

2 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ЖАЗЫҚ ИІНТІРЕК МЕХАНИЗМДЕРГЕ КИНЕМАТИКАЛЫҚ ТАЛДАУ ЖАСАУ»

2.1 Жұмыстың мақсаты

Студенттердің жазық иінтірек механизмдерге кинематикалық талдау жасау саласындағы теориялық білімдерін тереңдету және бекіту, шеберліктері мен практикалық дағдыларын дамыту.

2.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

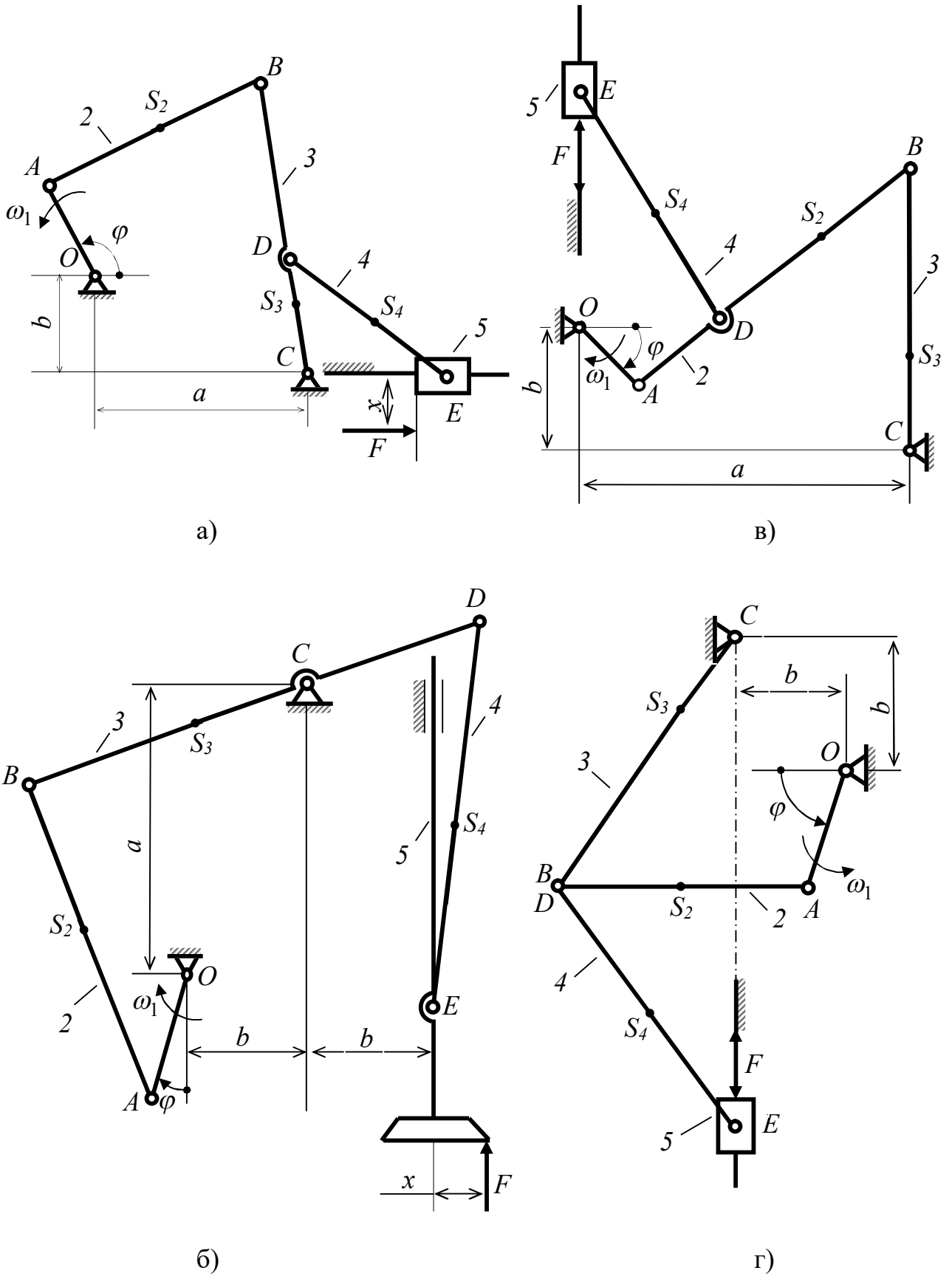
Иінтірек механизмдердің кинематикалық зерттелуіне буындардың орнын, жылдамдығы мен үдеуін және жобалауда қозғалысты сандық жағынан сипаттауды қажет ететін механизмнің тән нүктелерін (масса орталықтары, кинематикалық жұптар және т.б.) анықтау жатады. Кинематикалық талдау аналитикалық және графикалық әдістермен жасалады. Аналитикалық әдістер әр түрлі, дәл болып келеді, алайда сызықтық және бұрыштық координаталарды, механизмнің жылжымалы буындары нүктелерінің жылдамдығы мен үдеуін анықтайтын есептік тәуелділіктер күрделі және шешуде көп еңбекті қажет етеді.

Буындардың орнын, нүктелер мен буындардың жылдамдықтары мен үдеулерін анықтауға мүмкіндік беретін механизмдерді кинематикалық зерттеудің графикалық әдісі кең қолданыс тапты. Бұл жобалаудың қолданбалы мәселелерін шешу жылдамдығы, ыңғайлылығы және көрнекілігімен байланысты. Графикалық әдістердің дәлдігі көптеген практикалық есептерді шешуге жеткілікті.

Орналасу, жылдамдықтар мен үдеулердің сызбаларын пайдалануға негізделген графикалық әдіс әсіресе жазық иінтірек механизмдерге кинематикалық талдау жасау кезінде ыңғайлы болып келеді.

2.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Иінтірек механизмнің (2.1-сурет) кинематикалық сұлбасы, оның буындарының өлшемдері, механизмнің бастапқы буынының орны (φ бұрышы) мен бұрыштық жылдамдығы (ω_1) студентке бекітілген нұсқа нөміріне сәйкес 2.1 кестеден таңдалып алынады.



Сурет 2.1 – Жазық иіктірек механизмдер

Кесте 2.1 – № 2 жұмысқа бастапқы деректердің нұсқалары

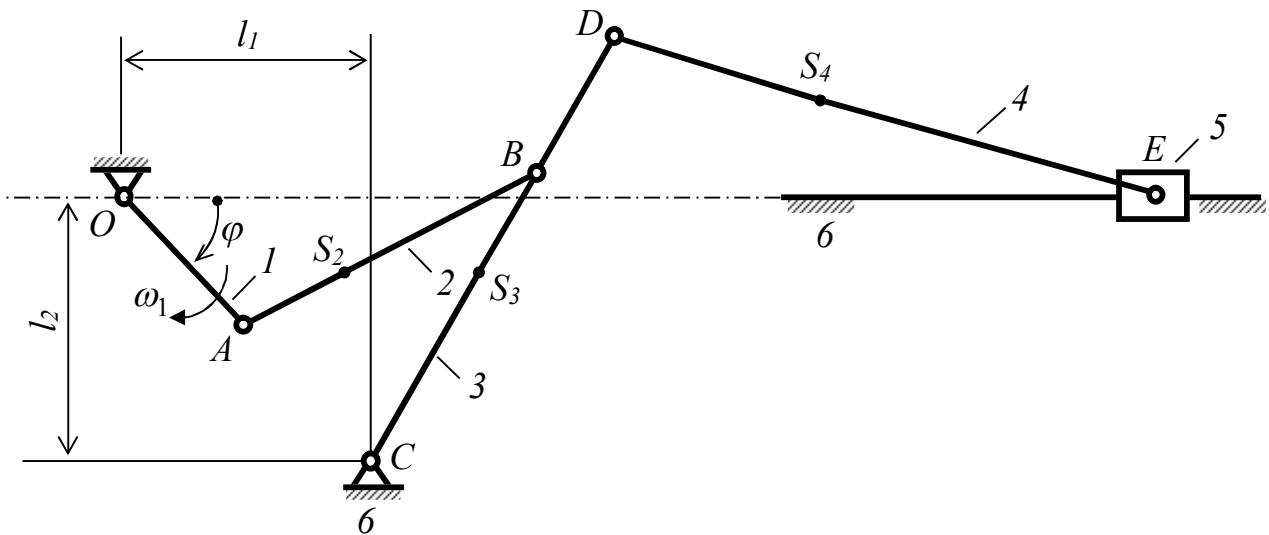
Нұсқа нөмірі	Иіңтірек механизм-нің сұлбасы	φ , град.	ω_1 с ⁻¹	Буындардың өлшемдері , м		
				l_{OA}	l_{CD} l_{AD} x	$l_{AB}; l_{BC}; l_{DE}$ a, b өлшемдері
1	2.1,а сурет	50	40	0,06	$x=0,4l_{OA}$	$a=2,2l_{OA};$ $b=0,5a;$ $l_{AB}=l_{BC}=l_{DE}=1,2a$ $l_{CS_3} = 0,3l_{BC};$ $l_{BS_2} = 0,4l_{AB};$ $l_{DS_4} = 0,5l_{DE}.$
2		80	50	0,08		
3		110	60	0,1		
4	2.1,б сурет	30	40	0,1	$l_{CD}=0,5l_{BC}$	
5		60	50	0,06		
6		90	60	0,08		
7	2.1,в сурет	20	40	0,06	$l_{AD}=0,3l_{AB}$	
8		70	50	0,08		
9		120	60	0,1		
10	2.1,г сурет	50	40	0,08	—	
11		100	50	0,1		
12		150	60	0,05		
13	2.1,а сурет	140	35	0,1	$x=0,5l_{OA}$	$a=2,4l_{OA};$ $b=0,6a;$ $l_{AB}=l_{BC}=l_{DE}=1,2a$ $l_{CS_3} = 0,4l_{BC};$ $l_{BS_2} = 0,3l_{AB};$ $l_{DS_4} = 0,6l_{DE}.$
14		170	45	0,08		
15		200	25	0,06		
16	2.1,б сурет	120	35	0,1	$l_{CD}=0,6l_{BC}$	
17		150	45	0,06		
18		0	25	0,08		
19	2.1,в сурет	170	25	0,06	$l_{AD}=0,4l_{AB}$	
20		220	35	0,08		
21		270	45	0,1		
22	2.1,г сурет	200	25	0,08	—	
23		250	35	0,06		
24		300	45	0,1		

2.4 Есептеу үлгісі

Төменде, үлгі ретінде, 2.2 кестеде берілген бастапқы параметрлер бойынша 2.2-суретте бейнеленген жазық иінтірек механизмге кинематикалық зерттеу жүргізілген.

Кесте 2.2 – Есептеуге арналған бастапқы деректер

Бұрыш φ , град.	Бұрыштық жылдамдық ω_1 , c^{-1}	Буындардың ұзындығы, м	Буын. массалары ортал. орны, м	Тірек координаталары, м
45^0	100	$l_{OA}=0,1$; $l_{AB}=l_{BC}=0,2$; $l_{CD}=0,28$; $l_{DE}=0,35$	$l_{AS_2} = \frac{1}{3} l_{AB}$ $l_{BS_3} = \frac{1}{3} l_{BC}$ $l_{DS_4} = \frac{1}{3} l_{DE}$	$l_1=0,15$ $l_2=0,15$



Сурет 2.2 – Жазық иінтірек механизмнің сұлбасы

Кинематикалық талдау орналасу, жылдамдық пен үдеулер сызбаларын пайдалана отырып, графикалық әдіспен орындалған (2.3-сурет).

2.4.1 Механизмнің жоспары

Бастапқы буынның белгілі орнына (φ бұрышы) сай келетін механизмнің кинематикалық сұлбасының бейнесі механизм сызбасы деп аталады.

Механизм сызбасын құрастыруды төмендегідей орындаймыз.

2.4.1.1 Механизмнің бастапқы буыны тіреуішінің орналасу орнын таңдап алып, соңынан транспортирдің көмегімен φ бұрышының берілген мәнін бөлек саламыз, соңғысы OA қосиіннің бағытын анықтайды (2.3, а сурет).

2.4.1.2 OA қосиіннің сызбалық өлшемін ерікті түрде алып (мысалы, 20...60 мм), ұзындықтың масштабтық коэффициентін анықтаймыз

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,1m}{20mm} = 0,005 \frac{m}{mm}$$

және басқа буындардың сызбалық өлшемдерін табамыз:

$$AB = BC = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,2}{0,005} = 40 \text{ мм};$$

$$h_1 = h_2 = \frac{l_1}{\mu_l} = \frac{0,15}{0,005} = 30 \text{ мм},$$

осы іспеттес

$$CD = 56 \text{ мм}; DE = 70 \text{ мм}; AS_2 = BS_3 = 13,3 \text{ мм}; DS_4 = 23,3 \text{ мм}.$$

2.4.1.3 Сызбада C айналмалы кинематикалық жұбының орнын белгілейміз және 5-сырғақтың қозғалу сызығын жүргіземіз.

2.4.1.4 Циркульдің көмегімен, O нүктесінен бастап, керту әдісімен механизмнің барлық буындарының сызбалық өлшемдерін ретпен бөлек сала отырып, A, B, D, E кинематикалық жұптары мен S_2, S_3, S_4 масса орталықтарын, сәйкесінше 2, 3 және 4-буындардың орнын анықтайды.

2.4.1.5 Тіреуіштер, кинематикалық жұптар мен барлық буындарды бейнелеп, механизмнің ізделіп отырған сызбасын аламыз (2.3, а сурет).

2.4.2 Жылдамдықтар жоспары

I -буынның A нүктесінің модуль бойынша жылдамдығы

$$\mathcal{G}_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 100 \cdot 0,1 = 10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \text{ тең болып,}$$

OA қосиінге оның айналу жағына қарай перпендикуляр бағытталған (2.3 сурет). Қосиіннің A нүктесінің \mathcal{G}_A жылдамдығын бейнелейтін кесінді (Pa) келесіге тең

$$Pa = \frac{\mathcal{G}_A}{\mu_g} = \frac{10}{0,25} = 40 \text{ мм},$$

бұндағы $\mu_g = 0,25 \frac{м \cdot с^{-1}}{мм}$ - жылдамдықтар сызбасының масштабтық коэффициенті, оны ерікті таңдалып алынған P нүктесінен (жылдамдықтар сызбасының полюсі) OA буынына перпендикуляр бөлек саламыз (2.3, б сурет).

B кинематикалық жұбы 2 және 3-буындардан жасалған. 2-бұлғағы параллель-жазықтық, ал 3-күйентесі – айналмалы қозғалыс жасайды. B нүктесінің жылдамдығын графикалық түрде, векторлық теңдеулер жүйесін шеше отырып табуға болады:

$$\bar{\mathcal{G}}_B = \bar{\mathcal{G}}_A + \bar{\mathcal{G}}_{BA} \quad \text{және} \quad \bar{\mathcal{G}}_B = \bar{\mathcal{G}}_C + \bar{\mathcal{G}}_{BC} \quad (2.1)$$

Механизм сызбасында $\bar{\mathcal{G}}_{BA}$ қатыстық жылдамдық векторы AB сызығына перпендикуляр, ал $\bar{\mathcal{G}}_{BC}$ жылдамдық векторы BC сызығына перпендикуляр (2.3,а сурет). C нүктесі тіреуіштікі болғандықтан, $\mathcal{G}_C = 0$; теңдеудің оң бөліктерін теңестіре отырып (2.1) келесіні аламыз:

$$\bar{\mathcal{G}}_A + \bar{\mathcal{G}}_{BA} = \bar{\mathcal{G}}_{BC}. \quad (2.2)$$

Жылдамдықтар сызбасындағы a және P нүктелері арқылы жүргізілген сәулелердегі (ab) және (Pb) кесінділері $\bar{\mathcal{G}}_{BA}$ және $\bar{\mathcal{G}}_B$ жылдамдықтары бағытында осы жылдамдықтың модулін анықтайды:

$$\mathcal{G}_B = \mathcal{G}_{BC} = (Pb) \cdot \mu_g = 68 \cdot 0,25 = 17 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}; \quad (2.3)$$

$$\mathcal{G}_{BA} = (ab) \cdot \mu_g = 69 \cdot 0,25 = 17,3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

$\bar{\mathcal{G}}_{BA}$ және $\bar{\mathcal{G}}_B$ векторлары 2 және 3-буындардың бұрыштық жылдамдықтарының шамасы мен бағытын анықтайды

$$\omega_2 = \frac{\mathcal{G}_{BA}}{l_{AB}} = \frac{17,3}{0,20} = 86,5 \text{ с}^{-1}; \quad (2.4)$$

$$\omega_3 = \frac{\mathcal{G}_{BC}}{l_{BC}} = \frac{17,0}{0,20} = 85 \text{ с}^{-1}.$$

Айналмалы қозғалыс жасайтын бір буынға жатқандықтан, D нүктесі жылдамдығының бағыты B нүктесі жылдамдығының бағытымен үйлеседі. \mathcal{G}_D жылдамдық модулі келесіге тең

$$\mathcal{G}_D = \omega_3 \cdot l_{DC} = 85 \cdot 0,28 = 23,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

\mathcal{G}_D жылдамдығы сызбада келесі кесіндімен көрсетілген

$$Pd = \frac{\vartheta_D}{\mu_g} = \frac{23,75}{0,25} = 95 \text{ мм}.$$

(Сондай-ақ ϑ_D жылдамдығын ұқсастық теориясының көмегімен анықтауға болады).

Соңында 5-сырғағының E нүктесінің жылдамдығы келесі векторлық теңдеуден анықталады:

$$\bar{\vartheta}_E = \bar{\vartheta}_D + \bar{\vartheta}_{ED}, \quad (2.5)$$

бұнда $\bar{\vartheta}_{ED} \perp DE$, ал $\bar{\vartheta}_E // x-x$ сызықтары.

Жылдамдықтар сызбасының d нүктесі арқылы DE сызығына перпендикуляр сәуле, ал P полюсі арқылы $x-x$ сызығына параллель сәуле жүргіземіз, осы сәулелердің e қиылысу нүктесі (de) және (Pe) кесінділерінің шамасы мен $\bar{\vartheta}_{ED}$ және $\bar{\vartheta}_E$ жылдамдықтарының модулін анықтайды:

$$\begin{aligned} \vartheta_{ED} &= (de) \cdot \mu_g = 49 \cdot 0,25 = 12,25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \\ \vartheta_E &= (Pe) \cdot \mu_g = 95 \cdot 0,25 = 23,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

$\bar{\vartheta}_{ED}$ векторы ED буынының ω_4 бұрыштық жылдамдығының шамасы мен бағытын анықтайды

$$\omega_4 = \frac{\vartheta_{ED}}{l_{ED}} = \frac{12,25}{0,35} = 35 \text{ с}^{-1}.$$

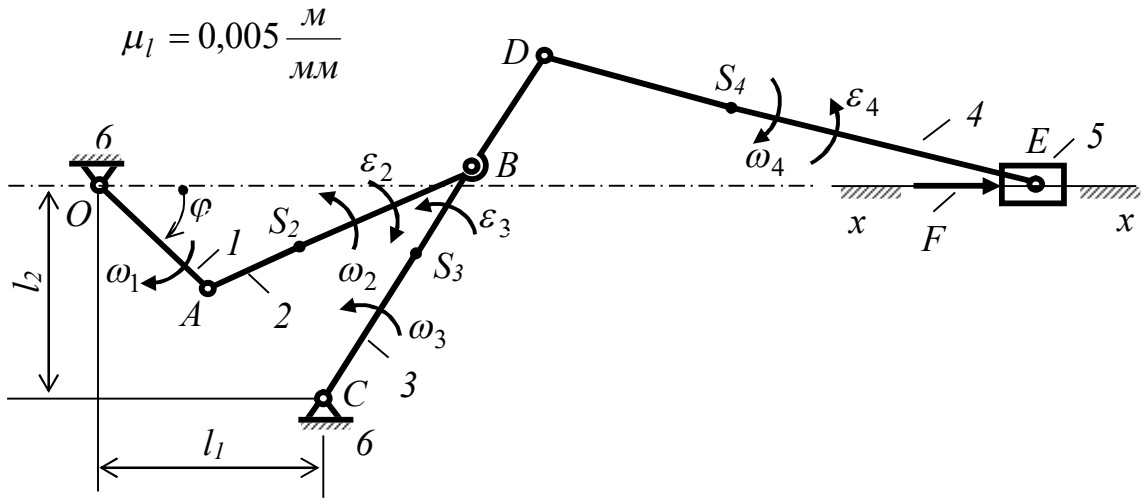
Жылжымалы буындардың S_2 , S_3 және S_4 масса орталықтары жылдамдық сызбасының сызықтарында ұқсастық ережесі бойынша орналасқан. Мысалы, AB бұлғағы S_2 масса орталығы жылдамдық сызбасындағы (ab) сызығында орналасуы және 2-бұлғағының AB кесіндісін S_2 нүктесі бөлетін қатынаста (ab) кесіндісін бөліп өтуі тиіс, яғни

$$\frac{(aS_2)}{(ab)} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}, \quad \text{бұдан} \quad (aS_2) = (ab) \cdot \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 69 \cdot \frac{1}{3} = 23 \text{ мм};$$

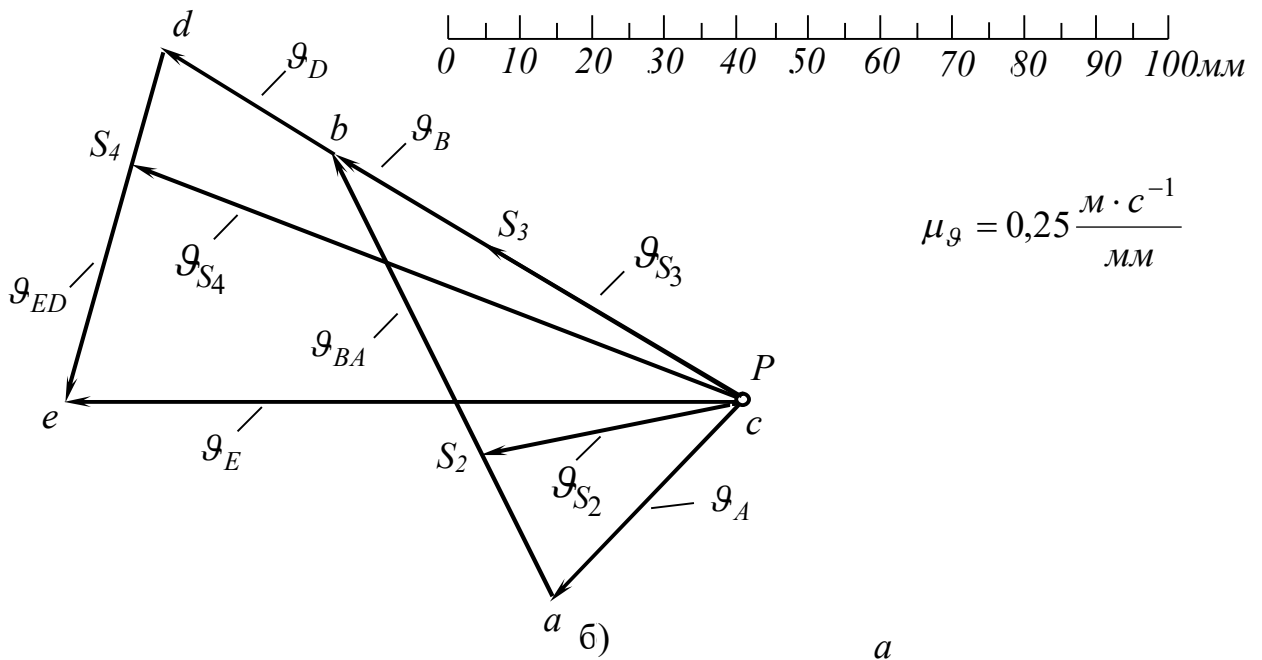
Осы іспеттес

$$(bS_3) = (bc) \cdot \frac{l_{BS_3}}{l_{BC}} = 68 \cdot \frac{1}{3} = 22,7 \text{ мм};$$

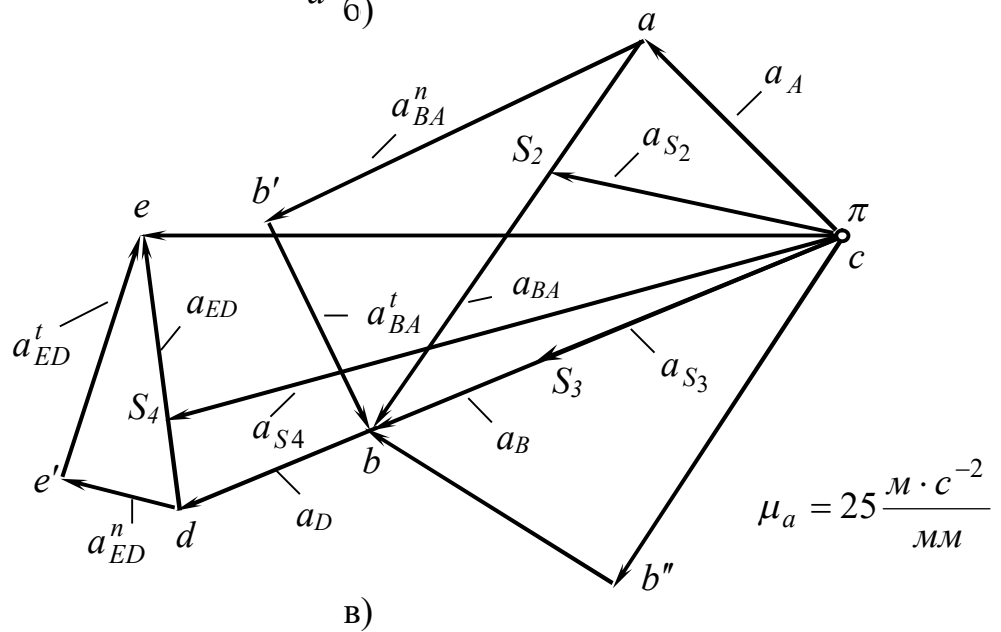
$$(dS_4) = (de) \cdot \frac{l_{DS_4}}{l_{DE}} = 49 \cdot \frac{1}{3} = 16,3 \text{ мм}.$$



a)



a б)



б)

Сурет 2.3 – Орналасу, жылдамдықтар мен үдеулер сызбасы

(aS_2) , (bS_3) , (dS_4) кесінділерінің есептік мәндерін жылдамдық сызбасындағы сәйкес сызықтарға бөлек салып, масса орталықтары жылдамдықтарының модульдерін анықтаймыз:

$$\mathcal{G}_{S_2} = (PS_2) \cdot \mu_g = 39 \cdot 0,25 = 9,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$\mathcal{G}_{S_3} = (PS_3) \cdot \mu_g = 45,3 \cdot 0,25 = 11,3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$$

$$\mathcal{G}_{S_4} = (PS_4) \cdot \mu_g = 91 \cdot 0,25 = 22,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

\mathcal{G}_{S_2} , \mathcal{G}_{S_3} және \mathcal{G}_{S_4} жылдамдықтарының бағыттары сәйкесінше $\overline{PS_2}$, $\overline{PS_3}$ және $\overline{PS_4}$ векторларын анықтайды.

Механизм сызбасында (2.3, а сурет) белгіленген буындардың бұрыштық жылдамдықтары мен нүктелердің сызықтық жылдамдықтарының есептік мәндерін 2.3 кестеге енгіземіз.

2.4.3 Ү деулер сызбасы

OA қосиіні ω_1 тұрақты бұрыштық жылдамдықпен айналады. Олай болса, қосиіннің A нүктесінің үдеуін тек оның қалыпты (ортаға тартушы) құрамы ғана қалыптастырады, оның модулі

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 100^2 \cdot 0,1 = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \quad (2.7)$$

тең және оның бағыты A нүктесінен O нүктесіне қарай OA сызығына параллель.

Үдеулер сызбасындағы масштабтық коэффициент $\mu_a = 25 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}}$ деп алып, π ерікті нүктеден (үдеулер сызбасының полюсі) (2.3,в сурет) OA қосиінге параллель (πa) кесіндіні бөлек саламыз, ол

$$(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{1000}{25} = 40 \text{ мм-ге тең.}$$

$(\overline{\pi a})$ векторы үдеулер сызбасындағы a_A үдеуін бейнелейді.

B нүктесінің үдеуін екі векторлық теңдеу жүйесі анықтайды:

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_B &= \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \\ \bar{a}_B &= \bar{a}_C + \bar{a}_{BC} = \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Оң бөліктерді теңдестіре отырып, келесіні аламыз:

$$\bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t = \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t \quad (2.9)$$

\bar{a}_{BA}^n және \bar{a}_{BC}^n қалыпты үдеулері үдеулер сызбасында сәйкесінше (ab') және $(\pi b'')$ кесінділерімен берілген

$$(ab') = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{\omega_2^2 \cdot l_{AB}}{\mu_a} = \frac{86,5^2 \cdot 0,2}{25} = 59,8 \text{ мм};$$

$$(\pi b'') = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{\omega_3^2 \cdot l_{BC}}{\mu_a} = \frac{85^2 \cdot 0,2}{25} = 57,8 \text{ мм},$$

олар сәйкесінше B нүктесінен A нүктесіне және B нүктесінен C нүктесіне бағытталған AB мен BC буындарына сәйкес параллель бөлек салынған.

\bar{a}_{BA}^t және \bar{a}_{BC}^t тангенциал үдеулердің модульдері AB мен BC буындарына қалыпты жүргізілген және үдеулер сызбасындағы b' мен b'' сәйкес нүктелер арқылы өтетін түзулердегі (bb') және (bb'') кесінділерін анықтайды

$$\bar{a}_{BA}^t = (bb') \cdot \mu_a = 32 \cdot 25 = 800 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{BC}^t = (bb'') \cdot \mu_a = 41 \cdot 25 = 1025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

(ab) мен (πb) кесінділері (2.3, в сурет) \bar{a}_{BA} және \bar{a}_{BC} үдеулерінің шамалары мен бағыттарын анықтайды:

$$\bar{a}_{BA} = (ab) \cdot \mu_a = 68 \cdot 25 = 1700 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{BC} = \bar{a}_B = (\pi b) \cdot \mu_a = 71 \cdot 25 = 1775 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

B , C және D нүктелері 3-буынында орналасқан, сондықтан ұқсастық теориясының негізінде μ_a масштабында \bar{a}_D үдеу модулін көрсететін (πd) кесіндісін анықтау мүмкін болады

$$\frac{(\pi b)}{(\pi d)} = \frac{l_{BC}}{l_{CD}},$$

бұдан

$$(\pi d) = (\pi b) \cdot \frac{l_{CD}}{l_{BC}} = 71 \cdot \frac{0,28}{0,2} = 99,4 \text{ мм},$$

$$\bar{a}_D = (\pi d) \cdot \mu_a = 99,4 \cdot 25 = 2485 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Соңында, сырғақтың E нүктесінің үдеуін келесі векторлық теңдеуден анықтауға болады:

$$\bar{a}_E = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED} = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED}^n + \bar{a}_{ED}^t. \quad (2.10)$$

Теңдеуде (2.10) барлық векторлардың бағыттары ($\bar{a}_E // x - x$, $\bar{a}_{ED}^n // DE$, $\bar{a}_{ED}^t \perp DE$) мен \bar{a}_D және \bar{a}_{ED}^n үдеулерінің модульдері белгілі

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot l_{ED} = 35^2 \cdot 0,35 = 428,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

\bar{a}_{ED}^n үдеуі үдеулер сызбасында DE буынына параллель жүргізілген және E нүктесінен D нүктесіне қарай салынған (de') кесіндісімен берілген, оның шамасы

$$(de') = \frac{a_{ED}^n}{\mu_a} = \frac{428,75}{25} = 17,2 \text{ мм}.$$

Теңдеуге (2.10) сәйкес π полюсі бойынша сырғақтың жүрісіне ($x-x$ сызықтары) параллель (πe) сәулесін, ал e' нүктесі бойынша 4-бұлғақтың DE сызығына перпендикуляр ($e'e$) сәулесін жүргіземіз. (πe) және ($e'e$) кесінділері (2.3, в сурет) \bar{a}_E және \bar{a}_{ED}^t үдеулерінің модульдерін анықтайды

$$\bar{a}_E = (\pi e) \cdot \mu_a = 96 \cdot 25 = 2400 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{ED}^t = (e'e) \cdot \mu_a = 35 \cdot 25 = 1225 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

S_2 , S_3 және S_4 масса орталықтары сәйкесінше механизмнің жылжымалы буындарының AB , BC және DE сызықтарында (2.3, а сурет) орналасқан. Олай болса, үдеулер сызбасының S_2 , S_3 және S_4 нүктелері аттас (ab), (bc) және (de) сызықтарында орналасады. Нүктелердің орнын ұқсастық ережесі бойынша табамыз:

$$\frac{(aS_2)}{(ab)} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}},$$

бұдан

$$(aS_2) = (ab) \cdot \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 68 \cdot \frac{1}{3} = 22,7 \text{ мм};$$

осы іспеттес

$$(bS_3) = (bc) \cdot \frac{l_{BS_3}}{l_{BC}} = 71 \cdot \frac{1}{3} = 23,7 \text{ мм};$$

$$(dS_4) = (de) \cdot \frac{l_{DS_4}}{l_{DE}} = 38 \cdot \frac{1}{3} = 12,7 \text{ мм}.$$

Үдеулер сызбасының сәйкес сызықтарындағы (aS_2) , (bS_3) , (dS_4) кесінділерінің есептік мәндерін бөлек салып, масса орталықтарының үдеу модульдерін анықтаймыз:

$$a_{S_2} = (\pi S_2) \cdot \mu_a = 41 \cdot 25 = 1025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_{S_3} = (\pi S_3) \cdot \mu_a = 47 \cdot 25 = 1175 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_{S_4} = (\pi S_4) \cdot \mu_a = 97 \cdot 25 = 2425 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Масса орталықтарының \bar{a}_{S_2} , \bar{a}_{S_3} және \bar{a}_{S_4} үдеулерінің бағытын үдеулер сызбасындағы $\overline{\pi S_2}$, $\overline{\pi S_3}$ және $\overline{\pi S_4}$ векторлары анықтайды. Жанама (тангенциал) \bar{a}_{BA}^t , \bar{a}_{BC}^t және \bar{a}_{ED}^t үдеулердің модульдері мен бағыттарын сәйкесінше үдеулер сызбасындағы $b'b$, $b''b$ және $e'e$ векторлары анықтайды:

$$\bar{a}_{BA}^t = (b'b) \cdot \mu_a = 32 \cdot 25 = 800 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{BC}^t = (b''b) \cdot \mu_a = 41 \cdot 25 = 1025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{ED}^t = (e'e) \cdot \mu_a = 35 \cdot 25 = 875 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

өз кезегінде соңғылары механизмнің жылжымалы буындарының бұрыштық үдеулерінің бағыттары мен шамаларын анықтауға мүмкіндік береді:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}} = \frac{800}{0,2} = 4000 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^t}{l_{BC}} = \frac{1025}{0,2} = 5125 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^t}{l_{ED}} = \frac{875}{0,35} = 2500 \text{ с}^{-2}.$$

Бұрыштық үдеулер ε_2 , ε_3 , ε_4 бағыттары механизм сызбасында (2.3, а сурет) меңзерлермен көрсетілген. Қосиіннің ε_1 бұрыштық үдеуі нөлге тең, себебі $\omega_1 - \text{const}$.

Механизм сұлбасында (2.3, а сурет) бейнеленген буындардың бұрыштық үдеулері мен нүктелердің сызықтық үдеулерінің есептік мәндерін 2.3 кестеге енгіземіз.

Кесте 2.3 – Жылдамдықтар мен үдеулердің есептік мәндері

Кинематикалық параметр	Механизмнің ерекше нүктелері мен жылжымалы буындарының белгіленуі											
	A	B	C	D	E	S ₂	S ₃	S ₄	OA	AB	CD	DE
1. Нүктелердің сызықтық жылдамдықтары, м·с ⁻¹	10	17	0	23,75	23,75	9,75	11,3	22,7	-	-	-	-
2. Буындардың бұрыштық жылдамдықтары, с ⁻¹	-	-	-	-	-	-	-	-	100	86,5	85,0	35,0
3. Нүктелердің сызықтық үдеулері, м·с ⁻²	1000	1775	0	2485	2400	1025	1175	2425	-	-	-	-
4. Буындардың бұрыштық үдеулері, с ⁻²	-	-	-	-	-	-	-	-	0	4000	5125	2500

