық коэффициенті (еселігі) деп аталады немесе жетектегі буынның орташа жылдамдығының өзгерісі, демек:

$$\frac{t_n}{t_o} = k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (67)$$

осыдан θ бұрышы тең:

$$\theta = \frac{k-1}{k+1} 180^\circ \quad (68)$$

Сонымен, егер k еселігі берілсе онда АКМ механизмін жобалау үшін алдымен θ бұрышын тауып (63-ші теңдеумен) әрі қарай жоғарыда қарастырған әдістер қолданылады.

Еселік k -ның мағынасы ол жетектегі буынның ерікті жүрісі тезірек болуын көрсетеді жұмыс жүрісінен (мәселен, темір жонғыш станоктарда).

2 Зертханалық құралдармен құжаттар

1. Механизмдердің үлгілері 1-ші Зертханалық жұмыста келтірілген.
2. Сызғыш, бұрышты сызғыш, циркуль, транспортир, қарындаш, калькулятор, қағаз (миллиметровкалы).

3 Жұмыс орындау тәртібі

1. Теорияның негіздерін талдаңдар.
2. Төрт буынды тізбегі бар механизмді таңдап алыңдар.
3. Төрт буынды тізбектің өлшемдерін ескеріп кинематикалық сұлбасын салыңдар масштабты белгілеп.
4. Салынған АКМ-ның күйентесінің бұрыш қарқынын, бұрыштарын γ_{min} , (δ_{max}), θ табыңдар және k еселігін.

5. Орындалған жұмысқа есеп жасаңдар қорытынды анализімен.

4 Бақылау сұрақтар

1. Төрт буынды тізбектің қандай қасиеттері бар?
2. Айналшақтың болу шарттары.
3. Қысым және беріліс бұрышы деген не?
4. Еселік k деген не және физикалық мағынасы?
5. АҚМ-ді жобалаудың қандай принциптері бар?
6. Өзің таңдап алған механизм жұмыс істеуге жарай ма?

Кесте 9 – Өзіндік жұмысты орындауға арналған нұсқалар

Нұсқалар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a, м$	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,25	0,28	0,05
$b, м$	0,32	0,4	0,60	0,56	0,62	0,40	0,44	0,62	0,74	0,25
$c, м$	0,19	0,15	0,25	0,24	0,31	0,22	0,26	0,28	0,35	0,09
$d, м$	0,36	0,41	0,7	0,6	0,65	0,40	0,42	0,58	0,72	0,24
Нұсқалар	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$a, м$	0,06	0,12	0,13	0,15	0,18	0,19	0,21	0,22	0,22	0,06
$b, м$	0,33	0,44	0,63	0,59	0,67	0,44	0,48	0,66	0,84	0,29
$c, м$	0,09	0,14	0,15	0,19	0,23	0,28	0,31	0,32	0,33	0,14
$d, м$	0,31	0,42	0,60	0,58	0,65	0,42	0,50	0,68	0,80	0,27
Нұсқалар	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
$a, м$	0,15	0,19	0,21	0,25	0,27	0,18	0,20	0,24	0,26	0,28
$b, м$	0,41	0,41	0,58	0,58	0,58	0,66	0,64	0,65	0,68	0,74
$c, м$	0,22	0,25	0,28	0,31	0,36	0,28	0,28	0,31	0,32	0,34
$d, м$	0,40	0,42	0,58	0,58	0,62	0,68	0,62	0,63	0,68	0,71
Нұсқалар	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
$a, м$	0,32	0,34	0,38	0,42	0,43	0,11	0,12	0,16	0,17	0,55
$b, м$	0,77	0,79	0,82	0,85	0,99	0,95	0,45	0,66	0,54	1,35
$c, м$	0,38	0,42	0,44	0,48	0,49	0,20	0,18	0,21	0,24	0,60
$d, м$	0,72	0,75	0,80	0,81	0,95	0,92	0,42	0,66	0,50	1,38
Нұсқалар	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
$a, м$	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,57
$b, м$	0,88	0,88	0,94	0,95	0,96	0,94	0,98	1,07	1,41	1,42
$c, м$	0,28	0,31	0,34	0,39	0,44	0,48	0,48	0,53	0,58	0,62
$d, м$	0,84	0,86	0,90	0,90	0,92	0,92	0,90	1,02	1,46	1,44

Зертханалық жұмыс №6

Тақырып: Жазықты иінтіректі механизмнің күш талдауы

Жұмыс мақсаты: Жазық рычагты механизмдердің күш анализін жасау тәсілдерін талдап үйрену.

1 Теориялық негіздері

Күш талдауының мақсаты механизмдердің кинематикалық жұптарындағы реакция күштерін және айналшаққа қажетті теңгеруші күшті (моментті) табу, сырт күштермен (моменттердің) әсерлерінен туындайтын.

Сырт күштерін (моменттерін) екі салаға бөлуге болады. Біріншісі қозғалтқыш күштер (моменттер) пайдалы жұмыс атқаратын, екіншісі кедергі күштер. Кедергі күштер өзара пайдалы (технологиялық) және пайдасыз (үйкеліс) болады. Пайдалы күштерге жататын механизмге жүктелген технологиялық жұмысты атқарса.

Сырт күштерге буындардың салмағы да жатады, олар қозғалтқыш немесе кедергі болуы мүмкін.

Ішкіге күштерге жататын реакция күштері, сырт күштердің әсерінен туындайтын.

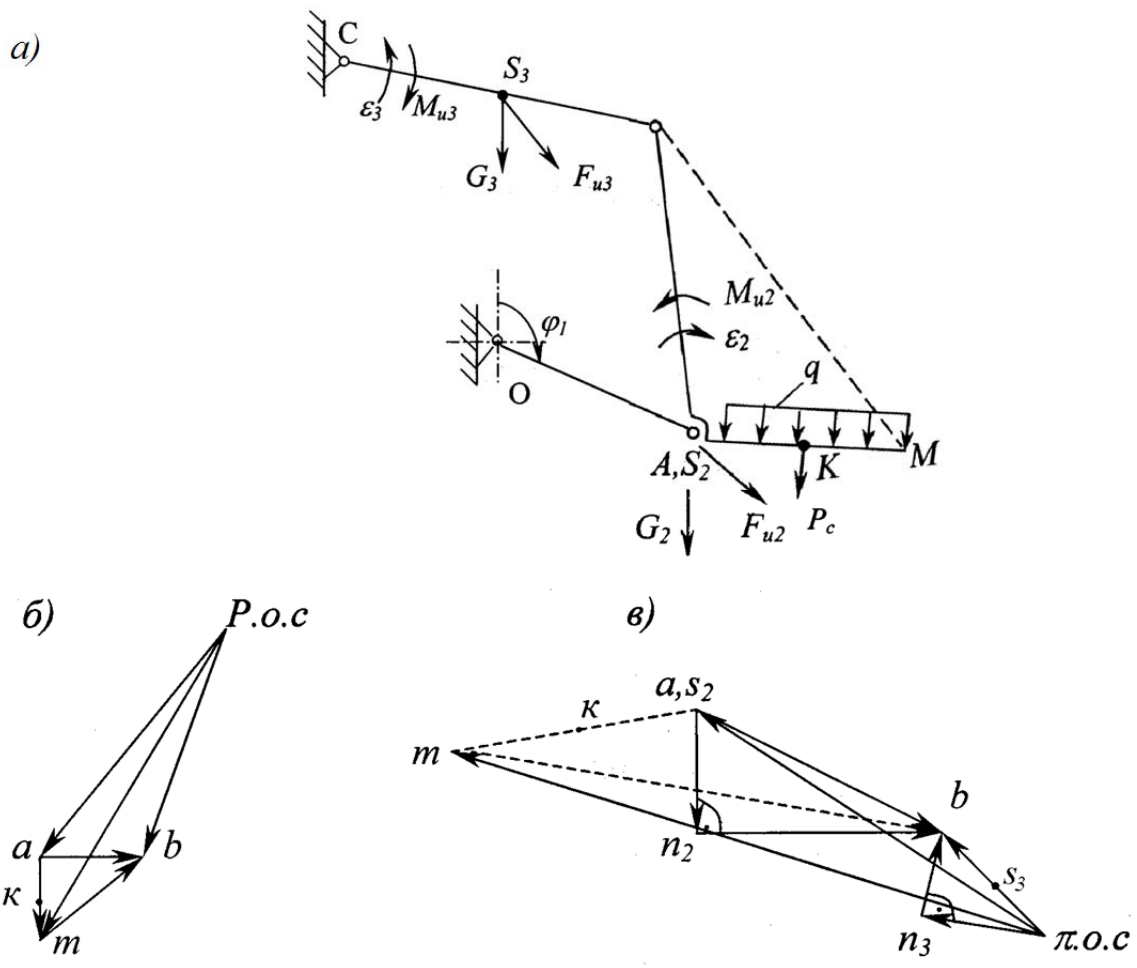
Сонымен буындарға әсер ететін сырт күштермен моменттерге жататын: салмақ, инерция күші, кедергі күштер (технологиялық және үйкеліс), инерция моменті, бұраушы момент.

Енді күш талдауын қарастырайық, мысал ретінде 3-ші Зертханалық жұмыста қарастырған комбайынның сабан нызыздағыш механизмді және мәліметтерді алайық (1-ші сурет). Оның структуралық теңдеуі:

$$I (0,1) \rightarrow II (2, 3)$$

Күш талдауы соңғы Ассур тобынан басталады. Талдауға берілген мәліметтер:

- буындардың массалары, кг., m_1, m_2, m_3 ;
- буындардың инерция моменттері ауырлық орталықтары бойынша, кг/м². J_{s1}, J_{s2}, J_{s3} ;
- буындардың ұзындығы, ауырлық орталықтары, м, $l_{OA}, l_{BA}, l_{AK}, l_{BC}, x, y, l_{BA} = l_{BS2}; l_{CS3} = 0,5 \cdot l_{BC}; l_{AK} = 0,5 \cdot l_{AM}$.
- тарақтың максималді қысым күші P_c (кН) немесе үлес салмағы q (кН/м²) тарақты аумағына түсетін $l_{MA} \cdot b_{гр}$, мұнда $b_{гр}$ - тарақтың ені;
- айналшақтың айналу жиілігі, n_1 мин⁻¹.



Сурет 16 – Комбайынның сабан нығыздағыш механизмінің кинематикалық сұлбасы:

- а) айналшақ φ_1 орында тұрғанда механизмге әсер ететін сыртқы күштер мен моменттер;
- б) бұрышы φ_1 -ге сәйкес жылдамдық планы;
- в) бұрышы φ_1 -ге сәйкес үдеулер планы;
- г) күш қысымының диаграммасы.

Шешімі:

1. Механизмнің буындарына әсер ететін сырт күштермен моменттерді есептеп, сұлбада бағыттарын, орындарын көрсетеміз (16а сурет).

Буындардың ауырлық салмақтары:

$$G_2 = m_2 g; \tag{69}$$

$$G_3 = m_3 g, \tag{70}$$

мұнда: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - еркін түсудегі үдеуі м/с^2 .

Буындардың инерция моменттері:

$M_{u1}=0$, өйткені. $\varepsilon_1=0$;

$$M_{u2} = -J_{S2} \varepsilon_2; \quad (71)$$

$$M_{u3} = -J_{S3} \varepsilon_3. \quad (72)$$

Буындардың инерция күштері:

$$F_{u2} = -m_2 a_{S2}; \quad (73)$$

$$F_{u3} = -m_3 a_{S3}. \quad (74)$$

Мұнда

$$a_{S2} = |a_{S2}| \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (75)$$

$$a_{S3} = |a_{S3}| \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2. \quad (76)$$

мұндағы

$$|a_{S2}| = |\pi S_2|, \text{ мм}$$

$$|a_{S3}| = |\pi S_3|, \text{ мм}$$

S_2 және S_3 нүктелерін параметрлерін үдеу жоспарынан аламыз сурет 1(в).

Технологиялық жинақталған қысым күшін Pc тарақтың ортасынан бағытталған деп алайық. Айналшақ φ_1 ; орнында тұрғанда Pc мөлшерін 11-ші кестеден аламыз, бағытын K нүктеден тік бұрышпен AK сызығына өткіземіз.

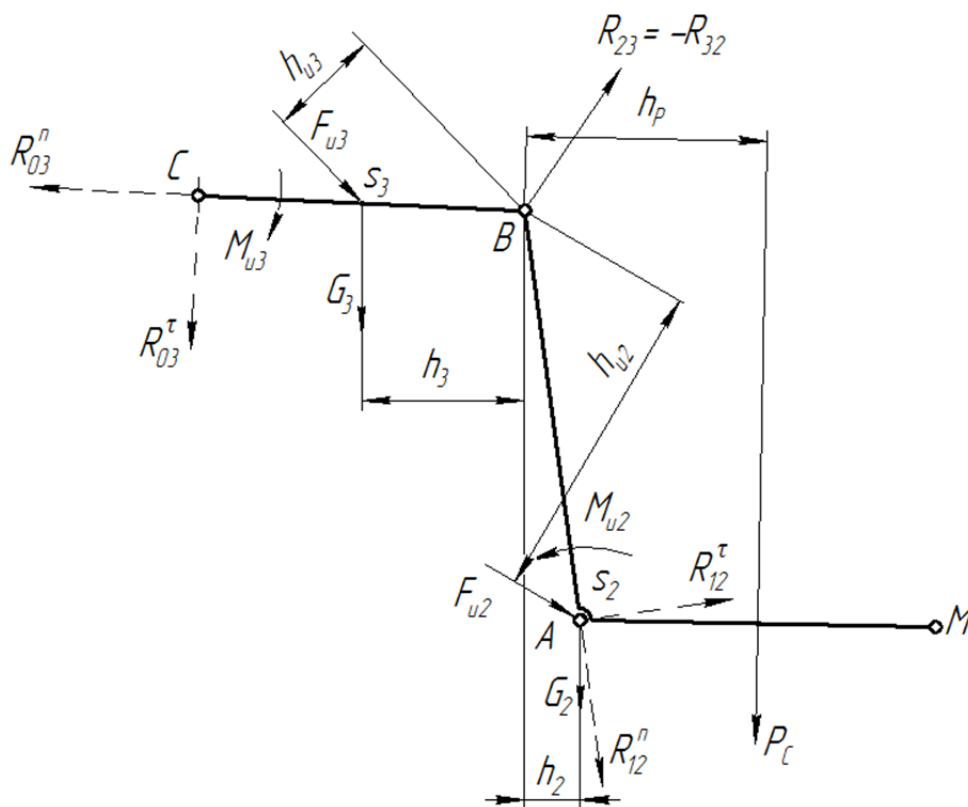
Инерция күштерін буындардың ауырлық орталықтарынан S_i үдеулеріне a_{Si} қарсы өткіземіз. Инерция моменттерінің бағыттарын бұрыштық үдеулеріне ε_i қарсы өткіземіз.

2 Ассур II тобының (2,3) күш талдауы

2-мен 3-ші буындардан құрылған II класты Ассур тобын жеке саламыз (2-ші сурет) орнын және масштабын сақтап, демек 1-ші суреттен көшіреміз. Әсер ететін күштермен моменттерді сәйкес нүктелеріне келтіреміз. Кинематикалық жұптарда реакциялардың бағыты белгісіз болғандықтан, оны қос құраушы ретінде қарастырамыз, яғни нормальді құраушыны буын бойымен, тангенциалды құраушыны тік бұрышпен өткіземіз А мен С топсаларында. Мұнда, есімізде болу керек, векторлар:

$$R_{12} = R_{12}^n + R_{12}^r \quad (77)$$

$$R_{03} = R_{03}^n + R_{03}^r$$



Сурет 17 – Ассур тобының сұлбасы айналшақтың φ_1 орнына сәйкес

2-мен 3-ші буындар арасындағы реакциясын В топсасынан кез келген жаққа бағыттаймыз. Сонымен, бұл есепте белгісіз бес параметр.

Алдымен құраушы реакцияларды R_{12}^r және R_{03}^r табамыз. Даламбер принципін қолданып В нүктесі бойынша 2-ші және 3-ші буындарға әсер ететін моменттер қосындысын нөлге теңейік:

$$\Sigma M_{26.B} = 0 \text{ және } \Sigma M_{36.B} = 0$$

Енді осы шарттарды ширатып теңдеулерді құрып талдаймыз, белгілі параметрлерді қос сызықпен астынан сызып.

2-ші буынға

$$R_{12}^r \cdot \underline{l_{BA}} + \underline{M_{u2}} + \underline{G_2} \cdot \underline{h_2} + \underline{F_{u2}} \cdot \underline{h_{u2}} - \underline{P_C} \cdot \underline{h_p} = 0, \quad (78)$$

осыдан:

$$R_{12}^r = \frac{-M_{u2} - G_2 \cdot h_2 - F_{u2} \cdot h_{u2} + P_C \cdot h_p}{l_{BA}}, H$$

3- ші буынға:

$$R_{03}^{\tau} \cdot \underline{l_{BC}} - \underline{M_{u3}} + \underline{G_3} \cdot \underline{h_3} + \underline{F_{u3}} \cdot \underline{h_{u3}} = 0, \quad (79)$$

осыдан:

$$R_{03}^{\tau} = \frac{M_{u3} - G_3 \cdot h_3 - F_{u3} \cdot h_{u3}}{l_{BC}}, H$$

мұнда: h_i - векторлардың айналатын нүктеден қашықтығы.
 h_i параметрлерін табамыз, m :

$$h_2 = |h_2| \cdot \mu_1, m; \quad (80)$$

$$h_{u2} = |h_{u2}| \cdot \mu_1, m; \quad (81)$$

$$h_p = |h_p| \cdot \mu_1, m; \quad (82)$$

$$h_3 = |h_3| \cdot \mu_1, m; \quad (83)$$

$$h_{u3} = |h_{u3}| \cdot \mu_1, m; \quad (84)$$

мұнда

$|h_2|, |h_{u2}|, |h_p|, |h_3|$ және $|h_{u3}|$ сұлбадағы алынған ұзындығы сурет 2, мм.

μ_1 - бастапқы масштаб $\frac{M}{mm}$.

Сағатқа қарсы моменттер оң (+) таңбасымен белгілейміз. Егер есептеу нәтижесі сол (-) таңбалы болса онда нақты векторлады кері бұру керек.

Келесі құраушы нормальді реакцияларды: R_{12}^n және R_{03}^n табуға болады, егер екі буынға әсер ететін күштер қосындысын нөлге теңесек демек: $\Sigma P_i = 0$

Бұл шарттың теңдеуін құрып талдайық:

$$\underline{R_{03}^n} + \underline{R_{03}^{\tau}} + \underline{G_3} + \underline{F_{u3}} + \underline{G_2} + \underline{P_c} + \underline{R_{12}^{\tau}} + \underline{R_{12}^n} = 0 \quad (85)$$

Мұнда кірмеген \mathbf{B} топсасындағы реакция, өйткені $R_{23} = -R_{32}$. Теңдеуді белгісіз құраушы реакцияларды R_{03}^n және R_{12}^n , күштердің түйін көп бұрыш сызбасын саламыз. Ол үшін күш масштабын белгілейміз:

$$\mu_p = \frac{P_c}{|P_c|}, \left(\frac{кН}{мм} \right) \quad (86)$$

мұнда: $|P_c|$ -қысым күштің сызбадағы мөлшері, 80...100 мм.

Сызбаны салғанда алдымен барлық теңдеудегі белгілі күштердің ұзындықтары масштаб арқылы есептеледі, мәселе сызбада:

$$|P_i| = \frac{P_i}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (87)$$

$$|G_2| = \frac{G_2}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (88)$$

$$|G_3| = \frac{G_3}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (89)$$

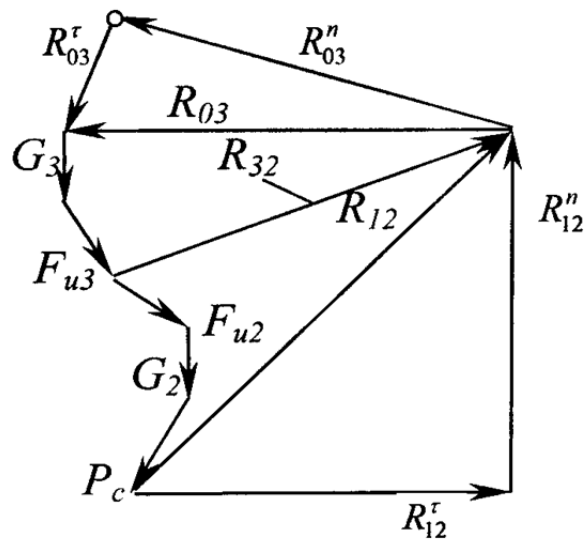
$$|F_{u2}| = \frac{F_{u2}}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (90)$$

$$|F_{u3}| = \frac{F_{u3}}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (91)$$

$$|R_{03}^r| = \frac{R_{03}^r}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (92)$$

$$|R_{12}^r| = \frac{R_{12}^r}{\mu_p}, \text{ мм}. \quad (93)$$

Осыдан кейін белгілі векторларды бағыттарын сақтап векторларды өткіземіз (3-ші сурет),



Сурет 18 – 78-шы теңдеумен құрылған күш планы

Ақырында белгісіз R_{12}^n және R_{03}^n сызықтары қиылысқан жері шешімін береді. Сонымен, реакциялар мөлшелері:

$$R_{03}^n = |R_{03}^n| \mu_p, \quad (94)$$

$$R_{12}^n = |R_{12}^n| \mu_p, \quad (95)$$

$$R_{03} = |R_{03}| \mu_p, \quad (96)$$

$$R_{12} = |R_{12}| \mu_p. \quad (97)$$

В топсадағы R_{23} немесе R_{32} реакцияларын табу үшін, мәселен, 2-ші буынға әсер ететін күштер қосындысын нөлге теңейік, демек:

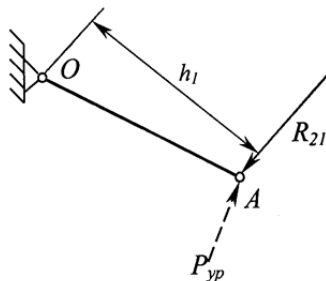
$$\begin{aligned} \Sigma P_{1.26} &= 0 \\ \text{Яғни} \end{aligned}$$

$$\underline{R_{03}} + \underline{F_{u3}} + \underline{G_3} + \underline{R_{32}} = 0 \quad (100)$$

Осы теңдеуді 3-ші суретте қосымша салып табамыз:

$$R_{32} = |R_{32}| \mu_p. \quad (101)$$

1.6. Соңында айналшақтың күш анализін жасаймыз (4-ші сурет). Оның A нүктесіне $R_{21} = -R_{12}$ реакция күшін келтіреміз, бағытын вектор R_{12} қарсы және тік бұрышпен OA буынына теңгеру күшті P_{yp} .



Сурет 19 – Айналшаққа әсер ететін күштер сұлбасы

Оны табу үшін шарт қоямыз, моменттер қосындысы айналшаққа әсер еткен нөлге тең деп, демек: $\Sigma M_0 = 0$.

яғни:

$$-R_{21} h_1 + P_{yp} l_{OA} = 0 \quad (102)$$

осыдан:

$$P_{yp} = \frac{R_{21} h_1}{l_{OA}}$$

h_1 параметрін табамыз, м:

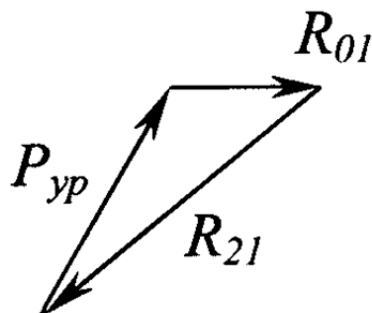
$$h_1 = |h_1| \cdot \mu_l, \text{ м};$$

Екінші қоятын шартымыз, айналшаққа әсер еткен күштер қосындысын нөлге теңейміз, демек $\sum P_i = 0$.

яғни:

$$R_{21} + P_{yp} + \underline{R_{01}} = 0 \quad (103)$$

Осы теңдеумен күштердің сызбасын салып белгісіз R_{01} реакциясын табамыз (сурет 5).



Сурет 20 – Айналшақтың күш планы

Осыдан:

$$R_{01} = |R_{01}| \mu_p. \quad (104)$$

2 Зертханалық құралдар мен құжаттар

1. Соломнығышдағыш (сұлбасы) макеттеі қондырғысы.
2. Рейсшина сызбағышы, циркуль, қағаз (миллиметрлік), калькулятор.
3. Зертханалық есептер мәні (Зертханалық жұмыс № 3 бойынша).

3 Жұмысты орындау тәртібі

1. Күш анализін жасау негіздерін талдаңдар.
2. Қарастырылған механизмге күш анализін жасаңдар, өздерің таңдап алған φ_1 орнына және берілген параметрлері бойынша:
 - мөлшерлері, м: 3-ші зертханалық жұмысы бойынша нұсқаулардың параметрлерін аламыз.
 - S_3 нүктесін $l_{CS3} = 0,5l_{BC}$ арақашықтықта орналасқан; S_2 нүктесі А(.) сәйкес.
 - буындардың массасы, кг: $m_2 = 30$; $m_3 = 10$;
 - буындардың инерция моменттері, кг·м²: $J_{S2} = 25$, $J_{S3} = 5$.

Кесте 10 – Кедергі күштің мөлшерлері

A нүктесінің орны	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\varphi_1^0, \text{град.}$	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$P_c, \text{кН}$	1,2	1,5	1,8	2,2	2,8	3,1	2,9	2,6	2,5	2,3	1,8	1,1

3. φ_1 қалыбы бойынша 2,3 буынның бұрыштық жылдамдығы және 2,3 буынның ауырлық орталық үдеуінің мөлшерлерін зертханалық жұмыс №3 аламыз.

4. II класстың Ассур тобы 2,3 буынның күш жоспары және I класстың Ассур тобы 0,1 буынның күш жоспары

5. Орындалған жұмысқа есеп беріңдер.

4 Бақылау сұрақтарға жауап беру

1. Механизмнің күш анализінде қандай мәселер шешіледі?
2. Механизмге әсер ететін күштермен моментерді сипаттаңдар?
3. Инерция күші және инерция моменті деген не, олар қалай табылады егер буындар ілгерлемелі, айналмалы және күрделі қозғалыста болса?
4. Неліктен Ассур тобы статикалық шешілімді?
5. Жазық механизмге күш анализі қандай бағытта жасалады?
6. Күштер сызбасының (планының) мағынасы, ол қалай құрылады?

Зертханалық жұмыс №7

Тақырып: Жұдырықшалы механизмнің кинематикалық талдауы

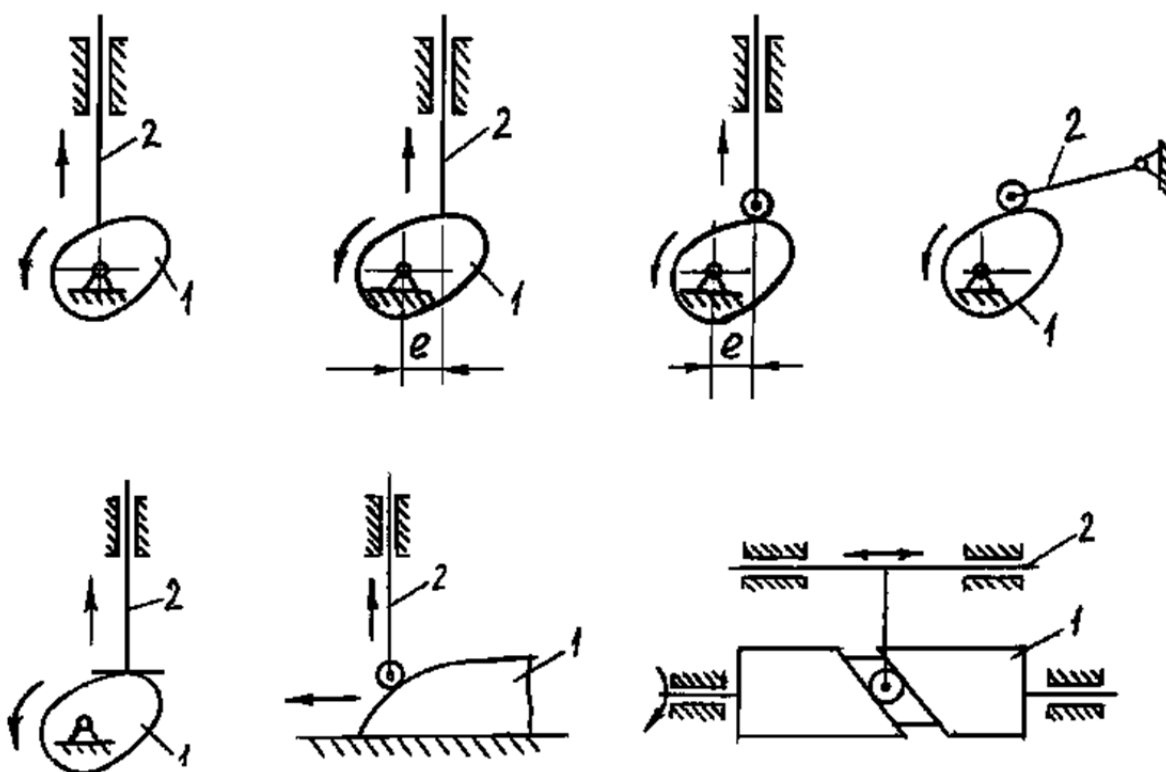
Жұмыс мақсаты: Графикалық әдіспен итергіштің қозғалыс заңын анықтау.

1 Теориялық негіздері

Жұдырықшалы механизмдер жетекші буынның берілген қозғалыс заңын жетектегі буынның қажетті қозғалыс заңына ауыстыруға арналады. Олардың конструкциясы қарапайым және ықшамды.

Қарапайым ЖМ құрылымында жетекші буын, мәселен, жұдырықша пішіні кез келген қисық, және жетектегі буын-итергіш. Жұдырықшаның пішінін өзгерту арқылы итергіштің алуан түрлі қозғалыс заңын арттыруға болады.

21-ші суретте әр түрлері көрсетілген, одан жұмыс істейтін принциптері жақсы көрінеді.



Сурет 21 – Жұдырықшалы механизмдердің түрлері

Кинематикалық анализдің мақсаты итергіштің қозғалыс заңын анықтау, жылдамдығын және үдеуін табу жұдырықшаның айналу φ , бұрышына сәйкес орындарда.

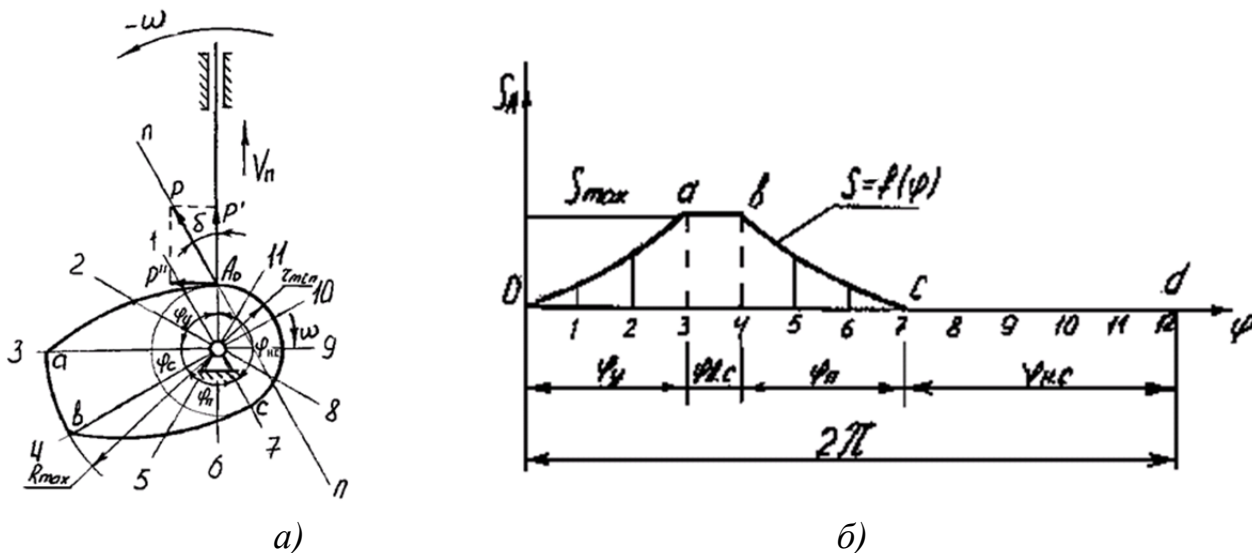
Осындай есепті шығару әдісін, мысал ретінде орталық жұдырықшалы механизмді (ОЖМ) алып қарастырайық (22а сурет), мұнда:

r_{min} - жұдырықшаның ең кіші радиусы;

R_{max} - жұдырықшаның ең үлкен радиусы;

$\varphi_{y.}, \varphi_{в.с.}, \varphi_{н.}, \varphi_{н.с.}$ - жұдырықшаның фазалық айналу бұрыштары, олар сәйкес

итергіштің жоғары көтерілуіне қисықтың (oa) бөлшегі (15б-сурет), жоғарыда тұруына –(ав) бөлшегі, төмен жылжуына- (bc) бөлшегі және төменде тұруына – (cd) бөлшегі.



Сурет 22 – Орталық жұдырықшалы механизм:

а) итергіштің қозғалысын анықтауға арналған сұлба;

б) итергіштің қозғалыс диаграммасы (заңы) $S_A = f(\varphi)$.

Диаграмманы құру сұлбаларында жақсы көрінеді. Итергіштің жұдырықшамен түйіскен A_0 нүктеден өткен нормаль $n-n$ мен итергіштің жылдамдық векторы V_n аралығындағы бұрыш δ қысым бұрышы деп аталады, онда: пайдалы күш $P' = P \cos \delta$

пайдасыз күш $P' = P \sin \delta$

Итергіш жұдырықшамен сыналасып қалмау үшін келесі шарт орындалу қажет:

$$\delta \leq \delta_{max} \quad (105)$$

Істік итергіштерге $\delta_{max} \leq 30^0$ алынады, ал роликті итергіштерге

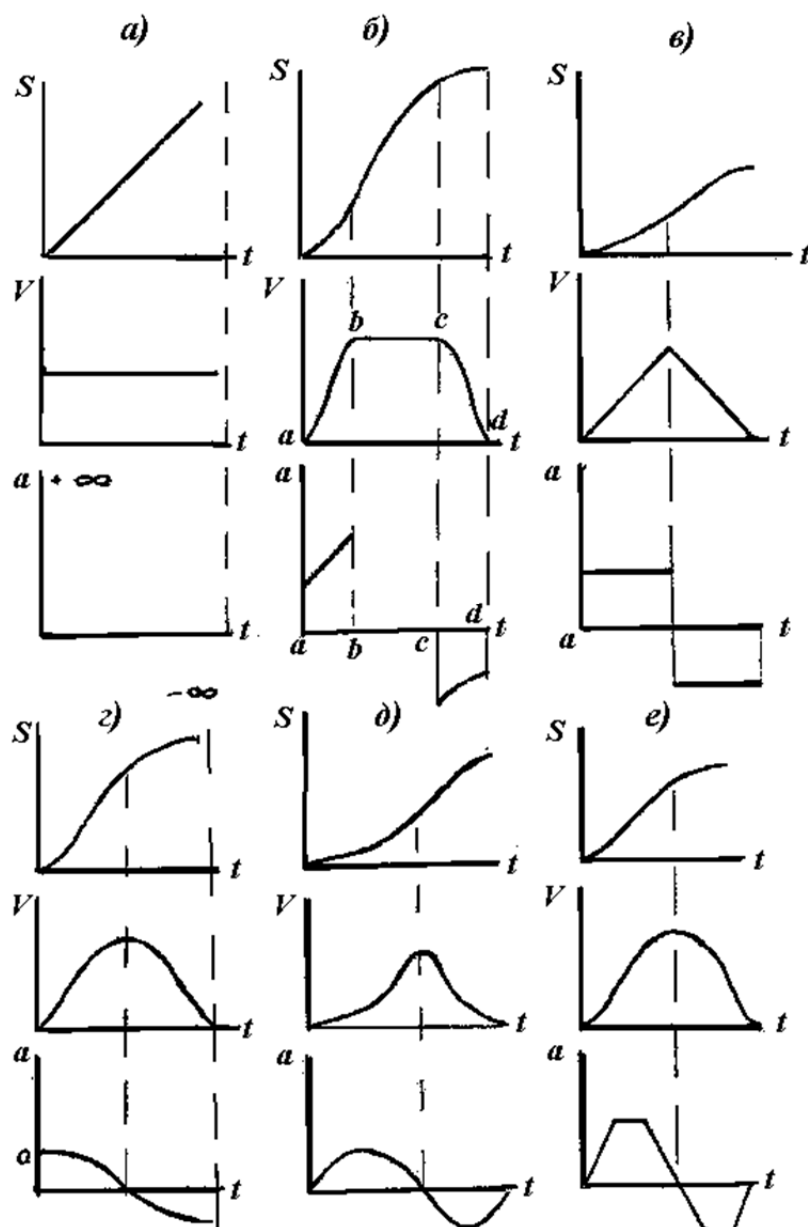
$$\delta_{max} \leq 45^0. \quad (106)$$

Барлық фазалар жұдырықшаның бір айналымында орындалғандықтан, олардың қосындысы 360 градусқа тең. Итергіштің жүрісі S_{max} (немесе,

теңселмелі болса итергіштің қамту бұрышы X_{max}), және фазаларға сәйкес орындалу уақыттары механизмнің атқаратын міндетіне сәйкес белгіленеді.

Диаграмманың (oa) және (bc) бөлшектеріндегі заңдарда механизмнің орындайтын операциясына сәйкес болады. Бұл жағдайларда заңдары алдын ала берілген деп есептеледі.

Кей жағдайда тек итергіштің жүріс жолы S_{max} белгілінген уақытта орындалу қажет болады, ал қозғалыс заңы белгіленбейді. Онда конструктор өзі керекті заңды таңдап алады. Осы таңдауда жұдырықшалы механизмдердің жұмыс істегенде ерекшеліктерін білу қажет, соларды қарастырайық (23-ші сурет).



Сурет 23 – Итергіштің қозғалыс заңдарының айырмашылықтары

Суретте итергіштің бір фазадағы (мәселен, көтерілу) қозғалыс, жылдамдық және үдеу заңдары келтірілген.

23а-суретте итергіш тұрақты жылдамдықпен жылжиды. Мұнда үдеу мөлшері қозғалыс басында ($+\infty$) және аяғында ($-\infty$), демек шексіз өзгереді. Мұндай кезде үдеудің өзгеруі қатаң соққыға келтіреді, яғни механизм көпке шыдамай сынады.

23б-суретте итергіштің қозғалу жылдамдығы қалыпты өсіп бәсеңдеу тұрақталады да қалыпты нөлге дейін түседі. Мұндай жағдайда үдеу белгілі мөлшерден әсіп күрт және күрт төмендейді (a, b, c, d) нүктелері. Мұнда да динамикалық соққы болады белгілі мөлшерде, демек *жұмсақ соққыға* жатады. Осындай механизмнің жұмыс істеу ережесі жұдырықшаның айналу жиілігі 2000-нан аспаса қолданылады.

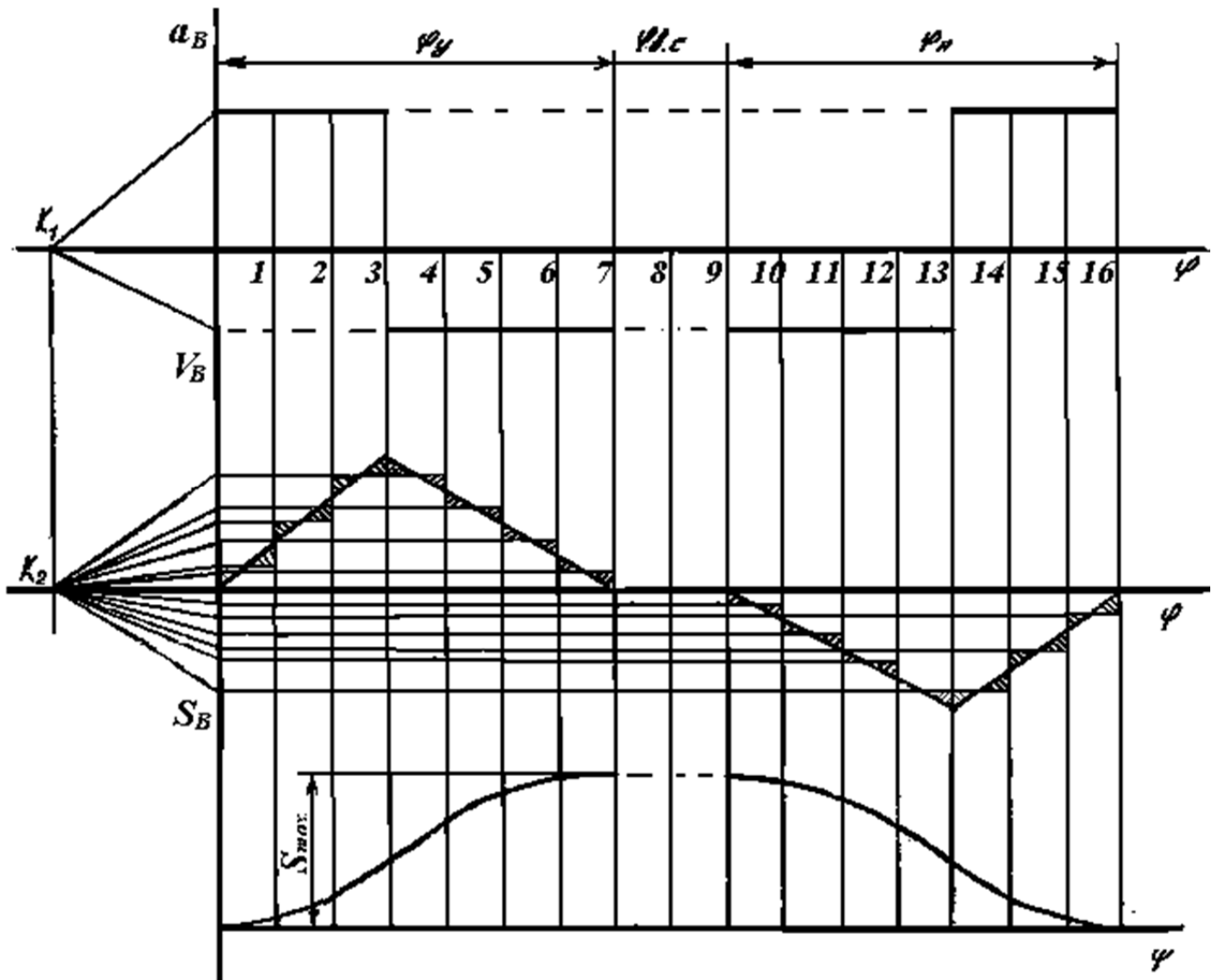
23в-суреттегі диаграмма итергіштің бір қалыпты қозғалысын бейнелейді. Мұнда басында жылдамдығы бір қалыпты нольден жоғарлайды, ал үдеуі тұрақты оң таңбалы, содан жылдамдығы бір қалыпты нольде қайтады, ал үдеуі тұрақты сол таңбалы болады. Мұнда a, b, c нүктелерінде *жұмсақ соққылар* белгіленеді.

23г-суретте итергіштің қозғалыс үдеуі косинустық заңмен өзгереді. Жылдамдығы және үдеуі байсалды өзгереді, тек басымен аяғында үдеу шамасы оң таңбалыдан сол таңбалыға ауысады, яғни *жұмсақ соққы* ережесіне жатады.

23д-суретте итергіштің қозғалыс үдеуі синустық заңмен өзгереді, демек жылдамдығы және үдеуі нольден шығып нөльге қайтады, демек *соққысыз жұмсақ* ережеде жұмыс істейді.

23е -суретте итергіштің қозғалыс үдеуі тең бүйірлі трапеция тәрізді заңмен өзгереді. Бұл жұмыс ережесінде механизм жұмсақ істейді. Осы соңғы екі заң түрлері жұдырықша аса жылдам айналғанда қолданылады.

Сонымен, қарастырылған варианттарда итергіштің қозғалыс диаграммалар пішіндері бір біріне ұқсас, сондықтан, механизмге қажетті заң үдеу диаграммасын белгілеуден басталады. Ал жобалаудың мақсаты- таңдалған итергіштің қозғалыс заңын орындайтын жұдырықшанын жұмыс пішінін құру. Ол үшін 23-ші суретте графикалық интергралдау әдісі көрсетілген, яғни белгіленген үдеу графигінен қозғалыс диаграммасын құру әдісі.



Сурет 24 – Графикалық интегралдау әдісі

Суретте абцисса бойынша жұдырықшаның айналу бұрышы φ алынған, оның масштабы:

$$\mu_\varphi = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\varphi}{|\varphi|}, \left(\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right), \quad (107)$$

мұнда: $\varphi = (\varphi_y + \varphi_{ec} + \varphi_n)$ - фазалар бұрыштардың қосындысы (рад.);

$|\varphi|$ - фазалық бұрыштардың қосындысының абцисса осі бойынша сызбада алынған ұзындығы, мм.

Итергіштің нақты жүріс масштабы ордината бойынша тең:

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{|S_{\max}|}, \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right), \quad (108)$$

мұнда: S_{\max} – итергіштің жүріс мөлшері (тапсырма бойынша), м;

$|S_{\max}|$ – сызбада шыққан ордината мөлшері, мм.

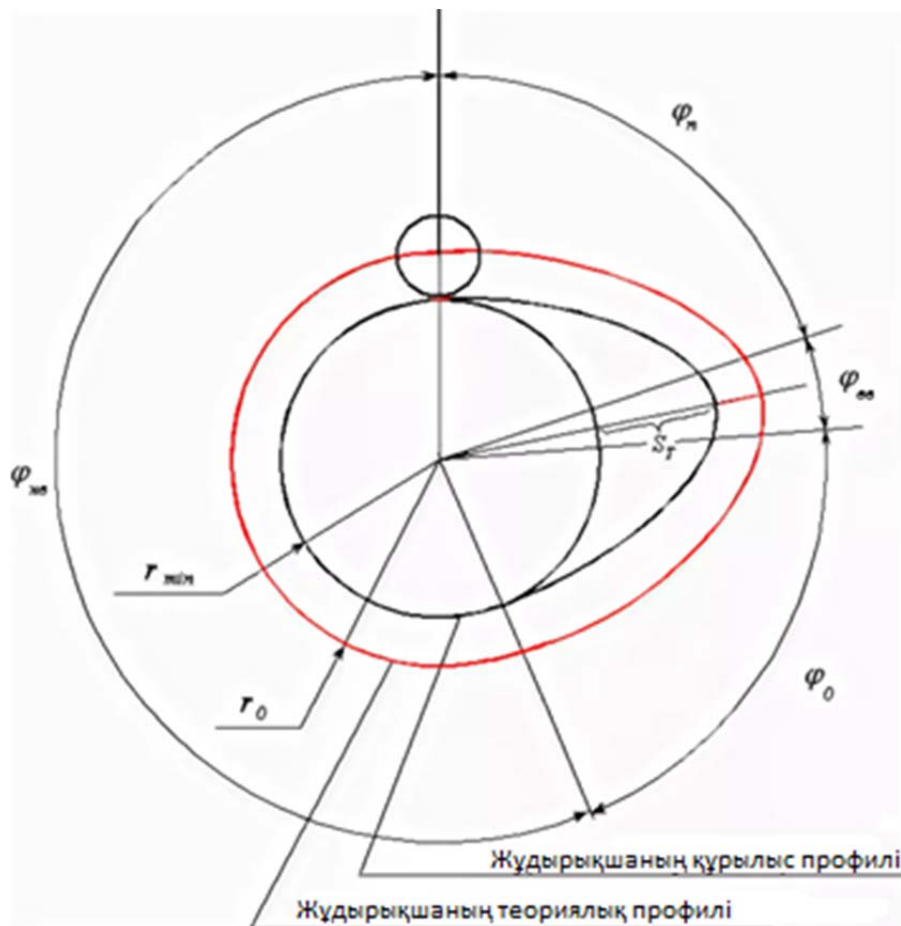
Итергіштің нақты жылдамдық масштабы ордината бойынша тең:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi H_2}, \left(\frac{m/c}{mm} \right), \quad (109)$$

мұнда: H_2 - сызбада алынған полюстік қашықтық (K_2) мөлшері, мм.
Осыдан итергіштің үдеу масштабы да табылады, ол тең:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_v H_1}, \left(\frac{m/c}{mm} \right)^2, \quad (110)$$

мұнда: H_1 - сызбада алынған полюстік қашықтық (K_1) мөлшері, мм.



Сурет 25 – Жұдырықшаның профилі

2 Зертханалық құралдар мен құжаттар

1. Жұдырықшалы механизмдердің үлгілері:

- орталық, орталықсыз істік және роликті итергіштер;
- теңселмелі итергіштер.

2. Рейшина, сызғыш, бұрышты сызғыш, қарындаш, қағаз (миллиметрлік).

3 Жұмысты орындау тәртібі

1. Теориялық негіздерін таңдап 23-ші суреттен үдеу графигін таңдап алындар, және өздерін белгілендер фазалық бұрыштарды φ_y , φ_n , φ_{oc} . 1-ші суреттен итергіштің жүрісін S_{max} , немесе Ψ_{max} .

2. Кез келген масштабпен $a=f(\varphi)$ диаграммасын құрып, оны графикалық интегралдап $V=f(\varphi)$ диаграммасын, және қайталай интегралдап $S=f(\varphi)$ диаграммасын құрындар (үлгі 21-ші сурет).

3. Нақты сызбалар масштабын табындар, яғни: μ_V және μ_S

4. Орындалған жұмыстың мәлімет құрастырып, барлық мағыналарды 11-ші кестеге енгізу керек.

Кесте 11 – Табылған параметрлерді тауып кестеге енгізіндер.

φ бұрышының қалыбы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
	Параметрлері																	
$ S_{max} $, мм																		
S , м																		
V , м/с																		
a , м/с ²																		

4 Бақылау сұрақтар

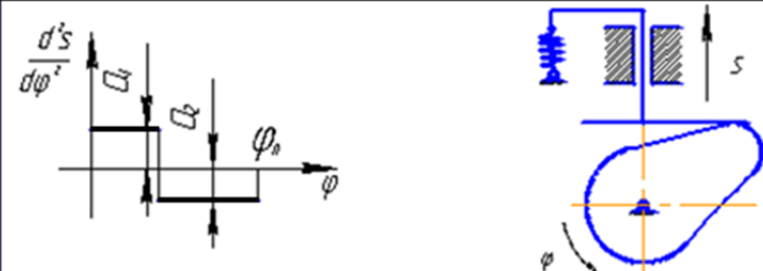
1. Жұдырықшалы механизмнің түрлері, атқаратын міндеттері.

2. Жұдырықшаның геометриялық және механизмнің кинематикалық параметрлері.

3. Итергіштің қозғалыс диаграммасы қалай құрылады?

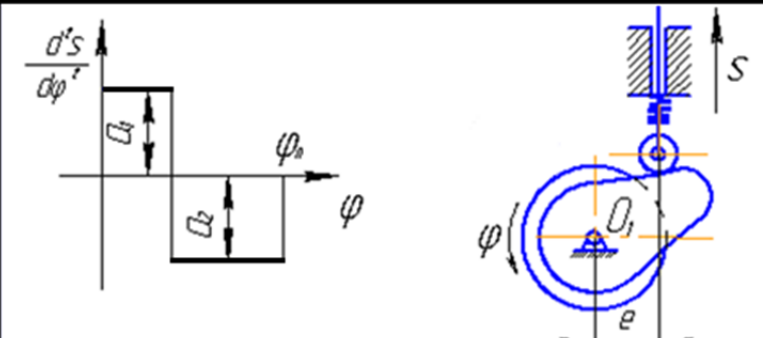
4. Қысым бұрышы деген не?

5 Тапсырманы орындауға арналған нұсқалар үлгілері



Параметрлер	Белгіленуі	Өлшемділігі	Сандар мағынасының нұсқаулары									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ЖМ итергішінің жүрісі	h	мм	20	25	18	20	22	25	18	22	20	25
Эксцентриситеті	e	мм	8	0	10	0	10	8	6	5	0	10
Үдеудің қатынасы	a_1/a_2	-	2,0	2,2	1,8	1,6	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	1,5
Жұдырықшаның бұрылатын фазалық бұрышы	$\varphi_{00} = 0$	град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\varphi_n = \varphi_0$	град	90	110	120	100	105	110	115	120	125	130
Жіберілетін қысым бұрышы	$\varphi_{доп}$	град	20	22	25	24	20	20	22	24	25	20
Итергіштің салмағы	m_T	кг	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,60

Сурет 26 – Табақша тәріздес орталандырылған жұдырықшалы механизмі

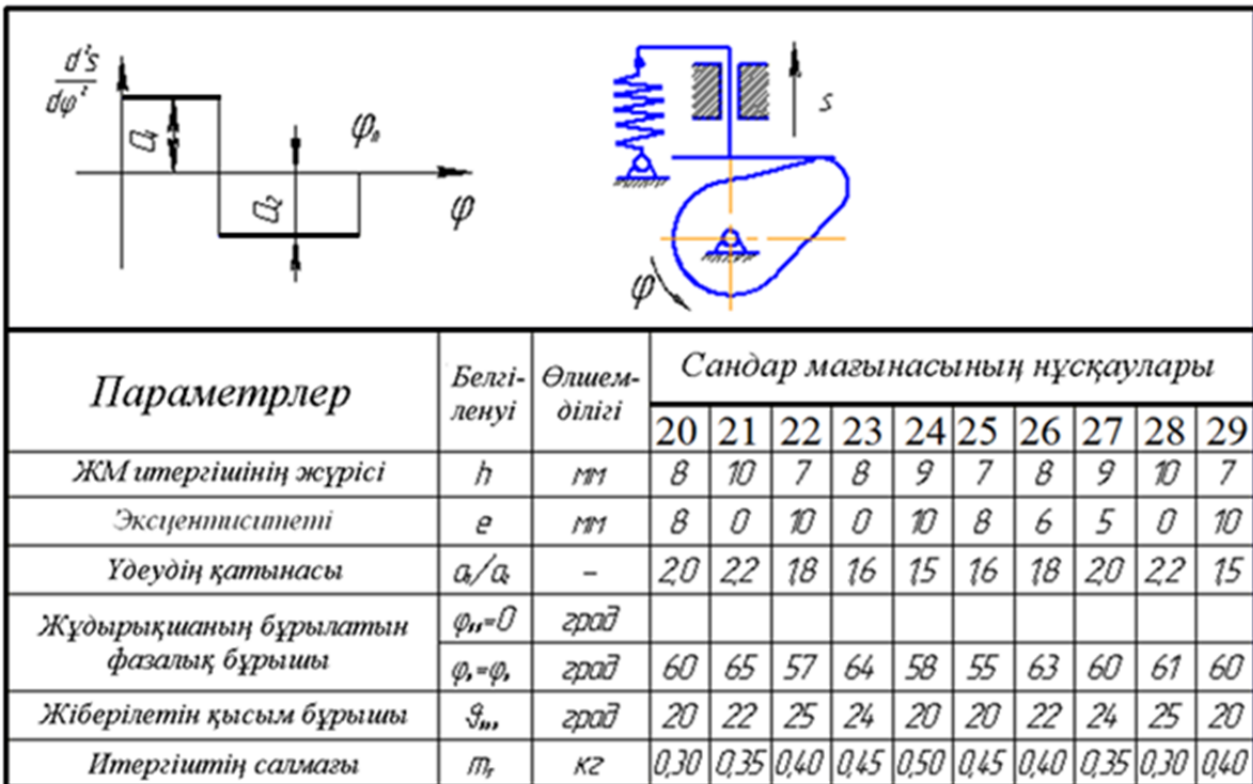


Параметрлер	Белгіленуі	Өлшемділігі	Сандар мағынасының нұсқаулары									
			10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ЖМ итергішінің жүрісі	h	мм	20	25	18	20	22	25	18	22	20	25
Эксцентриситеті	e	мм	8	0	10	0	10	8	6	5	0	10
Үдеудің қатынасы	a_1/a_2	-	20	18	15	16	18	20	22	25	16	15
Жұдырықшаның бұрылатын фазалық бұрышы	φ_{00}	град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\varphi_n = \varphi_0$	град	90	110	120	100	105	100	115	120	125	130
Жіберілетін қысым бұрышы	$\varphi_{доп}$	град	20	22	25	24	22	20	22	24	25	20

Сурет 27 – Роликті эксцентриситет тәріздес жұдырықшалы механизмі



Сурет 28 – Роликгі бар орталандырылған жұдырықшалы механизмі



Сурет 29 – Табакша тәріздес орталандырылған жұдырықшалы механизмі

Зертханалық жұмыс №8

Тақырып: Цилиндрлі тісті іліністі жобалау

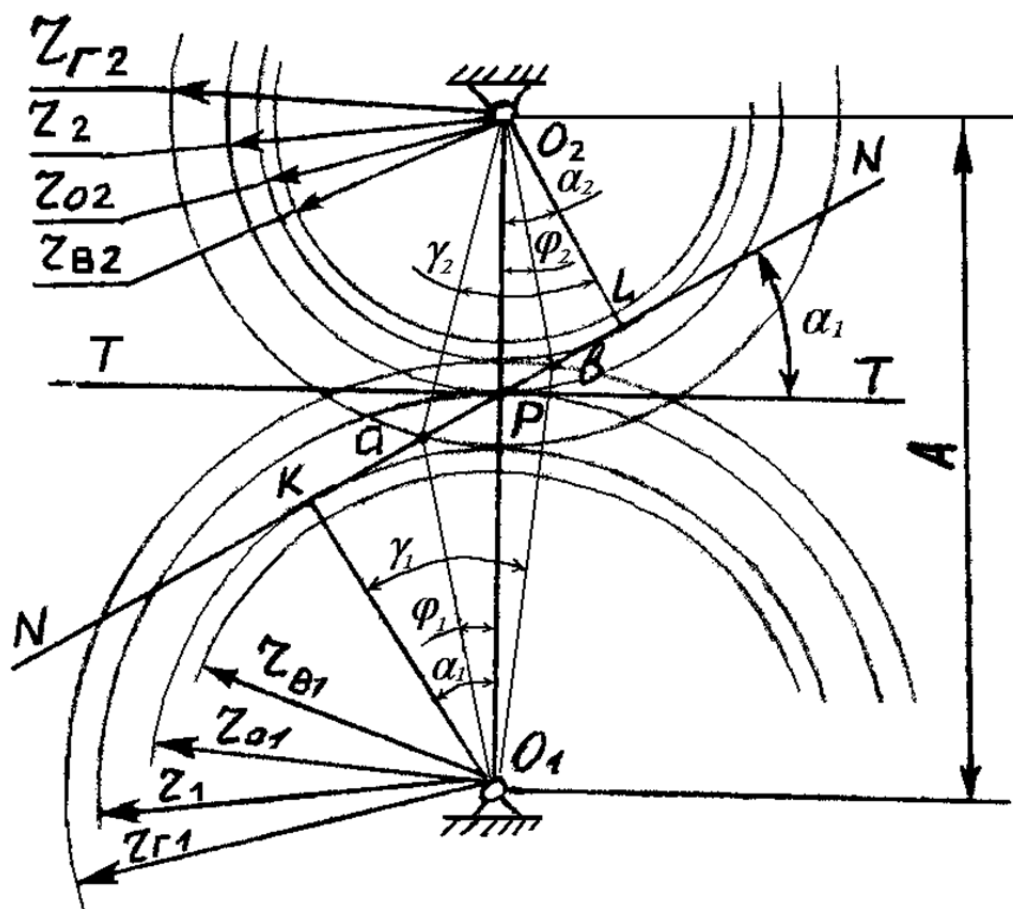
Жұмыс мақсаты: Цилиндрлі тісті доңғалақтардың геометриялық параметрлерін есептеу әдістемісін және тісті іліністің суретін салуды игеру.

1 Тісті іліністің кинематикалық және доңғалақтарының геометриялық параметрлері

Тісті механизмдер айналма қозғалысты бір біліктен екіншіге арттыруға және салыстырмалы бұрыштық айналу жылдамдықтарын өзгертуге арналады. Біліктердің осьтері әр түрлі орналады: параллельмен, бұрышпен қиылысып не қиылыспай.

Егер өстері параллельді болса беріліс цилиндрлі тісті доңғалақтармен артылады. Мұнда доңғалақтары тік тісті, қиғаш тісті болады, сырттай не іштей ілінісетін.

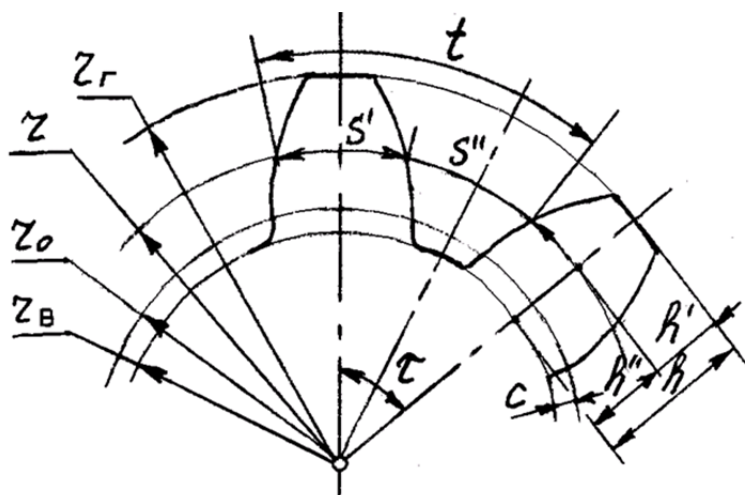
Егер осьтері бұрышпен қиылысса онда беріліс конусты доңғалақтармен, ал осьтері қиылыспаса – гиперболоидты доңғалақтармен беріледі. Өз-ара гиперболоидты ілініс үш түрде болады: гипоидты, иірмекті, винтті.



Сурет 30 – Тісті доңғалақтың және іліністің геометриялық параметрлері

TT -бастапқы шеңберлерге бірдей жанама;
 NN -ілініс сызығы;
 KL –теориялық ілініс мөлшері (мм);
 av – нақты ілініс мөлшері (мм);
 A - өс аралық қашықтығы;
 $(\cdot)P$ - ілініс полюсы;
 α -ілініс бұрышы;
 r_e – ойпатпен өтетін шеңбердің радиусы;
 r_o – негізгі шеңбердің радиусы;
 r_2 – тіс төбесінен өтетін шеңбердің радиусы;
 φ - тістердің жабу бұрышы;
 γ - тістің профилінің бұрышы.
 $z_2; z_1$ – доңғалақтың тістердің саны

Егерде $\alpha = 20^\circ$ болса онда тісті ілініс қалыпты деп аталады, ал $\alpha \neq 20^\circ$, онда коррегирленген (түзетілген) деп аталады. Қалыпты іліністе доңғалақтың бастапқы шеңбері бөлгіш шеңберімен сәйкес болады, демек $r' = r$, ал түзетілген доңғалақта сәйкес болмайды. Тісті түзету қолданылады егер тіс саны 17-ден кем болса, демек $z_{\min} < 17$.



Сурет 31 – Тісті доңғалақтың геометриялық параметрлері

Тісті доңғалақ тістерінің геометриясы(30-сурет):

- t – тіс қадамы бөлгіш шеңбер бойынша;
- S' - тістің ені, S'' -тістер аралығы бөлгіш шеңбер бойынша;
- τ - тістердің бұрыш қадамы.

Қалыпты тісті іліністе $S' = S'' = \frac{t}{2}$, ал жалпы $t = S' + S''$

Радиусы r бөлгіш шеңбердің ұзындығында толық z санды тістер болу керек, демек:

$$z = \frac{2\pi r}{t}, \text{ немесе } z \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot r$$

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1} \quad (111)$$

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}. \quad (112)$$

Біліктердің бұрыштық жылдамдықтарының қатынасы ілініс қатынасы деп аталады:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (113)$$

мұнда: ω , n , z , r - белгілеуге сәйкес бұрыштық жылдамдық, айналу жиілігі, тіс саны және доңғалақтың бастапқы шеңберінің радиусы (23-ші сурет).

Қатынас $\frac{t}{\pi} = m$ - модуль деп аталады, ол стандартталған, өлшемі (мм).

Тістің төбесінің биіктігі $h' = m$, демек бір модульге тең алынады. Тістің табанының биіктігі $h'' = 1,25m$. Сонда жалпы тістің биіктігі $h = h' + h'' = 2,25m$, монтаждық саңлау $c = 0,25m$.

Тісті берілісті жобалауға алынатын параметрлер модулі m , тістер саны z_1 , z_2 , және ілініс бұрышы $\alpha = 20^\circ$,

2 Қалыпты іліністі жобалау тәртібі және тісті іліністің суретін салу

1. Бастапқы (бөлгіш) шеңберлердің радиустары:

$$r_1 = 0,5m \cdot z_1, \quad (114)$$

$$r_2 = 0,5m \cdot z_2 \quad (115)$$

2. Тістердің төбесінен өтетін шеңберлердің радиустары:

$$r_{r1} = 0,5m \cdot z_1 + h' = 0,5m \cdot z_1 + m = m \left(\frac{z_1}{2} + 1 \right), \quad (116)$$

$$r_{r2} = 0,5m \cdot z_2 + h' = 0,5m \cdot z_2 + m = m \left(\frac{z_2}{2} + 1 \right) \quad (117)$$

3. Негізгі шеңберлердің радиустары:

$$r_{o1} = r_1 \cdot \cos \alpha, \quad (118)$$

$$r_{o2} = r_2 \cdot \cos \alpha \quad (119)$$

4. Ойпатпен өтетін шеңберлердің радиустары:

$$r_{B1} = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} - 1,25 \right), \quad (120)$$

$$r_{B2} = m \cdot \left(\frac{z_2}{2} - 1,25 \right) \quad (121)$$

5. Ось аралық қашықтығы:

$$A = r_1 + r_2. \quad (122)$$

6. Тістер қадамы:

$$t = \pi \cdot m. \quad (123)$$

7. Тістер енімен аралығы:

$$S' = S'' = \frac{t}{2}. \quad (124)$$

8. Негізгі шеңберлерден радиустары r_{o1} және r_{o2} эвольвенталары салынады, тістердің үлгісі дайындалады.

9. Есептелген параметрлер бойынша ілініс суреті салынады таңдап алған ұзындық μ_l масштабпен.

10. Тіс жабу коэффициентін, демек нақты іліністе неше тістер жұбы істейтініні есептеледі:

$$\varepsilon = \frac{(ab) \cdot \mu_l}{t \cdot \cos \alpha}. \quad (125)$$

11. Аналитикалық әдіспен тіс жабу коэффициенті төменгі теңдеумен есептеледі:

$$\xi = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1 - \operatorname{tg} \alpha}{\tau_1} + \frac{\operatorname{tg} \gamma_2 - \operatorname{tg} \alpha}{\tau_2}, \quad (126)$$

мұнда:

$$\gamma_1 = \arccos \left(\frac{r_{o1}}{r_{r1}} \right), \quad (127)$$

$$\gamma_2 = \arccos \left(\frac{r_{o2}}{r_{r2}} \right) \quad (128)$$

12. Беріліс қатынасы біліктер аралығында:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (129)$$

3 Зертханалық құжаттар және құралдар

1. Инженерлік калькулятор, циркуль, сызғыш, қарындаш.
2. Тісті доңғалақтар, редукторлар.
3. Өзіндік жұмысты шешетін есептерге берілген параметрлер кестесі.
4. Аналитикалық әдіспен графикалық табылған \mathcal{E} мағынасының салыстырып тексеріндер.
5. Өзіндік жұмысты орындауға арналған шартты тапсырмалары орындандар.

4 Орындау тәртібі

1. Теориямен және есептеу әдісімен танысып игеріндер.
2. Кестеден бір нұсқаны алып тісті іліністің параметрлерін есептеңдер.
3. Тісті іліністің 30-ші суреттегі үлгісі арқылы өз параметрлермен салыңдар.
4. Графикалық және аналитикалық әдістермен табылған тіс жабу коэффициенттерін салыстырыңдар.
5. Орындалған жұмысқа есеп жасандар.

5 Бақылау сұрақтар

1. Тісті берілістердің атқаратын міндеті.
2. Тісті жұптың кинематикалық параметрлері.
3. Тісті жұптың геометриялық параметрлері.
4. Тіс жабу коэффициентінің мағынасы, және ол жұптың жұмыс істеуіне қандай әсер етеді?

Кесте 12 – Өзіндік жұмысты орындауға арналған нұсқалар.

нұсқалар параметрлер	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m	2	3	4	5	6	5,5	4,5	4,5	2,5	3,5
z ₁	18	21	24	17	19	17	18	22	19	23
z ₂	33	24	27	29	32	27	33	32	36	42
n ₁	18	22	24	19	26	29	34	25	34	36
нұсқалар параметрлер	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
m	2,5	3,25	4,5	5,75	6,25	4,25	5,75	6,25	3,25	4,75
z ₁	19	20	21	22	23	24	25	26	28	29
z ₂	38	32	30	29	33	31	43	45	43	45
n ₁	21	27	29	33	38	41	43	41	48	56
нұсқалар параметрлер	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
m	4,25	5,75	6,25	3,25	4,75	2,5	3,25	4,5	5,75	6,25
z ₁	19	20	21	22	23	24	25	26	28	29
z ₂	38	32	30	29	33	31	43	45	43	45
n ₁	65	65	68	71	71	49	53	54	57	54
нұсқалар параметрлер	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
m	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	5,5	5,5	6,5	6,5
z ₁	17	17	18	18	19	19	20	20	21	21
z ₂	35	34	36	38	29	28	24	25	45	48
n ₁	60	50	50	40	40	30	30	20	20	10
нұсқалар параметрлер	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
m	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,25	4,5	4,75
z ₁	21	22	23	24	25	21	22	23	24	25
z ₂	43	45	49	50	52	54	51	53	52	50
n ₁	65	75	85	95	105	100	90	80	70	60

Зертханалық жұмыс №9

Тақырып: Иірмекті іліністі жобалау

Жұмыс мақсаты: Иірмекті тісті берілістің параметрлерін есептеуді үйрену.

1 Теориялық негіздері

Иірмекті тісті іліністер айналу қозғалысын біліктен білікке арттыруға арналады, олардын өстері 90^0 бұрышпен қиылысады (сурет 32).

Көп жағдайда жетекші - бұрамдық, яғни трапеция тәрізді немесе оған жақын жіптері бар қысқа бұранда. бұрамдық денесін бекіту үшін бұрамдықты доңғалағының тәжінде доғалы тістер бар, бұл байланыс аймағындағы байланыс сызықтарының ұзындығын арттырады. Құрттың параметрлері 1 индексіне, ал құрт доңғалағының параметрлері 2 индексіне жатады.

Артықшылықтары:

- құрылымның ықшамдылығы және бір сатылы берілісте үлкен беріліс коэффициенттерін алу мүмкіндігі ($u= 10-60$, бірақ $u= 300$ дейін және одан жоғары қуат берілістерінде);

- тегіс және үнсіз жұмыс;

- жоғары кинематикалық дәлдік;

- өздігінен тежейтін редукторды алу мүмкіндігі, яғни қозғалысты тек бұрамдықтан доңғалаққа беруге мүмкіндік береді.

Кемшіліктері:

- іліністегі маңызды геометриялық сырғу және онымен байланысты үйкеліс;

- жоғары тозу;

- кептелуге бейімділік;

- қыздыру беру;

- салыстырмалы түрде төмен тиімділік (0,45-тен 0,85-ке дейін);

- қымбат және тапшы антифрикциялық түсті металдарды жауапты берілістерге қолдану қажеттілігі;

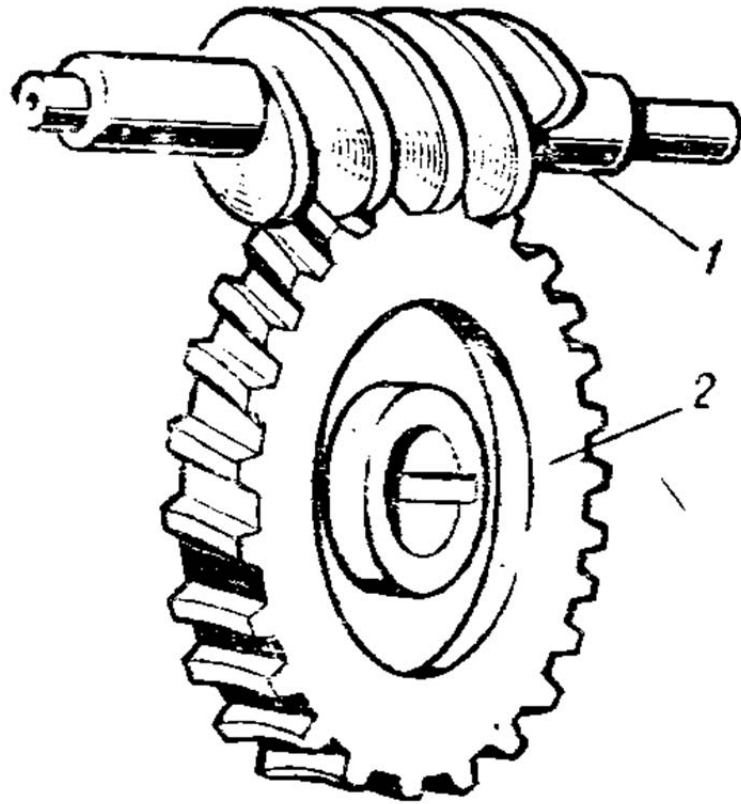
- тіректердің конструкцияларын қиындататын үлкен осьтік күштердің болуы.

Қолдану саласы.

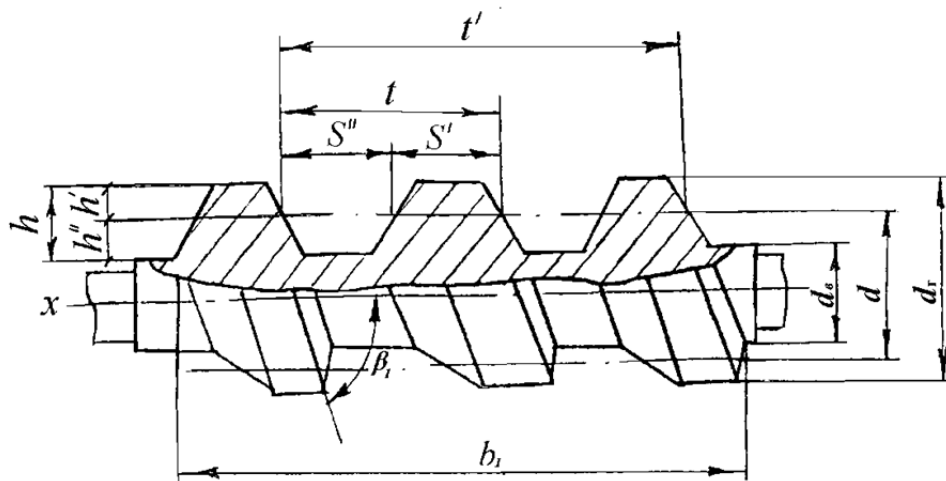
Иірмекті редукторларын шағын және орташа қуаттылықта, әдетте 50 кВт-тан аспайтын мөлшерде қолданған жөн.

Тісті және иірмекті жұптарынан тұратын редукторларды жобалау кезінде бұрамдық жұбын жоғары жылдамдықты қадам ретінде пайдалану ұсынылады, өйткені бұрамдық айналу жылдамдығы жоғарылаған кезде майлау үшін қолайлы жағдайлар жасалады және үйкеліс шығындары азаяды.

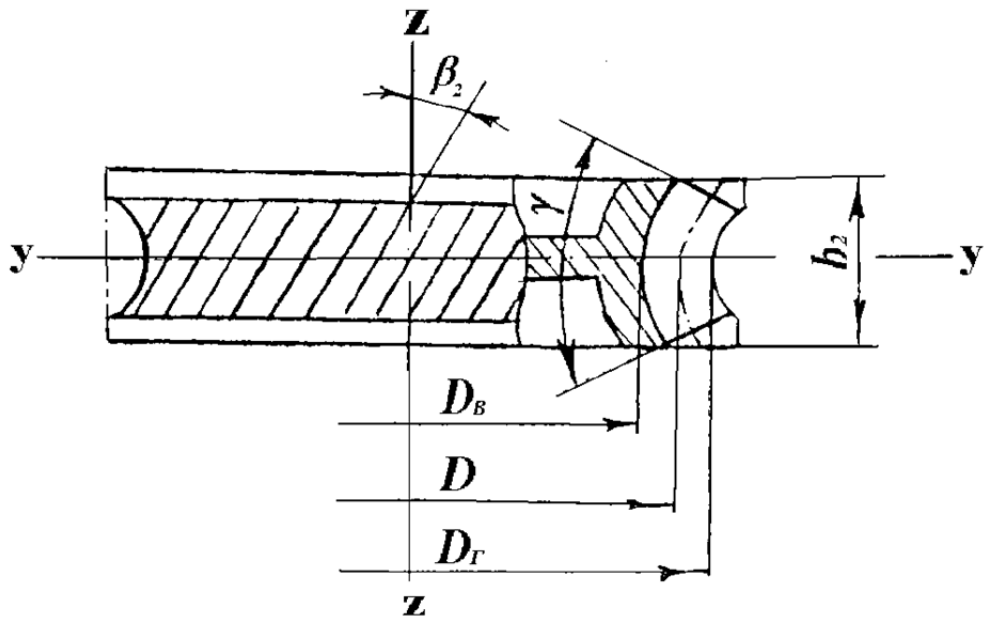
Бұрамдық берілістерін олардың қызып кетуіне жол бермеу үшін мерзімді (үздіксіз емес) жетектерде қолданған жөн.



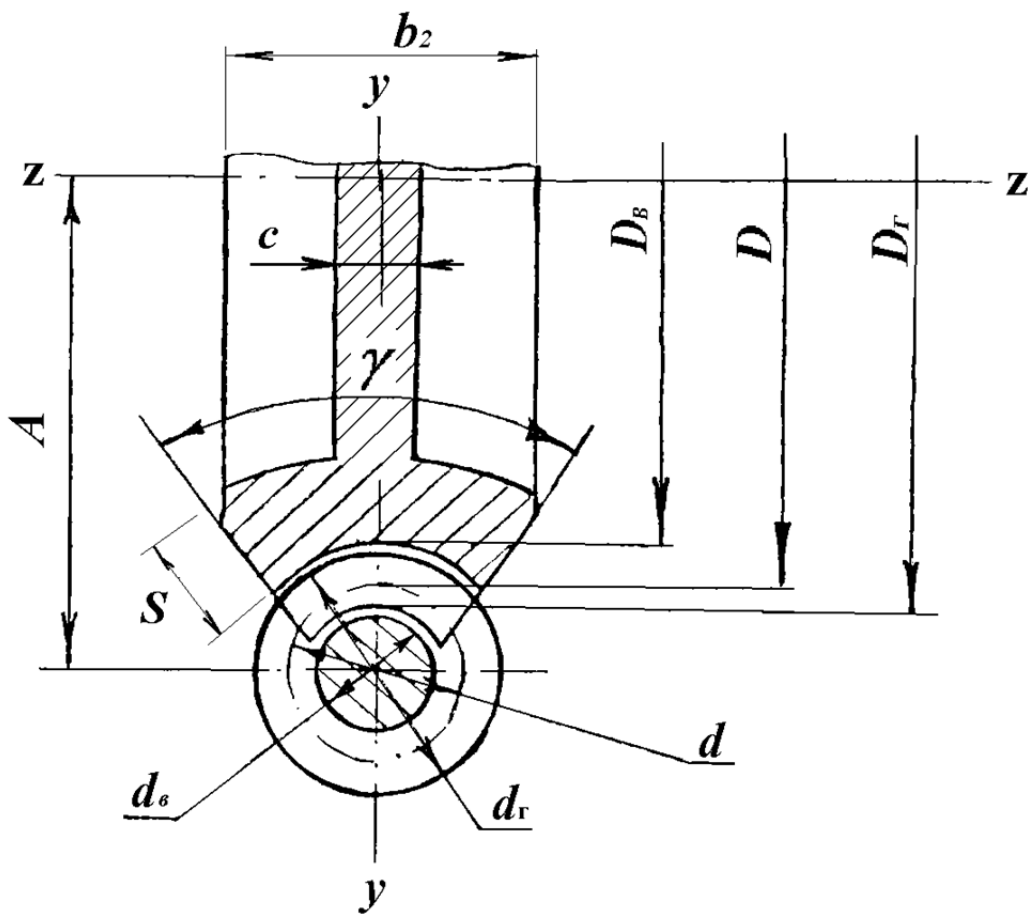
Сурет 32 – Иірмекті беріліс



Сурет 33 – Иірмекті білігі



Сурет 34 – Иірмекті донғалак



Сурет 35 – Иірмекті беріліс сұлбасы

1-ші буын (32 суретте) цилиндрлі тәрізді білікті иірмек деп аталатын, сырт бетінде бұрандалы қиылған тістер жасалған β_1 көлбеу бұрышымын айналатын өсіне (x-x). Иірмекті донғалақ (екінші буын) цилиндрлі тәрізді, сырт бойымен қиылған тістері айналатын (z-z) өсіне β_2 көлбеу бұрышымен (33,34-сурет) жасалған.

Көлбеу бұрышы β_1 мөлшері көп есе артық β_2 бұрышынаң, яғни $\beta_1 > \beta_2$ сондықтан, бұранда цилиндрді бірнеше ортайды және бұранданың кіріс саны бірнеше болуы мүмкін, демек

$$k = 1, 2, 3, 4.$$

Иірмектіктің жасау беті цилиндрліктен басқа глобоидты болуы мүмкін, егер (x-x) осі бойынша глобоидты қисық айналған болса. Ондай бетті иірмек доңғалақты қамту бұрышын көбейтуге қолданылады.

2 Иірмектің қимасын қарасақ (2 сурет) тістері трапециялы, мұнда:

1 тіс қадамы

$$t = \pi \cdot m; \quad (131)$$

мұндағы m - модулі (стандартталған);

2 Тіс төбесінің биіктігі:

$$h' = m; \quad (132)$$

3 Тіс табанының биіктігі:

$$h'' = 1,25m; \quad (133)$$

4 Бастапқы цилиндрдің диаметрі:

$$d = q \cdot m, \quad (134)$$

практикада коэффициент
 q - стандартталған мөлшері

$$q = \frac{d}{m} = (6,3...25); \quad (135)$$

5 Сыртқы диаметрі:

$$d_u = m(q + 2); \quad (136)$$

6 Ойпатпен өтетін цилиндрдің диаметрі:

$$d_6 = m(q - 2,5); \quad (137)$$

7 Тістің S' және аралығы S'' , $S' + S'' = t$, әдетте:

$$S' = S'' = \frac{t}{2}. \quad (138)$$

8 Егер иілек көп кірісті болса, онда тіс қадамы тең:

$$t = k \cdot \pi \cdot m. \quad (139)$$

Донғалақтағы тістің мөлшерлері иірметегідей, бірақ шеңберлері айналатын өсінен ($z-z$) және ($y-y$) өсіне симметриялық сызық бойынша алынады (3, 4 суреттер), сонымен:

9 Бастапқы шеңбердің радиусы:

$$r = \frac{m \cdot z}{2}, \quad (140)$$

z - тіс саны;

10 Сыртқы шеңбердің радиусы:

$$r_H = m \left(\frac{z}{2} + 1 \right); \quad (141)$$

11 Ойпатпен өтетін шеңбердің радиусы:

$$r_B = m \left(\frac{z}{2} - 1,25 \right); \quad (142)$$

12 Өсаралық қашықтығы (стандартпен алынады):

$$A = 0,5 \cdot (D + d); \quad (143)$$

13 Иірмекті қамту бұрышы тәжірибе бойынша $\gamma = (90 \div 120)^\circ$ градус аралығында алынады;

14 Донғалықтың ені

$$b_2 = (0,6 \dots 0,8) d_n \quad (144)$$

аралығында алынады.

бұрамдық дөңгелегі дискінің қалыңдығы

Бір кірісті иірмек бір айналым жасағанда доңғалақ бір тіске бұрылады, демек айналымның $1/z$ бөлшегіне. Сондықтан, беріліс қатынасы екі біліктің аралығында тең:

$$i_{12} = 1 : \frac{1}{z_{ч.к.}} = \frac{z_{ч.к.}}{1}, \quad (145)$$

немесе:

$$i_{12} = \frac{z_{ч.к.}}{k}, \quad (146)$$

егер бұrandаның кіріс саны k болса.
Тәжірибиде беріліс қатынасы 100-ге дейін алынады.

3 Зертханалық құралдармен құжаттар

1. Иірмекті іліністің үлгілері.
2. Сызғыш, циркуль, транспортир, калкулятор, қағаз (миллиметрлік).
3. Редукторлар (үлгілер).

4 Жұмысты орындау тәртібі

1. Теориясымен танысып есептеу әдісін игеріңдер, плакаттағы суреттерді, үлгілереді қарастырыңдар.
2. Иірмекті тісті іліністі есептеңдер, кестеден бір вариантты алып.
3. Іліністің сызбасын салыңдар масштабты белгілеп (сурет 33-35).
4. Өздік есептеуге берілген параметрлер кесте 13.

5 Бақылау сұрақтар

1. Иірмекті берілістердің міндеті.
2. Иірмекті берілістердің қандай артықшылықтары және кемшіліктері бар басқа берілістермен салыстырғанда?
3. Иірмекті берілістің кинематикалық және геометриялық параметрлері.
4. Иірмекті тістерін есептеу әдісі қандай?

Кесте 13 – Өзіндік жұмысты орындауға арналған нұсқалар

Нұсқалар параметрлер	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	m	1	1,25	2,0	2,5	4,0	5,0	6,3	8,0	10
k	2	2	4	2	1	1	1	1	1	1
q	25	25	25	20	20	16	16	12,5	12,5	10
$Z_{ч.к.}$	100	100	90	90	80	80	70	70	60	60
Нұсқалар параметрлер	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	m	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,25	4,5
k	4	4	4	4	2	2	2	2	1	1
q	6,5	6,9	7,2	7,8	8,2	8,5	8,8	8,9	9,2	9,3
$Z_{ч.к.}$	110	120	130	85	75	65	95	105	115	125
Нұсқалар параметрлер	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	m	5,0	5,25	5,5	5,25	5,0	4,75	4,5	4,25	4,0
k	1	1	2	2	2	2	4	4	4	4
q	9,5	9,6	9,7	9,8	10	12	13	14,5	15,8	16,8
$Z_{ч.к.}$	63	73	83	93	103	113	123	133	143	153
Нұсқалар параметрлер	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	m	3,5	3,25	3,0	2,75	2,5	2,25	2,0	1,75	1,5
k	4	4	4	4	2	2	2	2	1	1
q	17,8	19,4	20,1	22,1	23,4	24,9	25	19,6	18,7	19,5
$Z_{ч.к.}$	168	158	148	138	128	118	108	98	88	78
Нұсқалар параметрлер	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
	m	5,0	4,75	4,5	4,5	4,25	4,0	5,25	5,5	3,75
k	1	2	4	1	2	4	1	2	4	1
q	9,6	9,6	9,7	9,0	8,8	12,7	13,1	14,5	16,1	18,5
$Z_{ч.к.}$	65	67	69	72	74	75	84	88	90	92

Зертханалық жұмыс №10

Тақырып: Жедел әрекетті доңғалақты машинаның дифференциалын кинематикалық зерттеу

Жұмыс мақсаты: Машиналардың дифференциалының кинематикалық параметрлерін табу.

1 Теориялық негіздері

Доңғалақты машинаның қозғалысының объективті шарттары көлденең де, тік бағытта да белгілі бір доңғалақтардың іздерінің әртүрлі қисықтығына байланысты доңғалақтардың біркелкі емес бұрыштық жылдамдығын анықтайды; радиустың қатаң емес теңдігі, доңғалақтардың айналуы, шиналарды шығаруға рұқсаттардың болуы және олардың протекторының тозуының әртүрлі дәрежесі, сондай-ақ шиналардағы ауа қысымының, доңғалақ жүктемесінің және басқа да себептердің белгіленген талаптарына сәйкес келмеуі.

Жетек доңғалақтарының тең емес бұрыштық жылдамдығы олардың айналу осіне тәуелсіз қонуымен, ал жетек доңғалақтары дөңгелекаралық және өсаралық дифференциалдарды қолданумен қамтамасыз етіледі.

Блокталған жетекте доңғалақтардың бұрыштық жылдамдығы берілген арақатынаста болады; шиналардың бірдей модельдерінде олар бір-біріне тең. Сондықтан, құлыпталған жетегі бар нақты қозғалыс жағдайында жеке доңғалақтардың айналмалы жылдамдығы мен олар өткізетін жол ұзындығы арасында сәйкессіздік пайда болады, нәтижесінде доңғалақтардың жол жамылғысымен жанасуында тангенциалды күштер және оларға сәйкес шиналардың деформациясы пайда болады. Мұндай жетектің көмегімен жетектер мен жетектер үлкен жүктемелерге ұшырайды, бұл олардың жұмысына және машинаның тиімділігіне теріс әсер етеді. Сондықтан механикалық берілістерде жетек доңғалақтарының жетегінде дифференциалды механизм қолданылады. Бір энергия көзі (қозғалтқыш) және бір энергия тұтынушысы (жетек дөңгелегі) үшін дифференциалды (мысалы, мотоцикл) қолдану қажет емес. Доңғалақтың бұрыштық жылдамдығы қозғалтқыштың иінді білігінің бұрыштық жылдамдығына тура пропорционал.

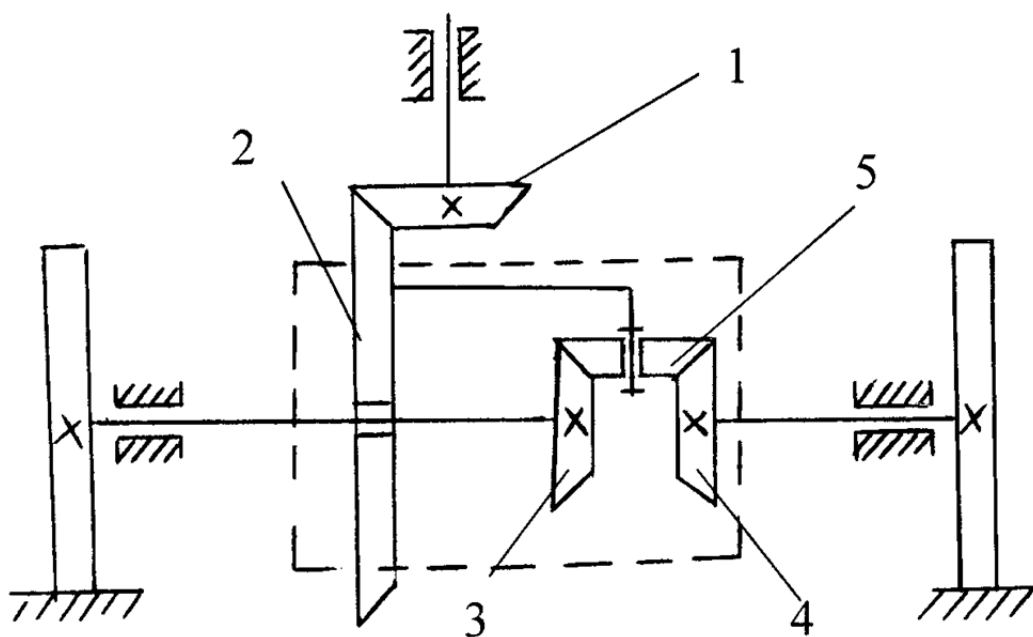
Дифференциал – екі еркіндік дәрежесі бар планетарлық механизм. Оның үш негізгі байланысы сыртқы механизмдермен байланысты. Дифференциалға берілетін қуат шығыс біліктерімен байланысқан механизмнің екі байланысы арасында бөлінеді.

Дифференциал корпусының берілген бұрыштық жылдамдығында екі шығыс біліктің бұрыштық жылдамдығы машинаның қозғалыс жағдайларына байланысты әртүрлі мәндерді қабылдауы мүмкін. Алайда, механизмнің үш байланысының бұрыштық жылдамдықтары арасында белгілі бір байланыс бар.

Доңғалақты машиналарда қолданылатын дифференциалдар келесі топтарға бөлінеді: орындалған функцияға сәйкес доңғалақты, өстік, арбалық, борт аралық; редукторлардың дизайны бойынша конустық және цилиндрлік; кинематикалық беріліс коэффициенті бойынша симметриялы және асимметриялық. Өзін-өзі құлыптайтын дифференциалдар ерекше топты құрайды.

Шығу біліктері арасында моментті тең бөлетін дифференциал симметриялы деп аталады. Шығу біліктері арасында моментті тең бөлетін Дифференциал асимметриялық деп аталады. Соңғы жағдайда шығыс біліктеріндегі моменттердің қатынасы дифференциалдың беріліс коэффициентімен анықталады. Симметриялық және асимметриялық дифференциалдар үшін көрсетілген моменттердің таралуы механизм элементтеріндегі үйкеліс күштерін ескерусіз қарастырылады.

Дифференциалды механизм арқылы машинаның жетекші доңғалақтарына қозғалтқыштан айналу қозғалысы жетілдіреді. Яғни, екі доңғалағына айналу қозғалыстары жол бетінің жағдайына сәйкес, не болмаса машинаның оң мен сол жаққа бұрылғанда доңғалақтардың айналу жиілігіне сәйкес жетілдіреді. Осы дифференциалдың кинематикалық сұлбасы 36-ші суретте келтірілген.



Сурет 36 – Дифференциалды механизм

Дифференциалды механизмнің құрылысында орталық конусты 3 пен 4-ші доңғалақтар жеке біліктермен машинаның жетекші доңғалақтарымен байланысқан, конусты сателлит-5 конусты 2-ші доңғалақ жетекші, және 1-ші конусты доңғалақ білігімен кардан арқылы қозғалтқыштан айналым моментін алатын.

Орталық 3-ші мен 4-ші доңғалақтардың және 2-ші жетекшінің айналу байланыстарын теңдеу арқылы келтірейік ауыстырған дифференциалды механизмның беріліс қатынасы:

$$u_{34}^I = \frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} \quad (147)$$

мұнда: n_3, n_4 -3-пен 4-ші доңғалақтардың және жетектің айналу жылдамдықтары.

u_{34}^I - 3-ші және 4-ші доңғалақтардың арасындағы беріліс қатынасы ойша жетек тоқтап тұрғанда.

Тіс сандары 3- пен 4-ші доңғалақтарда бірдей болғанда беріліс қатынасы:

$$u_{34}^I = -\frac{z_4}{z_3} = -1 \quad (148)$$

мұнда 5-ші доңғалақ паразитті, сондықтан есепке алынбайды.

Екі теңдеуді теңестірейік, сонда:

$$\frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} = -1,$$

немесе

$$n_3 - n_2 = n_2 - n_4,$$

ақырында

$$2n_2 = n_3 + n_4. \quad (149)$$

Осы теңдеу жетектің және сол мен оң жақ машинаның доңғалақтарының айналу жиіліктерінің байланысын көрсетеді.

Бұл теңдеуде алдын ала белгілі тек жетектің айналу жиілігі n_2 , өйткені оған айналым қозғалтқыштан келеді 1-ші доңғалақ арқылы. Сондықтан, егер бір доңғалақ жолдан көтерілсе доңғалақтардың айналу жиіліктері белгісіз болады, демек 3-ші теңдеуде екі белгісіз параметр.

Егерде машина идеалды тегіс жолмен тура жүрген болса, онда 3-ші теңдеуге тағы бір теңдеу қосылады, демек:

$$n_3 = n_4,$$

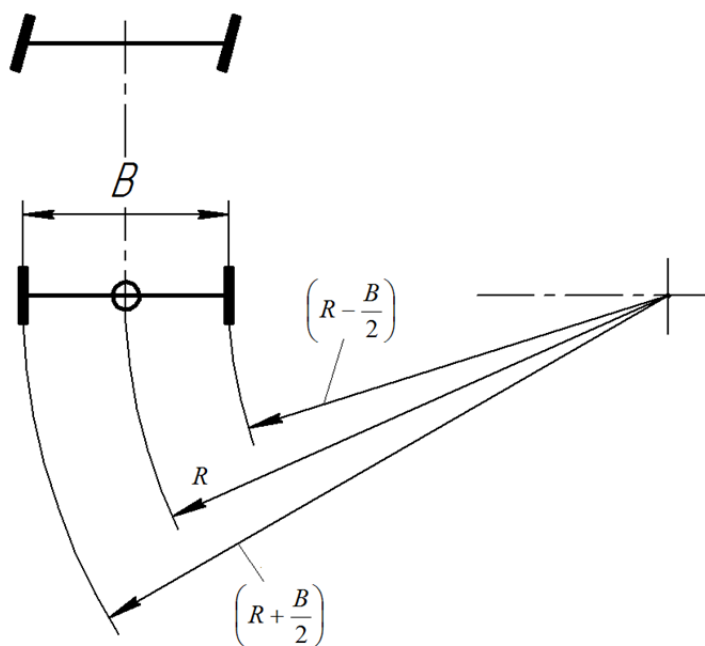
сонымен, бұл жағдайда:

$$n_3 = n_4 = n_2 \quad (150)$$

Егерде машина бұрылыс жасаса (30-ші сурет) R - радиусымен, онда доңғалақтардың айналу жиіліктерінің байланысы тең болады:

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{R + \frac{B}{2}}{R - \frac{B}{2}}, \quad (151)$$

демек доңғалақтардың айналым саны бұрылыс радиусына пропорционалды.



Сурет 37 – Бұрылу сұлбасы

2 Пайдаланылатын үлгілер, құралдар және тапсырмалар

1. Калькулятор, сызғыш, қарындаш.
2. Дифференциалдың үлгісі.
3. Өздік шешетін есептерге берілген параметрлер кесте 15.

3. Жұмысты орындау тәртібі

1. Теориялық негіздерін талдап және үлгімен жұмыс істеу принципін қарастырып сонымен бірге кинематикалық механизмнің параметрлерін W табындар?
2. Машинаның жетекші доңғалақтарының айналым сандарын n_3 , n_4 есептендер, кестедегі нұсқауларға (149, 150 және 151) теңдеулерді пайдаланып.
3. Бұрылу сұлбасын салындар есептелген масштаб бойынша 37-ші сурет.

4. Бақылау сұрақтар

1. Дифференциалдың еркіндік дәрежесі қанша?
2. Машина тура жүргенде жетекші доңғалақтарының айналу жылдамдықтары қанша болады?
3. Машина бұрылғанда әр радиуспен жетекші доңғалақтардың айналу жылдамдықтары қалай өзгереді?
4. Дифференциалды механизм қандай қажеттікке арналады?

Кесте 14 – Өзіндік жұмысты орындауға арналған нұсқалар

Нұсқалар параметрлер	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B , м	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25
R , м	5	6	7	8	9	7,5	6,5	8,5	4,5	5,5
n_2 , об/мин	100	150	200	250	300	150	250	351	415	615
Нұсқалар параметрлер	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
B , м	1,6	1,65	1,68	1,95	2,13	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
R , м	5,2	6,2	7,2	8,2	9,2	8,7	7,7	6,7	5,7	4,4
n_2 , об/мин	120	140	160	180	248	452	486	479	514	625
Нұсқалар параметрлер	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
B , м	3,2	3,15	3,05	2,95	2,8	2,85	2,74	2,68	2,84	2,94
R , м	14,2	12,8	15,6	17,21	13,29	17,15	11,2	12,4	13,85	14,2
n_2 , об/мин	248	295	284	265	475	354	369	321	328	374
Нұсқалар параметрлер	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
B , м	3,0	3,0	2,0	2,18	2,28	2,38	1,88	1,98	2,48	2,84
R , м	13,8	14,3	12,7	12,4	12,9	12,3	14,8	13,8	11,4	10,5
n_2 , об/мин	112	145	184	197	136	214	840	848	654	740
Нұсқалар параметрлер	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
B , м	3,2	3,3	3,5	3,0	3,1	3,15	3,25	2,85	2,95	2,75
R , м	15,0	15,0	14,8	16,4	16,8	16,2	15,9	15,7	14,3	13,5
n_2 , об/мин	115	119	112	125	124	129	134	145	146	194

Қолданылған әдебиеттер тізімі

- 1 Артоболовский, И.И. Теория механизмов и машин: учебник / И.И. Артоболовский. – М.: Наука, 1975.
- 2 Юдин, В. А. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1977. – 527 с.
- 3 Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
- 4 Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
- 5 Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин / В. А. Зиновьев. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
- 6 Андреев А. Ф. и др., Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров, Под общ. ред. А. Х. Лефарова. - М.: Машиностроение, 1987.-176 с.
- 7 Карелина, М.Ю. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / М.Ю. Карелина. – М.: МАДИ, 2015. – 80 с
- 8 Григорьев А.Ю., Молчанов Ю.С. Теория механизмов и машин. Структурный анализ механизмов: Учеб.-метод. пособие. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. 30 с.

Қосымша А

Грек алфавиті

1	2	3	4	5	6
<i>A</i> <i>α</i>	<i>B</i> <i>β</i>	<i>Γ</i> <i>γ</i>	<i>Δ</i> <i>δ</i>	<i>E</i> <i>ε</i>	<i>Z</i> <i>ζ</i>
альфа	бетта	гамма	дельта	эпсилон	дзета
<i>alpha</i>	<i>beta</i>	<i>gamma</i>	<i>delta</i>	<i>epsilon</i>	<i>zeta</i>
7	8	9	10	11	12
<i>H</i> <i>η</i>	<i>Θ</i> <i>θ</i>	<i>I</i> <i>ι</i>	<i>K</i> <i>κ</i>	<i>Λ</i> <i>λ</i>	<i>M</i> <i>μ</i>
эта	тета	иота	каппа	ламбда	мю
<i>eta</i>	<i>theta</i>	<i>iota</i>	<i>kappra</i>	<i>lamda</i>	<i>mi</i>
13	14	15	16	17	18
<i>N</i> <i>ν</i>	<i>Ξ</i> <i>ξ</i>	<i>O</i> <i>ο</i>	<i>Π</i> <i>π</i>	<i>P</i> <i>ρ</i>	<i>Σ</i> <i>σ</i>
ню	кси	омикрон	пи	ро	сигма
<i>ni</i>	<i>xi</i>	<i>omicron</i>	<i>pi</i>	<i>rho</i>	<i>sigma</i>
19	20	21	22	23	24
<i>T</i> <i>τ</i>	<i>Υ</i> <i>υ</i>	<i>Φ</i> <i>φ</i>	<i>X</i> <i>χ</i>	<i>Ψ</i> <i>ψ</i>	<i>Ω</i> <i>ω</i>
тау	ипсилон	фи	хи	пси	омега
<i>tau</i>	<i>upsilon</i>	<i>phi</i>	<i>chi</i>	<i>psi</i>	<i>omega</i>

Қосымша Б

Таблица Брадиса \sin , \cos , tg , ctg

α	0°	30°	45°	60°	90°	120°	135°	150°	180°	270°	360°
$\sin \alpha$	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	1	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{1}{2}$	0	-1	0
$\cos \alpha$	1	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{1}{2}$	0	$-\frac{1}{2}$	$-\frac{\sqrt{2}}{2}$	$-\frac{\sqrt{3}}{2}$	-1	0	1
$\operatorname{tg} \alpha$	0	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	1	$\sqrt{3}$	-	$-\sqrt{3}$	-1	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	0	-	0
$\operatorname{ctg} \alpha$	-	$\sqrt{3}$	1	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	0	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	-1	$-\sqrt{3}$	-	0	-

“ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ
ҰЛТТЫҚ МЕМЛЕКЕТТІК КІТАП ПАЛАТАСЫ”

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ СТАНДАРТТЫҚ КІТАП НОМЕРІ
ISBN.
ӘМБЕБАП ОҢДЫҚ ЖІКТЕУ,
КІТАПХАНАЛЫҚ-БИБЛИОГРАФИЯЛЫҚ ЖІКТЕУ,
ШТРИХ - КОД
БЕРІЛДІ (ТІРКЕЛДІ)

“НАЦИОНАЛЬНАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ КНИЖНАЯ ПАЛАТА
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН”

ПРИСВОЕНЫ (ЗАРЕГИСТРИРОВАНЫ)
МЕЖДУНАРОДНЫЙ СТАНДАРТНЫЙ КНИЖНЫЙ НОМЕР
ISBN
УНИФИЦИРОВАННЫЙ ДЕСЯТИЧНЫЙ КЛАССИФИКАТОР,
БИБЛИОТЕЧНО-БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ КЛАССИФИКАТОР,
ШТРИХ-КОД.

ISBN 978-601-356-134-9

