

### 3 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ИІНТІРЕК МЕХАНИЗМНІҢ КҮШІН ЕСЕПТЕУ»

#### 3.1 Жұмыстың мақсаты

Механизмдердің күшін талдау саласындағы студенттердің теориялық білімдерін тереңдету және бекіту, шеберліктері мен практикалық дағдыларын дамыту. Жылжымалы буындарға әсер ететін инерциялық жүктемелерді есептеп шығару, жазық иінітiрек механизмнің кинематикалық жұптарындағы теңестіру моменті мен реакцияларды анықтау.

#### 3.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

Механизмнің күшін талдау кезінде әсер етуші күштер (жұмыстық жүктеме, ауырлық, серіппелер күштері) белгілі болуы тиіс, ал анықтауға жататындар – барлық кинематикалық жұптардағы инерциялық жүктемелер, реакциялар мен механизмнің бастапқы буынындағы теңестіру моменті (немесе теңестіруші күш). Механизмге әсер етуші басқа күштермен салыстырғанда аз болғандықтан, кинематикалық жұптардағы үйкеліс күшіне әдетте мән бермейді.

Кинематикалық жұптардағы күштерді білу оларды беріктік, қатаңдық, тозуға төзімділік мен сенімділікке есептеу, мойынтіректердің түрі мен өлшемдерін таңдау, механизмнің пайдалы әсер коэффициентін анықтау үшін қажет.

Кинематикалық жұптардағы реакцияларды анықтау Даламбер принципін (буындарға әсер етуші сыртқы күштерге инерция күшін қосса, механизмнің буынын немесе буындар тобын тепе-теңдік жағдайда деп қарастыруға болады) пайдалана отырып статика теңдеулері формасында жазылған қозғалыс теңдеулерін шешуге негізделеді.

Механизмдердің күшін талдау аналитикалық, сондай-ақ графикалық әдістермен келесі тәртіпте жүргізіледі:

- механизмнің жылжымалы буындарына әсер ететін күштерді (инерция, салмақ күштері, жұмыстық жүктемелер, серіппелер күші) анықтайды;

- Ассур құрылымдық топтарын белгілейді. Күшті есептеуді соңғы қосылған топтан бастайды, ары қарай Ассурдың алдыңғы тобына көшеді және т.б.;

- механизмнің күшін есептеуді бастапқы буынды есептеумен аяқтайды. Тепе-теңдік шартынан тіреуіш жағынан қосынғы әсер ететін теңестіру моменті мен реакцияны табады.

#### 3.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Бастапқыда орындалған № 2 жұмыстан студенттер механизмнің кинематикалық сұлбасы мен оның жылжымалы буындарының масса

орталықтарының  $\varepsilon$  бұрыштық және  $a_s$  сызықтық үдеулерінің есептік мәндерін (2.3 кесте) алады, ал қосымша деректер – буындардың массалары мен инерция моменттерін, жұмыс мәріміндегі  $F$  жұмыстық жүктемені өз нұсқасының нөміріне сәйкес 3.1 кестеден алады.

Кесте 3.1 – № 3 жұмысқа бастапқы деректердің нұсқалары

Нұсқа нөмірі	Иіктірек механизмнің сұлбасы	Буындардың масссы, кг			Инерция моменттері, кг·м <sup>2</sup>			Жүктеме $F$ , кН
		$m_2, m_3$	$m_4$	$m_5$	$J_{S_1}$	$J_{S_2}, J_{S_3}$	$J_{S_4}$	
1	2.1,а сурет	3	9	20	0,06	0,15	0,18	4
2		4	12	30				6
3		5	15	40				8
4	2.1,б сурет	5	15	40	0,08	0,20	0,20	8
5		3	9	20				4
6		4	12	30				6
7	2.1,в сурет	3	9	20	0,06	0,18	0,22	4
8		4	12	30				6
9		5	15	40				8
10	2.1,г сурет	4	12	30	0,08	0,24	0,24	6
11		5	15	40				8
12		3	9	20				4
13	2.1,а сурет	6	24	50	0,08	0,20	0,22	8
14		4	16	40				6
15		3	12	30				4
16	2.1,б сурет	6	24	50	0,1	0,24	0,24	8
17		4	12	30				4
18		5	20	45				6
19	2.1,в сурет	4	16	40	0,1	0,22	0,26	4
20		5	20	45				6
21		6	24	50				8
22	2.1,г сурет	5	20	45	0,08	0,28	0,28	6
23		3	12	30				4
24		6	24	50				8

### 3.4 Есептеу үлгісі

Төменде 3.1-суретте бейнеленген механизмнің күшіне талдау жасалынған. Бұл механизмнің кинематикалық сұлбасы мен үдеулер сызбасы, сондай-ақ буындардың бұрыштық және сызықтық үдеулері мен олардың масса орталықтарының мәндері № 2 практикалық жұмыстан (2.3-сурет пен 2.3 кестені қараңыз) алынған және 3.2 кестеге енгізілген.

Кесте 3.2 – Кинематикалық, салмақтық және күштік сипаттамалар

Буындардың бұрыштық үдеулері, $c^{-2}$	Сызықтық үдеулер, $m \cdot c^{-2}$	Буындардың инерция моменттері, $кг \cdot м^2$	Буындардың массасы, кг	Жұмыстық жүктеме, кН
$\varepsilon_2 = 4000$ $\varepsilon_3 = 5125$ $\varepsilon_4 = 2500$	$a_{S_2} = 1025$ $a_{S_3} = 1175$ $a_{S_4} = 2425$ $a_E = 2400$	$J_{S_2} = J_{S_3} = 0,1$ $J_{S_4} = 0,1$ $J_{S_1} = 0,06$	$m_2 = m_3 = 5$ $m_4 = 5$ $m_5 = 10$	$F=5$

#### 3.4.1 Буындардың инерция күштері мен салмақ күштерін есептеу

$P_u$  инерция күштері мен  $M_u$  инерция күштері жұптары моменттерінің шамалары келесі теңдеулерден анықталады:

$$P_u = m_S \cdot a_S, \quad (3.1)$$

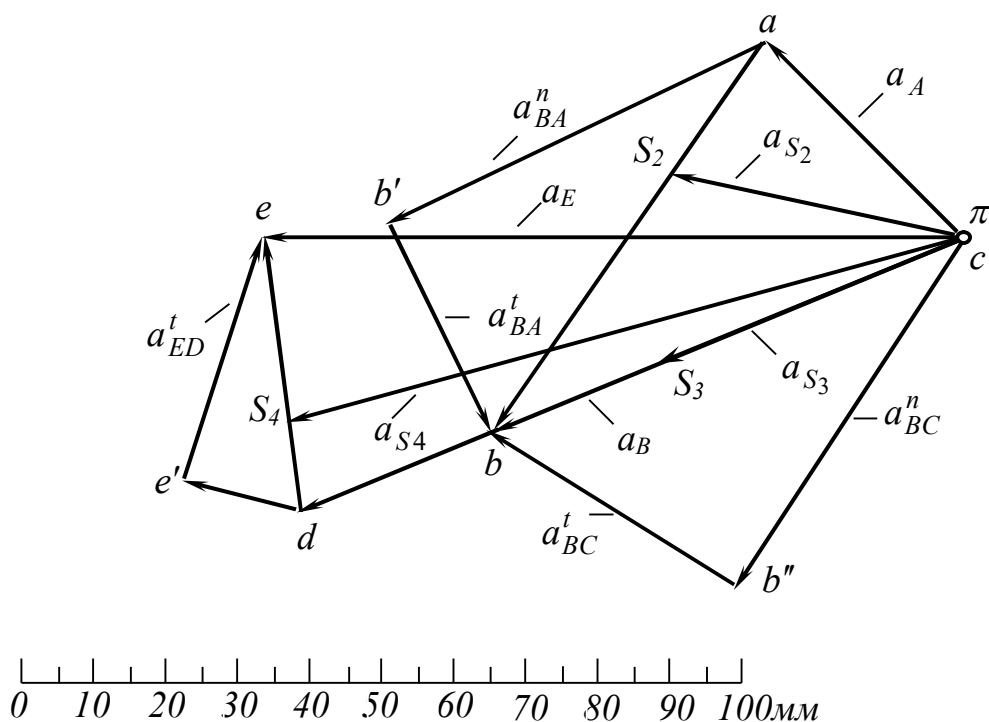
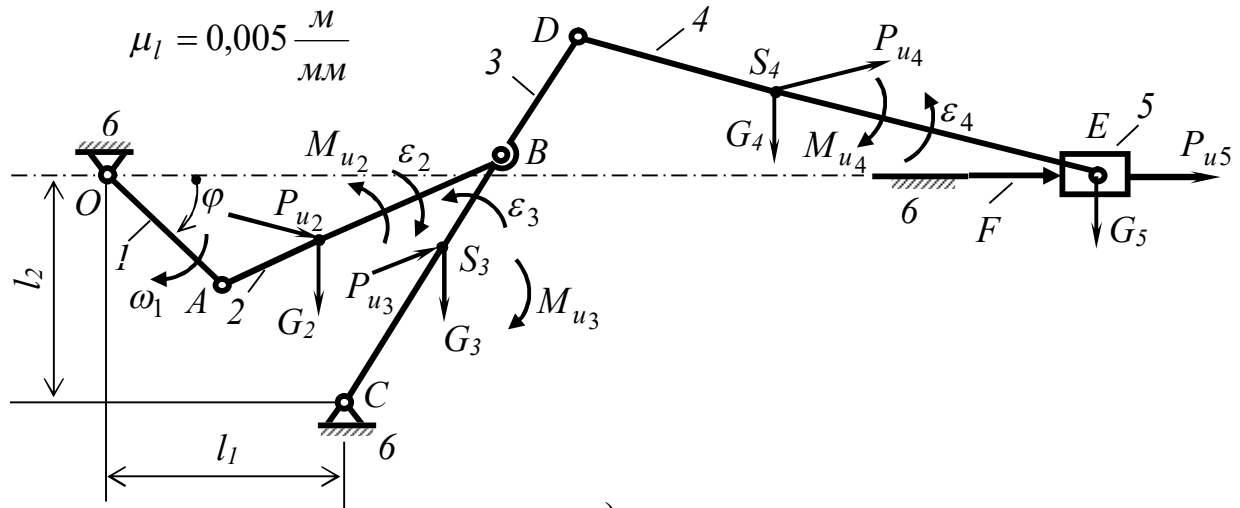
$$M_u = J_S \cdot \varepsilon. \quad (3.2)$$

3.1 мен 3.2 формулаларға массалардың ( $m_S$ ), инерция моменттерінің ( $J_S$ ), масса орталықтары мен зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындарының сызықтық ( $a_S$ ) және бұрыштық ( $\varepsilon$ ) үдеулерінің сәйкес мәндерін қоя отырып,  $P_u$  инерция күшінің мәні мен  $M_u$  инерция күшінің жұп моментін анықтаймыз:

$$P_{u_2} = 5125 \text{ Н}, \quad P_{u_3} = 5875 \text{ Н}, \quad P_{u_4} = 12125 \text{ Н}, \quad P_{u_5} = 24000 \text{ Н},$$

$$M_{u_2} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_{u_3} = 512,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_{u_4} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Инерция күштерінің  $\bar{P}_{u_2}$ ,  $\bar{P}_{u_3}$ ,  $\bar{P}_{u_4}$  және  $\bar{P}_{u_5}$  векторларының бағыттары жылжымалы буындардың масса орталықтарының  $a_{S_2}$ ,  $a_{S_3}$ ,  $a_{S_4}$  және  $a_E$  сызықтық үдеулерінің сәйкес бағыттарына қарама-қарсы (3.1-сурет).



Сурет 3.1 – Механизмнің күшін есептеуге арналған

$M_{u_2}$ ,  $M_{u_3}$ ,  $M_{u_4}$  инерция күштері жұптары моменттерінің бағыттары  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$  және  $\varepsilon_4$  бұрыштық үдеулерінің сәйкес бағыттарына қарама-қарсы (3.1, а сурет).

Зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындарының салмақ күшінің шамалары олардың массаларымен келесі формула бойынша анықталады:

$$G = mg, \quad (3.3)$$

бұндағы  $m$  – буындардың массасы, кг;

$g \approx 10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  - дененің еркін құлау үдеуі.

Буындар массаларының сәйкес мәндерін тәуелділікке (3.3) қоя отырып, төмендегіні аламыз

$$G_2 = m_2 g = 5 \cdot 10 = 50 \text{ Н}$$

$$G_2 = G_3 = G_4$$

$$G_5 = 100 \text{ Н}.$$

Біздің бұл жағдайымыздағы  $G_2$ ,  $G_3$  және  $G_4$  салмақ күштері  $F$  жұмыстық жүктемеден бір пайыздан аспайды, сондықтан бұдан әрі есептеулерде тек  $G_5$  салмақ күшін есепке аламыз, ал  $G_2$ ,  $G_3$  және  $G_4$  жүктемелерін ескермейміз.

Зерттеліп отырған механизмде бірінші жылжымалық дәрежесі бар, оның құрамына бастапқы механизм мен екі Ассур тобы кіреді. Механизмнің құрылымдық формуласы төмендегідей:

$$I(1,6) + II(2,3) + II(4,5)$$

Күшті есептеуді соңғы қосылған Ассур тобынан бастайды.

3.4.2 А с с у р т о п т а р ы н ы ң к ү ш і н е с е п т е у

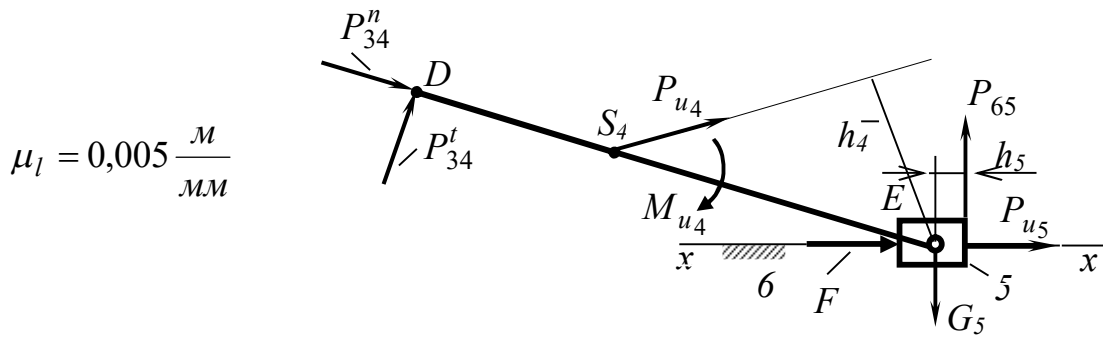
3.4.2.1 4 - 5 б у ы н д а р д ы ң т о б ы.

$\mu_l = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$  масштабында Ассур тобын сызамыз (3.2, а сурет), ол 3.1, а

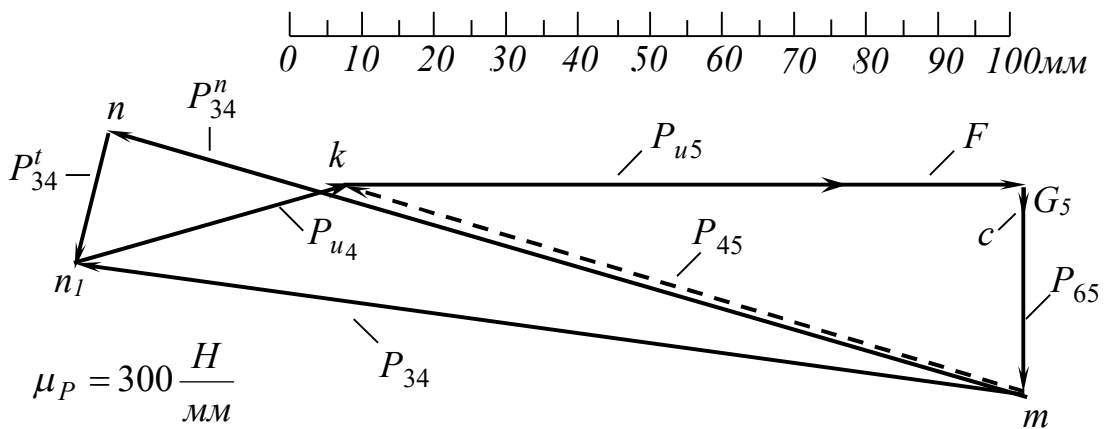
суретінде көрсетілген күйде болуы керек.

Барлық топ немесе оның жеке буындарының тепе-теңдік теңдеулерін пайдалана отырып, графикалық-аналитикалық әдіспен келесі нысанда есептеуді жүргіземіз

$$\sum \bar{M}_i = 0; \quad \sum \bar{P}_i = 0.$$



а)



б)

Сурет 3.2 – 4-5 буындар тобының күшін есептеуге арналған

$D$  кинематикалық жұбындағы 3-буынының 4-буынына реакциясын  $\bar{P}_{34}$  деп белгілейміз, ол шамасы мен бағыты жағынан белгісіз, сондықтан оны  $DE$  буынының бойымен және көлденеңімен бағытталған сәйкесінше  $\bar{P}_{34}^n$  және  $\bar{P}_{34}^t$  құрамдастарына бөлеміз.

Тіреуіштің сырғаққа  $\bar{P}_{65}$  реакциясы сырғақ жолына перпендикуляр ( $x-x$  сызықтары) бағытталған, оның қосылу нүктесі белгісіз.  $\bar{P}_{65}$  реакциясын  $E$  нүктесінен біршама  $h_5$  қашықтықта орналастырамыз.

Топқа әсер ететін күштер тепе-теңдігінің теңдеуі төмендегідей:

$$\bar{P}_{34}^n + \bar{P}_{34}^t + \bar{P}_{u4} + \bar{P}_{u5} + \bar{F} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{65} = 0 \quad (3.4)$$

Теңдеуде (3.4) шамасы жағынан  $\bar{P}_{34}^n$ ,  $\bar{P}_{34}^t$  және  $\bar{P}_{65}$  күштері белгісіз.  $\bar{P}_{34}^t$  реакциясы  $E$  нүктесінің қатысына қарай  $DE$  буынына әсер ететін күштер моментінің теңдеуінен аналитикалық жолмен анықталады:

$$P_{34}^t \cdot l_{DE} + M_{u4} + P_{u4} \cdot h_4 = 0,$$

бұдан

$$P_{34}^t = -\frac{M_{u4} + P_{u4} \cdot h_4}{l_{DE}} = -\frac{250 + 12125 \cdot 0,125}{0,35} = -5044 \text{ Н}.$$

Бұнда  $h_4$  иіні мен  $DE$  буынының ұзындығы метрмен қойылады ( $h_4$  иіні сызбада миллиметрмен өлшеніп,  $\mu_l$  масштабына көбейтіледі).  $\bar{P}_{34}^t$  реакциясының кері мәні жүктеме 3.2, а суретінде көрсетілгенге қарама-қарсы бағытта екенін көрсетеді.

$\bar{P}_{34}$  және  $\bar{P}_{65}$  реакциялары  $\mu_P = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$  масштабында салынған күштер сызбасындағы  $mn_1$  және  $st$  кесінділерін (сурет 3.2, б) теңдеуге (3.4) сәйкес анықтайды:

$$P_{34} = (mn_1) \cdot \mu_P = 136 \cdot 300 = 40800 \text{ Н};$$

$$P_{65} = 28 \cdot 300 = 8400 \text{ Н}.$$

Бұнда 5-буынына әсер етуші күштер теңдеуінен табылған  $E$  кинематикалық жұбындағы  $\bar{P}_{45}$  реакциясы сызықшалармен көрсетілген:

$$\bar{P}_{u5} + \bar{F} + \bar{P}_{65} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{45} = 0$$

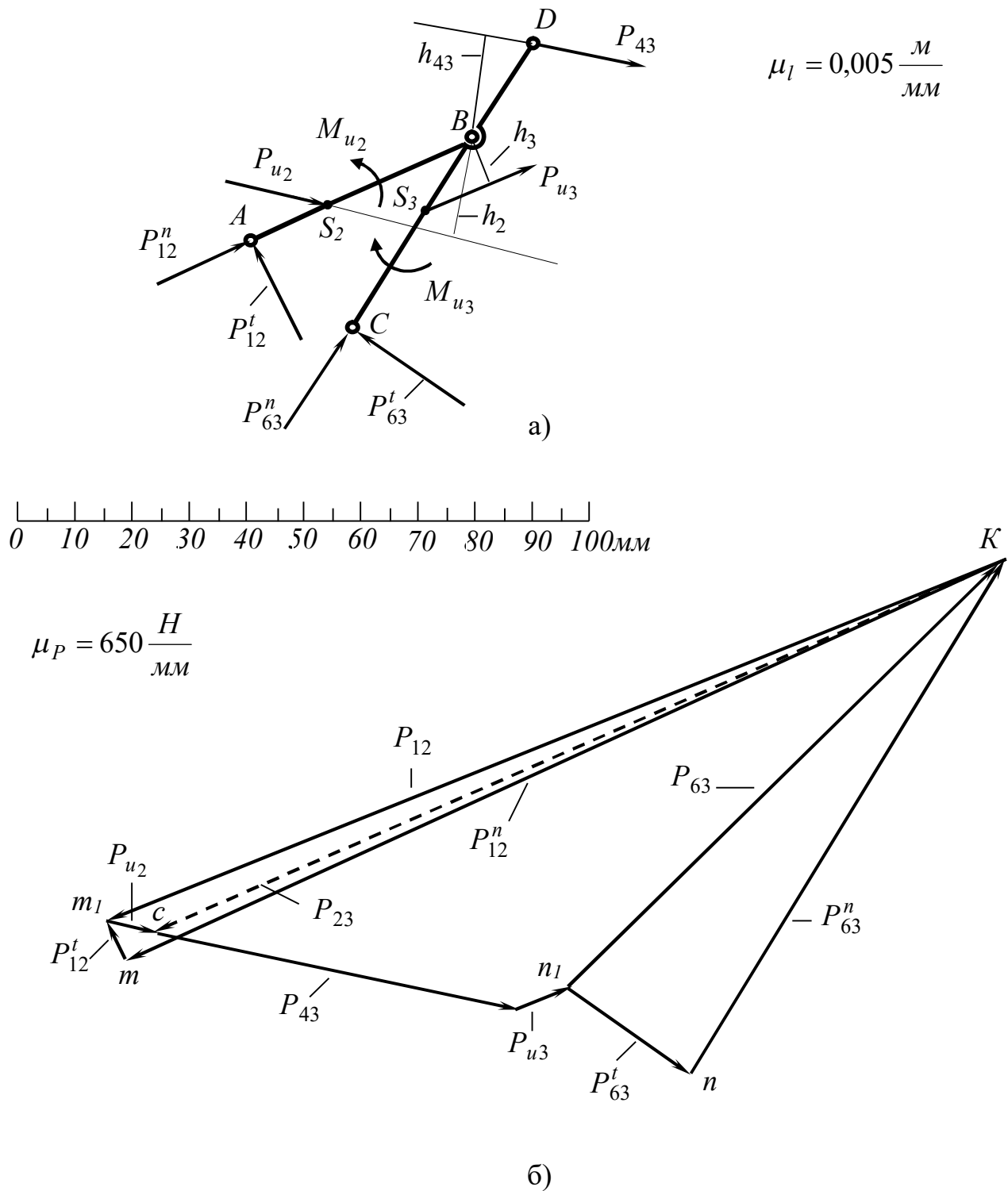
$$P_{45} = (mk) \cdot \mu_P = 101 \cdot 300 = 30300 \text{ Н}$$

$E$  нүктесінен  $\bar{P}_{65}$  күшінің әсер ету иіні ( $h_5$  қашықтығы) нөлге тең, себебі  $F$ ,  $P_{u5}$ ,  $G_5$  мен  $P_{45}$  күштері  $E$  нүктесі арқылы өтеді.  $h_5 = 0$  болғанда ғана  $E$  нүктесінің қатысына қарай 5-буынына әсер етуші күштер моменттерінің жалпы саны нөлге тең болады.

#### 3.4.2.2 2 - 3 б у ы н д а р ы н ы ң т о б ы

Топтың буындарына (3.3, а сурет) 2-буынына қосиін реакциясының ( $P_{12}$ )  $P_{u2}$ ,  $P_{u3}$ ,  $M_{u2}$ ,  $M_{u3}$  инерциялық жүктемелері, 3-буынына б-тіреуіштің ( $P_{63}$ ) және 3-буынына 4-бұлғақтың ( $P_{43}$ ) реакциялары әсер етеді.  $\bar{P}_{43}$  реакциясы шамасы жағынан  $\bar{P}_{34}$  күшіне тең болғанымен, бағыты бойынша қарама-қарсы.

$\bar{P}_{12}$  мен  $\bar{P}_{63}$  күштері шамасы және бағыты жағынан белгісіз. Оларды  $AB$  және  $BC$  буындарының бойымен және көлденең бағытталған сәйкесінше  $P_{12}^n$ ,  $P_{12}^t$ ,  $P_{63}^n$ ,  $P_{63}^t$  құрамдастарына бөлеміз.



Сурет 3.3 – 2-3 буындар тобының күшін есептеуге арналған

Қарастырылып отырған Ассур тобының буындарына әсер етуші күштердің векторлық теңдеуі төмендегідей болады:



$$\bar{P}_{12}^n + \bar{P}_{12}^t + \bar{P}_{u2} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{u3} + \bar{P}_{63}^t + \bar{P}_{63}^n = 0 \quad (3.5)$$

$P_{12}^t$  реакциясы  $B$  нүктесінің қатысына қарай 2-буынға әсер ететін күштер моменттерінің тепе-теңдік шартынан анықталады (3.3, а сурет).

$$P_{12}^t \cdot l_{AB} - P_{u2} \cdot h_2 - M_{u2} = 0,$$

бұдан

$$P_{12}^t = \frac{P_{u2} \cdot h_2 + M_{u2}}{l_{AB}} = \frac{5125 \cdot 0,09 + 400}{0,2} = 4310 \text{ Н}.$$

Осы іспеттес  $P_{63}^t$  реакциясы анықталады

$$P_{63}^t \cdot l_{BC} + M_{u3} - P_{u3} \cdot h_3 + P_{43} \cdot h_{43} = 0,$$

$$P_{63}^t = \frac{P_{u3} \cdot h_3 - M_{u3} - P_{43} \cdot h_{43}}{l_{BC}} = \frac{5875 \cdot 0,04 - 512,5 - 40800 \cdot 0,0725}{0,2} = -16178 \text{ Н}$$

Бұндағы минус белгісі  $P_{63}^t$  векторының бағыты 3.3, а фигурасында көрсетілген бағытқа қарама-қарсы екенін көрсетеді. Бұл фактіні топқа әсер етуші күштердің векторлық көпбұрышын (3.3, б сурет) салған кезде есепке аламыз. Алдымен теңдеуге (3.5) сәйкес модулі мен бағыты бойынша белгілі  $\bar{P}_{12}^t$ ,  $\bar{P}_{u2}$ ,  $\bar{P}_{43}$ ,  $\bar{P}_{u3}$ ,  $\bar{P}_{63}^t$  векторларының жалпы саны шығарылып, содан кейін  $m$  және  $n$  нүктелері арқылы  $P_{63}^n$  және  $P_{12}^n$  құрамдастарына сәйкесінше параллель  $nk$  және  $mk$  сәулелері жүргізіледі.

$nk$  және  $mk$  кесінділері сәйкесінше  $\bar{P}_{63}^n$  және  $\bar{P}_{12}^n$  жүктемелерінің шамаларын, ал  $kn_1$  мен  $km_1$  кесінділері –  $C$  және  $A$  кинематикалық жұптарындағы  $P_{63}$  және  $P_{12}$  толық реакцияларын анықтайды:

$$P_{63} = (kn_1) \cdot \mu_P = 102 \cdot 650 = 66300 \text{ Н};$$

$$P_{12} = (km_1) \cdot \mu_P = 172 \cdot 650 = 111800 \text{ Н}.$$

Күштердің векторлық көпбұрышында (3.3, б сурет) сызықшалармен 3-буынға әсер ететін күштер теңдеуінен табылған  $B$  кинематикалық жұбындағы  $P_{23}$  реакциясы көрсетілген:

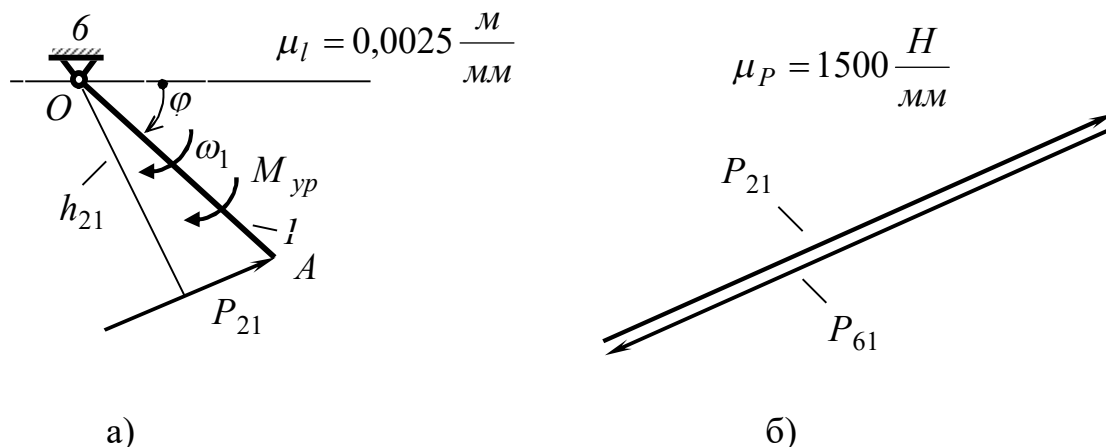
$$\bar{P}_{u3} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{63} + \bar{P}_{23} = 0$$

$kc$  кесіндісі осы реакцияның шамасын анықтайды:

$$P_{23} = (kc) \cdot \mu_P = 165 \cdot 650 = 107250 \text{ Н}.$$

### 3.4.2.3 Бастапқы буынның күшін есептеу

$OA$  қосиіні (3.1-сурет) айнаруды қозғалтқыштан алады. Қозғалтқыш қосиінмен муфта арқылы қосылған деп санап, қосиінге  $\bar{P}_{21}$  реакциясын ғана емес, сондай-ақ қозғалтқыштан  $M_{yp}$  теңгеру моментін (3.4, а сурет) де қоса салу қажет.  $\bar{P}_{21}$  реакциясы  $\bar{P}_{12}$  реакциясына модуль бойынша тең болғанымен, бағыты жағынан қарама-қарсы (3.3, б сурет).



Сурет 3.4 – Бастапқы буынның күшін есептеуге арналған

$M_{yp}$  теңгеру моменті  $O$  нүктесінің қатысына қарай  $l$ -буынға әсер етуші күштер моменттерінің теңдеуінен анықталады:

$$P_{21} \cdot h_{21} - M_{yp} = 0$$

бұдан

$$M_{yp} = P_{21} \cdot h_{21} = 111800 \cdot (38 \cdot 0,0025) = 10621 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$O$  тіреуішіндегі реакция  $l$ -буынға әсер етуші күштердің векторлық теңдеуінен анықталмақ:

$$\bar{P}_{21} + \bar{P}_{61} = 0$$

бұдан

$$\bar{P}_{61} = -\bar{P}_{21}, \text{ т.е. } P_{61} = 111800 \text{ Н}.$$

$OA$  қосиінінің күйін жүйелі ауыстыра отырып (мысалы, әрбір 30 градус сайын  $\varphi$  бұрышын өзгертіп), мойынтіректер мен қозғалтқышты іріктеуге қажетті механизмнің барлық кинематикалық жұптарындағы реакциялардың орта және экстремалды мәндері мен теңгеру моментінің орта мәндерін анықтау мүмкін болады.