

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до курсової роботи та практичних занять з дисципліни  
«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Харків 2012

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсової роботи (СРС) та практичних занять з дисципліни  
«Теорія механізмів і машин»  
для студентів, які навчаються за напрямом  
6.070106 «Автомобільний транспорт»

Затверджено методичною  
радою університету

Протокол № \_\_\_\_ від \_\_\_\_\_

Харків ХНАДУ 2012

Укладачі: В. А. Перегон  
О. О. Коряк

Кафедра деталей машин і теорії механізмів і машин

## **ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Мета курсової роботи (КР) – закріплення знань з основних розділів курсу ТММ, а також одержання практичних навичок вирішення інженерних завдань в області синтезу і аналізу механізмів і машин.

В даних методичних вказівках містяться 10 завдань до курсової роботи з теорії механізмів і машин. Чисельні значення параметрів завдань (по 10 варіантів у кожному) наведені в табл. 1 – 10.

КР виконується за графіком, затвердженому кафедрою.

Перш ніж почати працювати над індивідуальним завданням, студент повинен засвоїти теоретичний матеріал тих розділів курсу, на основі яких базуються нижче перераховані етапи виконання курсової роботи:

1. Метричний синтез головного важільного механізму проєктованої машини.
2. Динамічне проєктування механізмів машини за заданим коефіцієнтом нерівномірності ходу головного вала машини.
3. Визначення сил тиску в кінематичних парах важільного механізму з урахуванням прискореного руху ланок.

## **ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ І ЇЇ ЗАХИСТУ**

Курсова робота виконується в обсязі 2-х аркушів формату А1 графічної частини й розрахунково-пояснювальної записки на 15...20 сторінках формату А4 з дотриманням всіх вимог ЄСКД.

Графічні побудови до кожного етапу роботи виконуються олівцем (або в AutoCAD) зі збереженням всіх допоміжних ліній побудови, з позначенням всіх величин, векторів, проставлянням прийнятих масштабів. Кожен аркуш проєкту повинен мати відповідний основний напис (кутовий штамп) (див. зразки оформлення аркушів 1, 2 у додатку).

Розрахунково-пояснювальну записку пишуть чорнилом чорного, синього або фіолетового кольору (або набирається в будь-якому текстовому редакторі, наприклад, в Word, на комп'ютері) на одній стороні білого аркуша папера формату А4 з рамкою й відповідним

основним написом. Допускається не повторювати однотипні основні написи на третій і наступних сторінках, зберігши лише в нижньому правому куті кожної такої сторінки її номер.

Записка повинна мати: титульний аркуш; індивідуальне завдання на курсову роботу, видане кафедрою (ксерокопію); зміст із вказівкою сторінок; короткі пояснення до рішень і розрахунків; список використаної літератури; додатки (зведені таблиці розрахункових величин).

**Примітка.** Аркуші графічної частини роботи, виконані в AutoCAD, можуть бути роздруковані на лазерному принтері у форматі А3. У цьому випадку графічна частина проекту підшивається в додатку розрахунково-пояснювальної записки.

Всі необхідні для розрахунку рівняння й формули обов'язково пишуться спочатку в загальному вигляді, а потім у них підставляються числові значення відомих величин (без зміни послідовності) і наприкінці приводиться кінцевий результат розрахунку з вказівкою його розмірності. Проміжні результати розрахунків при цьому виключаються.

Для повторюваних однотипних обчислень записується тільки перший рядок розрахунків (наприклад, для одного положення механізму з 12...14-ти), а результати інших однотипних розрахунків представляються в табличній формі (в основному тексті записки або в додатках).

На захисті студент повинен показати знання теорії, а також загальних методів дослідження (аналізу) і проектування (синтезу) механізмів. Якість курсової роботи і результати її захисту оцінюються диференційовано.

## ОБСЯГ І ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота складається з 2-х аркушів формату А1 і пояснювальної записки, у якій наведені розрахунки. Графічна частина і пояснювальна записка повинні бути оформлені з дотриманням всіх вимог ЄСКД.

**Аркуш 1.** Проектування основного механізму і розрахунок моменту інерції маховика.

1. Визначення основних розмірів механізму за заданими умовами.

2. Побудова планів положень механізму (12 або більше суміщених положень) і планів швидкостей для всіх положень.
3. Зведення мас і сил. Побудова графіків зведеного моменту інерції ланок механізму і зведеного моменту сил.
4. Визначення методом графічного інтегрування надлишкової роботи зовнішніх сил (з урахуванням сил тяжіння ланок).
5. Визначення моменту інерції ланки зведення, а також потрібного моменту інерції маховика з умови забезпечення заданої рівномірності руху головного вала машини. Розрахувати основні розміри маховика (завдання вирішити за допомогою методу Виттенбауера або методу Мерцалова).

**Примітка.** Ланки, маси й моменти інерції яких не дані, вважати невагомими.

**Аркуш 2.** Визначення закону руху кривошипа і силовий розрахунок основного механізму для заданого положення.

1. Побудова плану швидкостей і плану прискорень для заданого положення механізму, прийнявши  $\omega_1 = \omega_{cp} = const$ .
2. Визначення лінійних прискорень центрів мас і кутових прискорень ланок.
3. Побудова картини силового навантаження механізму з урахуванням сил інерції і моментів сил інерції.
4. Виконання силового аналізу груп Ассура.
5. Виконання силового аналізу кривошипа.

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

**Примітка 2.** У даній роботі даються лише короткі вказівки з питань проектування механізмів. Нижче дається список літератури, у якому докладно викладені питання проектування і аналізу механізмів, а також наведені приклади.

### Динамічний синтез важільного механізму за коефіцієнтом нерівномірності ходу машини

Для більшості машин у їхньому русі можна виділити наступні три режими руху:

- а) розгін;
- б) усталений рух;
- в) вибіг.

Відповідно кожен із цих режимів може вивчатися окремо. Так, наприклад, для режиму «розгін» визначають час і пройдений шлях до досягнення заданої швидкості, для режиму «вибіг» визначають час і пройдений шлях до зупинки тощо.

При усталеному русі вирішується завдання регулювання руху – необхідно визначити момент інерції маховика, що забезпечує рух з необхідною нерівномірністю.

У завданнях на курсові роботи студенти вирішують завдання регулювання усталеного руху. Умовою такого руху є рівність за цикл роботи рушійних сил і сил опору,  $A_p = A_o$ . Завдання динамічного синтезу механізму (аркуш 1) полягає в наступному – необхідно визначити такий момент інерції маховика, щоб виконувалася умова  $\delta \leq [\delta]$  ( $\delta$  – коефіцієнт нерівномірності обертання вала кривошипа,  $[\delta]$  – припустиме значення коефіцієнта нерівномірності обертання).

Умовно всі машини можна розділити на машини-знаряддя й машини-двигуни. Відмінність полягає в тому, що для машин-знарядь задаються сили опору, а рушійні сили визначаються з умови усталеного руху  $A_p = A_o$  (за цикл), а для машин-двигунів задаються рушійні сили у вигляді індикаторної діаграми, а сили опору визначають.

Завдання вирішується в наступному порядку.

1. У лівій половині аркуша побудувати плани положень механізму для 12-ти рівновіддалених положень кривошипа  $OA$  і плани швидкостей для всіх положень механізму (звичайні або повернені на  $90^\circ$ ). За початкове (нульове) положення приймається мертве положення механізму, що відповідає початку робочого ходу машини. Крім зазначених вище 12-ти положень, необхідно побудувати друге мертве положення, що відповідає кінцю робочого ходу, а також задане положення. Залежно від схеми механізму і графіка сил корисного опору, потрібно побудувати деякі додаткові положення механізму. Додатковими положеннями можуть бути положення, що відповідають початку і кінцю дії сил корисного опору, максимальній швидкості вихідної ланки тощо.

Для виконання побудови планів положень механізму необхідно вибрати масштабний коефіцієнт довжин, який розраховується за формулою  $\mu_l = l_{OA} / OA$  (м/мм), де  $l_{OA}$  – дійсна довжина кривошипа в м;  $OA$  – відрізок, що зображує кривошип на кресленні, у мм.

При побудові планів швидкостей довжину відрізка  $p_{Va}$ , що зображує вектор швидкості точки  $A$  вхідної ланки, рекомендується приймати  $p_{Va} = 100$  мм.

2. Виконати зведення мас. За ланку зведення прийняти вхідну ланку (кривошип  $OA$ ) важільного механізму, вважаючи

$$J_{зв\Sigma} = J_{звI} + J_{звII}, \quad (1)$$

де  $J_{зв\Sigma}$  – сумарний зведений момент інерції механізму;

$J_{звI} = \text{const}$  – зведений момент інерції ланок першої групи (до складу ланок першої групи входять ланки, встановлені на головному валу механізму, а також ланки, пов'язані з головним валом постійним передаточним відношенням: вали і зубчасті колеса редуктора, муфти, ротор електродвигуна, маховик тощо);

$J_{звII} = \text{var}$  – зведений момент інерції ланок другої групи (до складу ланок другої групи входять шатуни, повзуни, коромисла, куліси та інші ланки важільного механізму).

Для кожного положення механізму зведений момент інерції ланок другої групи механізму знаходиться за формулою

$$J_{звII} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{V_{Si}}{\omega_i} \right)^2 + J_{Si} \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right], \quad (2)$$

де  $m_i$  – маса  $i$ -тої ланки;

$J_{Si}$  – момент інерції  $i$ -тої ланки відносно осі, що проходить через центр мас  $S_i$  ланки;

$\omega_i$  – кутова швидкість  $i$ -тої ланки;

$\omega_1$  – кутова швидкість вхідної ланки (кривошипа);

$V_{Si}$  – швидкість центра мас  $i$ -тої ланки.

Відношення швидкостей визначаються із планів швидкостей,

наприклад, 
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \left( \frac{ab}{p_{Va}} \right) \frac{l_{OA}}{l_{AB}}; \quad \frac{V_{S2}}{\omega_1} = \left( \frac{p_{Vs2}}{p_{Va}} \right) \cdot l_{OA}.$$



При побудові графіка зведеного моменту інерції ланок другої групи від кута повороту кривошипа  $J_{звII} = f(\varphi)$  вісь ординат рекомендується направляти горизонтально, тобто будувати цей графік поверненим на  $90^0$  (див. додаток – аркуш 1).

3. Виконати зведення сил. Для технологічних машин графік зведеного моменту сил опору побудувати за заданою діаграмою сил корисного опору з урахуванням сил тяжіння ланок, а зведений момент рушійних сил вважати постійним. Зведений момент сил опору визначається за методом Жуковського. Момент заведеної сили визначається за формулою

$$M_{зв/о} = P_{зв} \cdot l_{OA}. \quad (3)$$

де  $P_{зв}$  – зведена сила в ньютонках;

$l_{OA}$  – довжина кривошипа в метрах.

Зведена сила прикладена в точці  $A$  і спрямована перпендикулярно кривошипу. Значення зведеної сили знаходиться з умови рівності моментів зведеної сили і сил зведення (сил опору і сил тяжіння) відносно полюса важеля Жуковського (полюса плану швидкостей).

При побудові графіка  $M_{зв/о} = f(\varphi)$  зведений момент вважається додатним, якщо його напрямок збігається з напрямком обертання кривошипа, і від'ємним – при розбіжності зазначених напрямків.

4. Методом графічного інтегрування графіка  $M_{зв/о} = f(\varphi)$  побудувати графік роботи сил опору (з урахуванням сил тяжіння)  $A_o = f(\varphi)$ .

5. З умови усталеного руху,  $A_p = A_o$  (за цикл), прийнявши припущення  $M_{зв/о} = \text{const}$  (для спрощення вирішення завдання), побудувати графік роботи рушійних сил  $A_p = f(\varphi)$ .

6. За графіками  $A_o = f(\varphi)$  і  $A_p = f(\varphi)$  знайти повну роботу всіх сил (повну роботу називають також надлишковою роботою, тобто  $A_{II} = A_{над} = \Delta A$ ) і побудувати графік зміни кінетичної енергії  $\Delta E = \Delta A = f(\varphi)$ .

**Примітка до п. 6.** Для зручності визначення ординат графіка зміни кінетичної енергії  $\Delta E = \Delta A = \Delta f(\varphi)$  доцільно будувати не графік « $A_p = f(\varphi)$ », а графік « $-A_p = f(\varphi)$ ».

7. За графіками  $J_{звІІ} = f(\varphi)$  і  $\Delta E = f(\varphi)$  побудувати неповну діаграму «енергія-маса» шляхом графічного виключення параметра  $\varphi$ .

8. Для визначення моменту інерції маховика  $J_M$  за заданим коефіцієнтом нерівномірності обертання кривошипа  $\delta$  слід провести дотичні до графіка «енергія-маса» під кутами  $\psi_{\max}$  і  $\psi_{\min}$  до осі абсцис (вісь зведеного моменту інерції), тангенси яких визначаються за формулами

$$tg\psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{cp}^2 (1 + \delta); \quad tg\psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{cp}^2 (1 - \delta), \quad (5)$$

де  $\omega_{cp}$  – середня кутова швидкість кривошипа.

Шуканий момент інерції маховика знаходиться з виразу

$$J_M = J_{звІ} - J_1; \quad J_{звІ} = \frac{kl \cdot \mu_E}{\omega_{cp}^2 \delta}, \quad (6)$$

де  $kl$  – відрізок (в мм), що відтинається проведеними дотичними на осі ординат діаграми «енергія-маса»;

$J_{звІ}$  – зведений до кривошипа момент інерції ланок 1-ї групи;

$J_1$  – зведений до кривошипа момент інерції головного вала механізму, редуктора і ротора електродвигуна.

Вирішення задачі для машин-двигунів практично не відрізняється.

Графік зведеного моменту рушійних сил для двигунів внутрішнього згоряння будується за заданими індикаторними діаграмами з урахуванням сил тяжіння ланок, а зведений момент сил опору в цьому випадку вважається постійним і визначається з умови рівності робіт сил рушійних і сил опору за цикл

$$M_{зв/о} \cdot 2\pi = \int_0^{2\pi} M_{зв/р} d\varphi. \quad (7)$$

Аналогічно приймається припущення  $M_{зв/о} = \text{const}$ .

У чотиритактних ДВЗ всі цикли роботи двигуна відбуваються за два оберти кривошипа, тоді

$$M_{зв/о} \cdot 4\pi = \int_0^{2\pi} M_{зв/р} d\varphi. \quad (8)$$

### Динамічний аналіз важільного механізму

1. У верхній лівій частині аркуша накреслити в масштабі схему механізму для заданого положення вхідної ланки, а також побудувати план швидкостей і план прискорень, прийнявши  $\omega_1 = \omega_{cp} = \text{const}$ .

2. Визначити прискорення центрів мас і кутові прискорення ланок.

3. За прискореннями центрів мас  $W_{Si}$  і кутовим прискоренням ланок  $\varepsilon_i$  визначити їхні інерційні навантаження: головні вектори сил інерції, прикладені в центрах мас ланок  $S_i$ ,  $\bar{P}_{ini} = -m_i \bar{W}_{Si}$  і головні моменти сил інерції  $M_{ini} = -J_{Si} \bar{\varepsilon}_i$ . Тут  $m_i$  – маса  $i$ -тої ланки;  $J_{Si}$  – центральний момент інерції  $i$ -тої ланки.

4. До ланок механізму прикласти всі зовнішні сили, сили і моменти сил інерції.

*Примітка до п. 4.* Під дією всіх зовнішніх сил, сил інерції й моментів сил інерції механізм знаходиться в стані умовної рівноваги (принцип Даламбера).

5. Розчленувати механізм на структурні групи (групи Ассура) і вихідний механізм (кривошип зі стійкою).

6. Виконати силовий розрахунок структурних груп у зворотному порядку відносно нашарування груп Ассура, тобто починати розрахунок треба із самої віддаленої структурної групи, а закінчувати – вхідною ланкою.

Відповідно до принципу Даламбера, для визначення сил реакцій у кінематичних парах слід розглянути умовну рівновагу систем сил і моментів сил, що діють на структурні групи. Для цього, для кожної групи необхідно скласти рівняння моментів сил, рівняння сил і побудувати плани сил. При побудові планів сил вектори сил однієї ланки групи рекомендується складати послідовно, а потім переходити до додавання векторів сил другої ланки.

7. З умови  $\Sigma M_0 = 0$  знайти момент, що врівноважує прикладену до кривошипа реакцію  $\bar{R}_{21}$  з боку другої ланки

$$R_{12} h + M_{вр} = 0, \quad (9)$$

де  $h$  – плече дії реакції  $\bar{R}_{21}$  відносно точки  $O$ .

## ЛІТЕРАТУРА

### Основна

- 1) Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1989.
- 2) Теория механизмов и механика машин. /Под редакцией К. В. Фролова М.: Высшая школа, 1998.
- 3) Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1975.
- 4) Левитская О. Н., Левитский Н. И., Курс теории механизмов и машин, М.: 1985.

### Додаткова

- 5) Гречко Л.П. Важільні механізми, передачі і зачеплення. Харків: 2000.
- 6) Гречко Л. П. Синтез механізмів і динаміка машин. Харків: 1999.
- 7) Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Теория механизмов и машин». Изд. ХГАДТУ, 2000. (С образцом выполнения курсового проекта по ТММ).
- 8) Методические указания к курсовому проекту по ТММ (раздел «Синтез и кинематический анализ рычажных механизмов»). Изд. ХГАДТУ, 2000.
- 9) Методические указания и задания к курсовой работе по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов, обучающихся по направлению 6.070106 «Автомобильный транспорт» Изд. ХНАДУ, 2010.
- 10) Артоболевский И.И. Задачи по ТММ, М.: 1969.
- 11) Абрамов Б.М., Типовые задачи по ТММ, Харьков: 1976.
- 12) Попов С. А. Курсовое проектирование по ТММ, М.: 1987.

## ЗАВДАННЯ НА КУРСОВУ РОБОТУ

Кожному студенту для розробки пропонується одна з 10-ти тем завдань, кожна з яких містить 10 варіантів заданих вихідних числових величин.

Тему й варіант завдання призначає викладач, закріплений за групою, згідно з розпорядженням завідувача кафедрою. При цьому може бути використаний умовний шифр студента (останні дві цифри номера його студентського квитка або залікової книжки). Передостанньою цифрою шифру кодується номер теми завдання, а останньої – номер варіанта заданих числових значень вихідних величин.

### ЗАВДАННЯ 1. Витяжний прес

(вихідні дані в табл. 1 і на рис.1)

У складі основного механізму преса є дві групи Ассура 2-го класу 2-го порядку (1-го і 2-го видів). Привод преса здійснюється від електродвигуна через двоступінчастий планетарний механізм Джемса (з одновінцевим сателітом) і відкриту зубчасту передачу з колесами  $a$  і  $b$ . Сила корисного опору (зусилля витяжки)  $P_F$ , що діє на повзун 5 при прямому ході, змінюється за законом, представленому на рис. 1, б.

Процес витяжки починається з моменту досягнення значення  $S_F = 0,6H_F$  і закінчується наприкінці ходу повзуна 5. Зусилля витяжки досягає максимального значення при  $S_F = 0,7H_F$ . Саме для цього положення необхідно провести силовий аналіз важільного механізму.

## ЗАВДАННЯ 2. Гайковирубний автомат (вихідні дані в табл. 2 і на рис.2)

Основним важільним механізмом гайковирубного автомата є кривошипно-колінний прес (мал. 2, а), до складу якого входять дві групи Ассура 2-го класу 2-го порядку: 1-го виду (ланки 2 і 3) і 2-го виду (ланки 4 і 5).

Особливістю важільного механізму є те, що за один цикл роботи (за один оберт кривошипа 1) він робить два робочих ходів пуансона (повзуна 5).

Перший робочий хід  $H_1$  пуансона відбувається під час повороту кривошипа з положення 0 до положення  $m$ . При подальшому повороті кривошипа з положення  $m$  до положення  $k$  пуансон відходить від лівого крайнього положення на відстань  $H_2$ .

У положенні механізму  $k$  точка  $B$  займає крайнє верхнє положення  $B_k$ . Із цього моменту починається другий робочий хід  $H_2$  пуансона, який завершується в той час, коли точка  $A$  займає положення  $A_u$ . При подальшому повороті кривошипа від положення  $u$  до положення 0 пуансон повертається у своє вихідне положення.

За час першого робочого ходу  $H_1$  пуансон робить технологічну операцію в два етапи. Перший етап операції здійснюється в межах  $S_D = (0,3...0,5)H_1$  з досягненням піка навантаження, рівного  $0,3P_{D\max}$  (рис. 2, б). Другий етап здійснюється наприкінці робочого ходу  $H_1$ . Пік навантаження  $P_{D\max}$  досягається при положенні пуансона  $S_D = 0,95H_1$ . Силовий розрахунок механізму варто виконати саме в цьому положенні.

За час другого робочого ходу  $H_2$  відбувається операція по виштовхуванню заготовки гайки з матриці в бункер-накопичувач. При цьому корисний опір долається на другій половині ходу  $H_2$  з постійною величиною  $P_D = 0,2P_{D\max}$ .

Привод гайковирубного автомата здійснюється від електродвигуна через планетарний редуктор з зубчастими колесами 1, 2, 2', 3 і водилом  $h$  та просту зубчасту передачу з колесами  $a$  і  $b$  (рис. 2, в).

### ЗАВДАННЯ 3. Поперечно-стругальний верстат (вихідні дані в табл. 3 і на рис. 3)

Привод верстата здійснюється від електродвигуна через двоступінчастий планетарний механізм і відкриту зубчасту передачу з колесами  $a$  і  $b$  (рис. 3, в).

Важільний механізм верстата забезпечує зворотно-поступальний рух супорта. При повороті кривошипа з положення  $A'$  в положення  $A''$  (за годинниковою стрілкою) супорт робить прямий (робочий хід), а при повороті з положення  $A''$  в положення  $A'$  супорт повертається у вихідне положення. Середня швидкість супорта при холостому ході вище швидкості прямого ходу (відповідно до заданого коефіцієнта  $K_V$ ).

У складі важільного механізму дві групи Ассура. Перша група Ассура – група 2-го класу 2-го порядку 3-го виду (ланки 2 і 3), а друга – 2-го виду (ланки 4 і 5).

З метою зменшення максимальних значень кута тиску для пари ланок 4 і 5, необхідно при синтезі важільного механізму координату напрямного повзуна 5  $h_5$  визначити за формулою  $h_5 = 0,25 \cdot H \cdot (1/\sin \theta/2 + 1/\operatorname{tg} \theta/2)$ , де  $\theta = 180^\circ \cdot (K_V - 1)/(K_V + 1)$ . Величину  $h_5$  можна визначити також графічно, як це показано на рис. 5, г.

При русі повзуна 5 (супорта) вправо відбувається стругання. Для забезпечення нормальних умов процесу різання початок і закінчення різання повинні відбуватися за певної швидкості різця  $V_{\text{різ}} \geq V_{\text{min}}$ . Це забезпечується за рахунок того, що різець до початку різання і після закінчення різання робить перебіг, довжина якого встановлюється, як правило, в частках від повного ходу різця  $H$ . У даному завданні довжина перебігів дорівнює  $0,1H$ .

## ЗАВДАННЯ 4. Довбальний верстат (вихідні дані в табл. 4 і на рис.4)

Основний важільний механізм довбального верстата – це кривошипно-кулісний механізм з обертовою кулісою. У складі механізму дві групи Ассура 2-го класу 2-го порядку. Перша група Ассура в складі ланок 2 і 3 із середньою поступальною парою – це група 3-го виду, а друга група з ланками 4 і 5 – це група Ассура 2-го виду.

Вихідний механізм (кривошип 1 і стійка 0) з першою групою Ассура (2-3) утворюють механізм із обертовою кулісою.

При русі повзуна 5 (супорта) вниз відбувається довбання. Для забезпечення нормальних умов процесу різання початок і закінчення різання повинні відбуватися за певної швидкості різця  $V_{\text{різ}} \geq V_{\text{min}}$ . Це забезпечується за рахунок того, що різець до початку різання і після закінчення різання робить перебіг, довжина якого встановлюється, як правило, в частках від повного ходу різця  $H$ . У даному завданні довжина перебігів дорівнює  $0,05H$ .

Синтез важільного механізму умовно можна розділити на 2 етапи.

На першому етапі виконується синтез механізму, утвореного повзуном 5, шатуном 4 і важелем ВС ланки 3 (кривошипно-повзуна частина механізму), а на другому – виконується синтез кривошипно-кулісної частини механізму, яка складається з кривошипа 1, кулісного каменя 2 і куліси 3.

Спочатку треба провести вертикальний промінь, що відстоїть від напрямної повзуна 5 на відстані  $a$ , і відкласти на ньому відрізок  $D'D''$  (мм), який зображує в масштабі  $\mu_l$  хід повзуна  $H$  (м). Масштаб побудови  $\mu_l = \frac{H}{D'D''} \left( \frac{\text{м}}{\text{мм}} \right)$ . Від точок  $D'$  і  $D''$  відкладаються вгору

відрізки  $C'D'$  і  $C''D'' = CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l}$ . Точки  $C'$  і  $C''$  є крайні положення

точки  $C$  важеля  $BC$ . Посередині відрізка  $C'C''$  знаходимо точку  $B$  – центр обертання куліси 3 (довжина важеля  $l_{BC} = 0,5H$ ).



Далі виконується синтез кривошипно-кулісної частини механізму. Спочатку знаходимо  $\theta = 180^\circ \frac{K_V - 1}{K_V + 1}$  (град). З трикутника  $OBA''$

(див. рис. 4, а) міжцентрова відстань  $l_{OB}$  дорівнює

$$l_{OB} = l_{OA} \cdot \sin \frac{\theta}{2}.$$

Від точки  $B$  в горизонтальному напрямі відкласти відрізок  $OB = l_{OB}/\mu_l$  (мм). Далі треба провести окружність із центром у точці  $O$  радіуса  $OA = l_{OA}/\mu_l$  (мм). На перетинах вертикального променя і окружності радіуса  $OA$  знаходимо крайні положення точки  $A$  кривошипа –  $A'$  і  $A''$ . Це положення кривошипа, при яких супорт (повзун 5) займає, відповідно, крайнє верхнє і крайнє нижнє положення.

**Примітка.** Величину  $l_{OB}$  і положення точки  $O$  – центра обертання кривошипа можна знайти графічно. Для цього досить побудувати прямокутний трикутник  $OBA''$  (положення точки  $B$  знайдено) за відомою гіпотенузою  $OA'' = \frac{l_{OA}}{\mu_l}$  (мм) і кутом  $OA''B = \theta/2$ .

### ЗАВДАННЯ 5. Хитний конвеєр (вихідні дані в табл. 5 і на рис. 5)

Хитний конвеєр призначений для переміщення сипучого матеріалу в горизонтальному напрямку (зліва направо).

В якості привода конвеєра використано електродвигун (на схемі не показаний) із частотою обертання  $n_{дв}$  і трансмісія, що складається з планетарного редуктора з зубчастими колесами 1, 2, 2', 3 і водилом  $h$ , а також простої зубчастої передачі з колесами  $a$  і  $b$ .

Важільний механізм (рис. 5, а) конвеєра складається з вихідного механізму 1-го класу (кривошип 1 і стійка  $O$ ) і двох груп Ассурра 2-го класу 2-го порядку: 1-го виду (ланки 2 і 3) і 2-го виду (ланки 4 і 5).

Транспортування (переміщення в необхідному напрямку) вантажу при зворотно-поступальному русі жолоба відбуваються завдяки тому, що при прямому ході вантаж, в основному, рухається разом з жолобом, а при зворотному ході вантаж і жолоб рухаються, в основному, роздільно.

В ідеальному випадку при прямому ході вантаж повинен рухатися на всьому шляху разом з жолобом, а при зворотному ході – роздільно. У дійсності, як при прямому, так і при зворотному ходах є фази спільного й роздільного руху вантажу й жолоба.

У завданні умовно зазначено хоч і різні, але постійні величини сил опору при русі жолоба в обох напрямках.

Сили опору руху жолоба залежать від того, чи ковзає переміщуваний матеріал по жолобу, чи рухається разом з ним. Жолоб при русі захоплює за рахунок сил тертя насипаний на нього матеріал. Рух матеріалу разом з жолобом можливий при величині сили тертя, що перевищує силу інерції матеріалу. Якщо ж сила інерції виявляється більше сили тертя, то має місце відносний рух матеріалу і жолоба. У цей період між жолобом і матеріалом існує сила тертя, за рахунок якої забезпечується рух матеріалу з постійним прискоренням по жолобу до моменту вирівнювання їхніх швидкостей. Коли швидкості матеріалу і жолоба зрівнюються за величиною і напрямком, матеріал з жолобом будуть переміщуватися знову разом з однаковою швидкістю за умови, якщо  $a_{ж} \leq a_{кр} = f \cdot g$ . У цьому випадку маса матеріалу буде рухатися разом з масою жолоба, а сила опору буде залежати тільки від сили тертя жолоба по напрямній.

З метою спрощення розрахунків, у даному завданні рекомендується прийняти припущення, що при прямому русі жолоба вантаж рухається разом з жолобом (немає відносного руху), а при зворотному русі жолоб і вантаж мають різні швидкості, тобто рухаються роздільно, що забезпечує транспортування вантажу зліва направо.

**Примітка.** При роздільному русі жолоба і вантажу останній рухається з постійним прискоренням, тому що на нього діє постійна сила тертя з боку жолоба. Із цього припущення витікає, що при прямому ході на жолоб діє сила опору (сила тертя) тільки з боку напрямної ( $P_{o1}$ ), а при зворотному ході – з боку напрямної й з боку вантажу ( $P_{o2}$ ), тобто при зворотному ході сила опору більше, ніж при прямому ( $P_{o2} > P_{o1}$ ). Цю обставину варто врахувати при зведенні сил.

При зведенні мас також варто враховувати прийняте припущення, тобто при прямому ході необхідно врахувати в якості маси повзуна 5 суму мас жолоба і вантажу, тому що вони рухаються спільно, а при зворотному ході в масу повзуна 5 включають тільки масу жолоба, а маса вантажу не враховується, тому що вона рухається

в цьому випадку самостійно і не впливає на загальну інертність механізму.

## **ЗАВДАННЯ 6. Повітряний компресор** (вихідні дані в табл. 6 і на рис.6)

Основний важільний механізм поршневого повітряного двоступінчастого компресора являє собою рядний центральний (без ексцентриситету) кривошипно-повзунний механізм, до складу якого входять дві групи Ассура 2-го класу 2-го порядку 2-го виду (шатунно-поршневі групи 2-3 і 4-5) і вихідний механізм 1-го класу – кривошип 1 і стійка 0 (колінчастий вал і блок циліндрів).

На індикаторних діаграмах (залежностях тиску повітря в циліндрах від переміщення поршнів  $S$ ) двох ступенів компресора стрілками позначений напрямок руху поршня.

В 1-му ступені на фазах руху поршня 2 і 3 виконується корисна (від’ємна за знаком) робота (по подоланню сили опору повітря при його стиску і виштовхуванні), на фазі 4 – залишок стисненого повітря в циліндрі повертає частину запасеної потенційної енергії у вигляді додатної роботи, а на фазі 1 – при нульовому тиску повітря, що впускається у циліндр, робота не виконується взагалі.

В 2-му ступені на фазах 2, 3 і 4 відбуваються ті ж явища, тільки при більш високому тиску повітря в циліндрах, а на фазі 1 – повітря після стиску в 1-му ступені надходить у циліндр 2-го ступеня під тиском  $p_{1\max}$  і при цьому виконується значна позитивна робота.

Індикаторні діаграми (рис. 6, б і в) слід побудувати за даними таблиць на першому аркуші графічної частини роботи поруч із кінематичною схемою важільного механізму або на міліметровці в розрахунково-пояснювальній записці.

Привод компресора від електродвигуна здійснюється за допомогою планетарної передачі Джемса із зубчастими колесами 1, 2, 2', 3 і водилом  $h$  (рис. 6, г).

## **ЗАВДАННЯ 7. Глибинний насос** (вихідні дані в табл. 7 і на рис. 7)

Основний важільний механізм глибинного насоса являє собою кривошипно-коромисловий механізм, що має у своєму складі три групи Ассура 2-го класу 2-го порядку: 1-го виду (ланки 2 і 3); 1-го виду (ланки 4 і 5); 2-го виду (ланки 6 і 7). Передача руху на вихідну ланку (штангу 7) механізму здійснюється двома шатунами (4 і 6) з використанням шарніра  $D$ , траєкторія руху якого (т.зв. шатунна крива) близька до вертикальної прямої. Це забезпечує відсутність перекосу (тобто поперечних шкідливих навантажень) штанги 7.

Із протилежної сторони від шарніра  $D$  на шатуні 4 у точці  $F$  встановлюється масивна противага, призначена для зрівноважування великої маси штанги і маси стовпа рідини (води або нафти), що підіймається. Маси ланок 2, 3, 4, 5 і 6 значно менші зазначених вище мас противаги, штанги і стовпа рідини, тому при розрахунках закону руху головного вала машини і моменту інерції маховика ними можна знехтувати.

Привод глибинного насоса від електродвигуна здійснюється послідовно через дворядний планетарний зубчастий механізм Джемса з зубчастими колесами 1, 2, 3, 1', 2', 3' і водилами  $h$  та  $h'$ , а також через просту зубчасту передачу з колесами  $a$  і  $b$ .

## **ЗАВДАННЯ 8. Дизель-повітряна установка** (вихідні дані в табл. 8 і на рис. 8)

Основний важільний механізм V-подібної дизель-повітряної установки (рис. 8, а) являє собою центральний (без ексцентриситету) кривошипно-повзунний механізм, що має у своєму складі дві групи Ассура 2-го класу 2-го порядку 2-го виду (шатунно-поршневі групи) і вихідний механізм 1-го класу – кривошип 1 і стійка 0 (коліначастий вал і блок циліндрів).

Дизель має двотактний цикл роботи. На індикаторній діаграмі (залежності тиску газів  $p$  у циліндрах від переміщення поршнів  $S$ ) стрілками показаний напрямок переміщення поршня на різних тактах робочого циклу (рис. 8, б). При русі поршня від ВМТ до НМТ виконується додатна робота, а у зворотному напрямку – від'ємна.

Індикаторну діаграму слід побудувати за даними таблиці на першому аркуші графічної частини роботи поруч із кінематичною схемою важільного механізму або на міліметровці в розрахунково-пояснювальній записці, погодивши розмір діаграми вздовж осі  $S$  з ходом поршня  $H$ . Розмір діаграми вздовж осі тиску  $p$  можна обрати довільно.

Привод повітродувки від дизеля здійснюється за допомогою планетарної передачі Джемса (рис. 8, в).

### **ЗАВДАННЯ 9. Чотиритактний ДВЗ** (вихідні дані в табл. 9 і на рис. 9)

Основний важільний механізм опозитного поршневого ДВЗ (рис. 9, а) являє собою центральний (без ексцентриситету) кривошипно-повзунний механізм, що має у своєму складі дві групи Ассурра 2-го класу 2-го порядку 2-го виду (шатунно-поршневі групи 2-3 і 4-5), а також вихідний механізм 1-го класу – кривошип 1 і стійка 0 (колінчастий вал і блок циліндрів).

ДВЗ має 4-тактний цикл роботи. На індикаторній діаграмі (залежності тиску газів  $p$  у циліндрах від переміщення поршнів  $S$ ) стрілками показаний напрямок переміщення поршня на різних тактах робочого циклу (рис. 9, б). На такті розширення 3 виконується додатна робота (напрямки сили тиску газів і переміщення поршня збігаються). На інших трьох тактах виконується від'ємна робота.

Індикаторну діаграму слід побудувати за даними таблиці на першому аркуші графічної частини роботи поруч із кінематичною схемою важільного механізму або на міліметровці в розрахунково-пояснювальній записці, погодивши розмір діаграми вздовж осі  $S$  з ходом поршня  $H$ . Розмір діаграми вздовж осі  $p$  можна обрати довільно.

Трансмісія машини має у своєму складі планетарний редуктор (рис. 9, в).

## ЗАВДАННЯ 10. Двигун внутрішнього згоряння трактора (вихідні дані в табл. 10 і на рис. 10)

Основний важільний механізм силової установки (рядного поршневого двигуна внутрішнього згоряння – ДВЗ) трактора (рис. 10, а) являє собою центральний (без ексцентриситету) кривошипно-повзунний механізм, до складу якого входять дві групи Ассура 2-го класу 2-го порядку 2-го виду (шатунно-поршневі групи 2-3 і 4-5), а також вихідний механізм 1-го класу – кривошип 1 і стійка 0 (колінчастий вал і блок циліндрів).

ДВЗ має 4-тактний цикл роботи. На індикаторній діаграмі (залежності тиску газів  $p$  у циліндрах від переміщення поршнів  $S$ ) стрілками показаний напрямок переміщення поршня на різних тактах робочого циклу (рис. 10, б). На такті розширення 3 виконується додатна робота (напрямки сили тиску газів і переміщення поршня збігаються). На інших трьох тактах виконується від’ємна робота.

Індикаторну діаграму слід побудувати за даними таблиці на першому аркуші графічної частини роботи поруч із кінематичною схемою важільного механізму або на міліметровці в розрахунково-пояснювальній записці, погодивши розмір діаграми вздовж осі  $S$  з ходом поршня  $H$ . Розмір діаграми вздовж осі  $p$  можна обрати довільно.

Трансмісія машини має у своєму складі планетарний редуктор (рис. 9, в).

# ЗАВДАННЯ 1. Витяжний прес

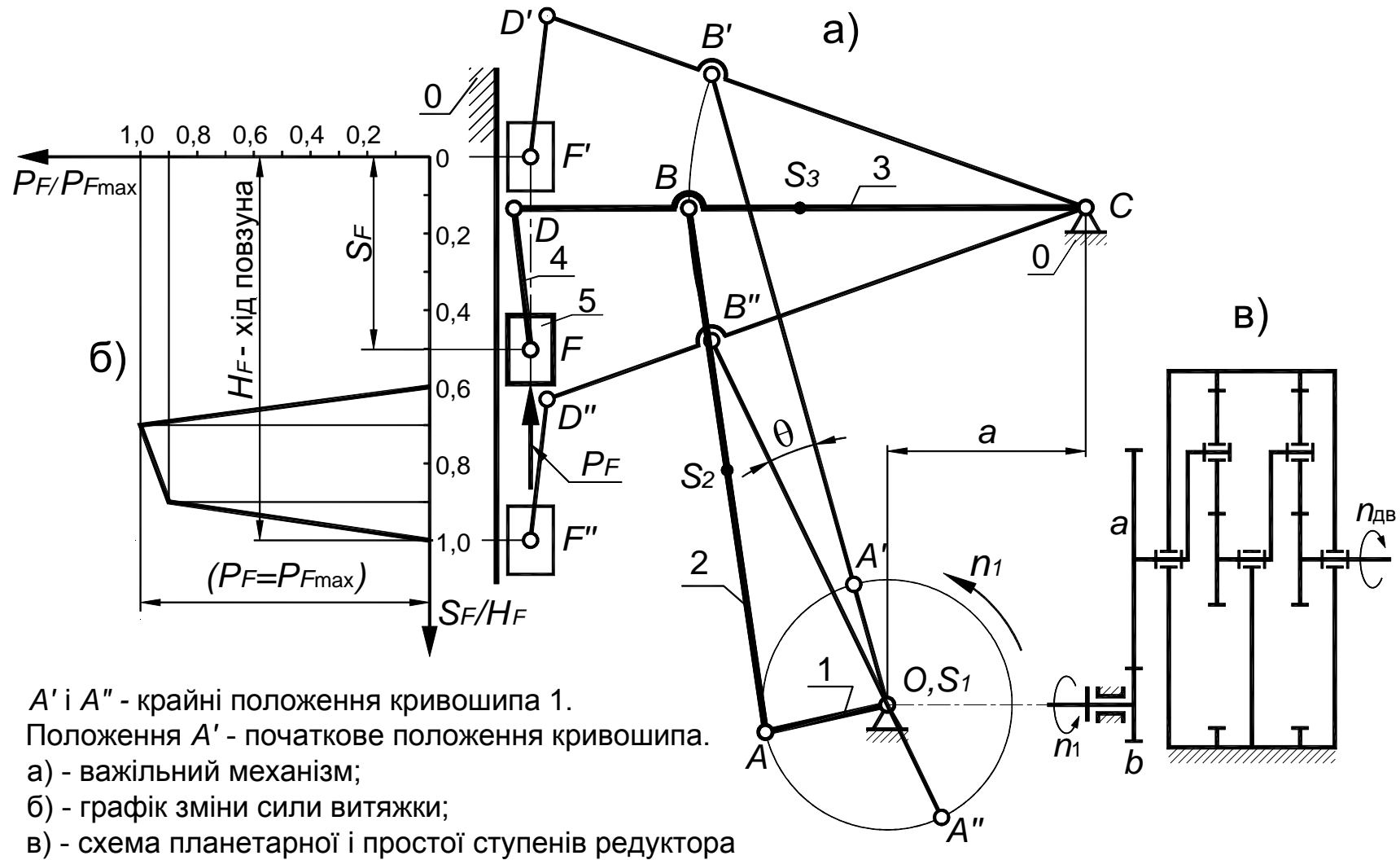


Рисунок 1 – Механізми витяжного преса

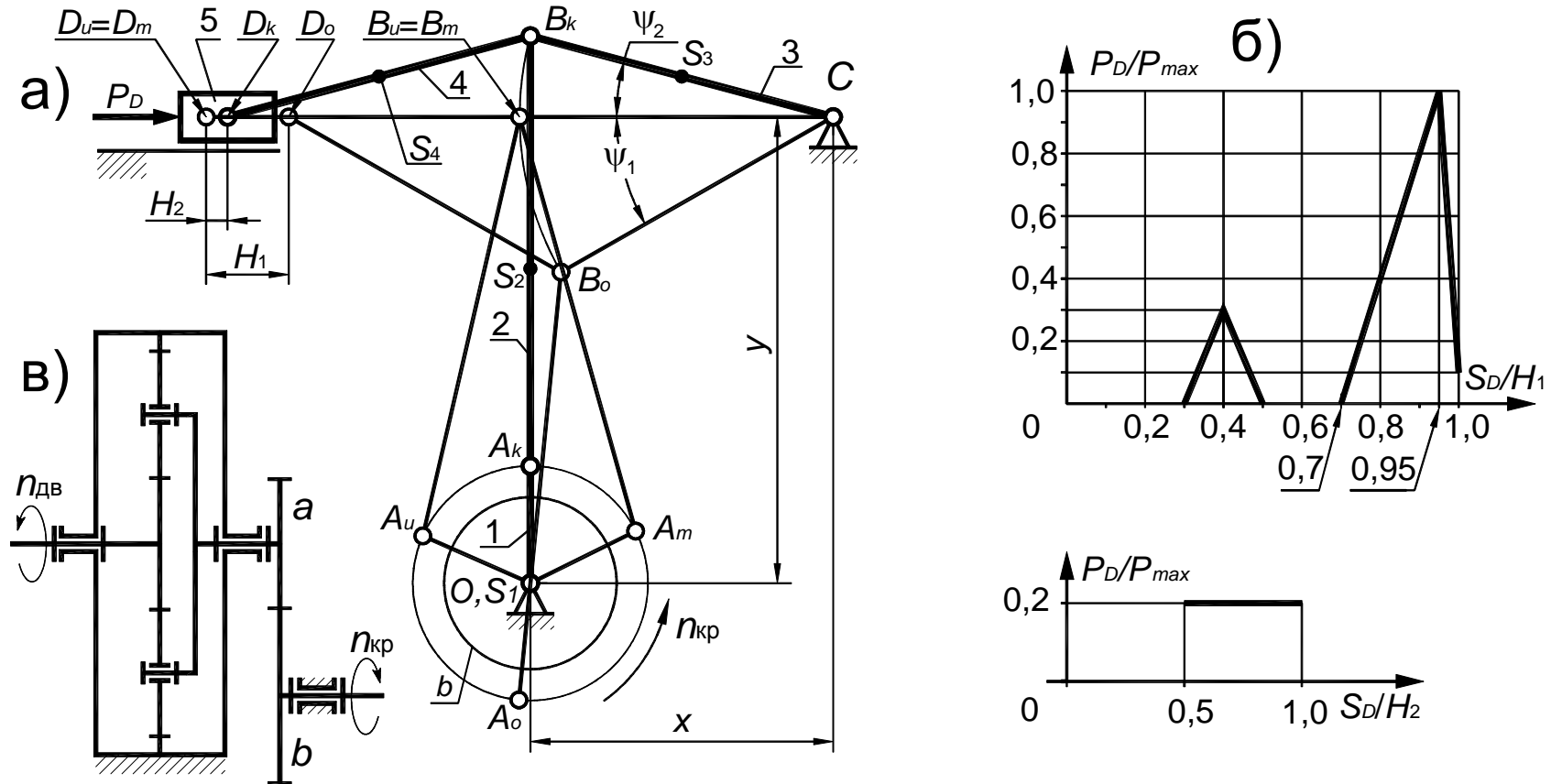
Таблиця 1 – Вихідні дані до завдання 1

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Хід повзуна 5	$H$	м	0,3	0,26	0,28	0,27	0,25	0,3	0,22	0,3	0,35	0,24
2	Коефіцієнт зміни швидкості повзуна	$K_V$		1,25	1,1	1,22	1,12	1,23	1,14	1,24	1,16	1,21	1,18
3	Довжина ланок $l_{CD}=1,5l_{BC}$ ; $l_{DF}=0,5l_{BC}$	$l_{BC}$	м	0,28	0,26	0,27	0,28	0,24	0,3	0,21	0,29	0,33	0,25
4	Координата центра кривошипа	$a$	м	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,17	0,12
5	Частота обертання вала електродвигуна	$n_{ДВ}$	хв <sup>-1</sup>	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
6	Частота обертання кривошипа	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	9	11	8	12	8	13	7	13	11	10
7	Маси ланок важільного механізму	$m_2=m_3$	кг	12	10	11	10	10	14	9	12	14	11
8		$m_5$	кг	30	32	35	37	40	42	35	40	30	37
9	Зведений до ланки 1 момент інерції кривошипа, редуктора і двигуна	$J_{звS1}$	кг·м <sup>2</sup>	2,0	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2	2,4	2,0
10	Максимальне зусилля витяжки	$P_{Fmax}$	кН	36	40	38	42	40	37	32	39	45	35
11	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа 1	$\delta$	-	1/9	1/10	1/12	1/10	1/9	1/8	1/9	1/10	1/12	1/8

**Примітка.** Моменти інерції ланок 2 і 3 визначити за формулою  $J_{Si} = 0,1m_i \cdot l_i^2$



## ЗАВДАННЯ 2. Гайковирубний автомат



$A_u$  і  $A_m$  - положення кривошипа, при яких повзун 5 займає крайнє ліве положення.  $A_k$  і  $A_o$  - положення кривошипа, при яких коромисло 3 займає, відповідно, крайнє верхнє і крайнє нижнє положення, причому положення  $A_o$  приймається за початкове. Хід повзуна  $H_1$  відповідає куту  $\psi_1$ , а хід  $H_2$  куту  $\psi_2$  повороту важеля 3.  
 а) - важільний механізм переміщення повзуна; б) - графік сили опору; в) - схема планетарної і простої ступенів редуктора

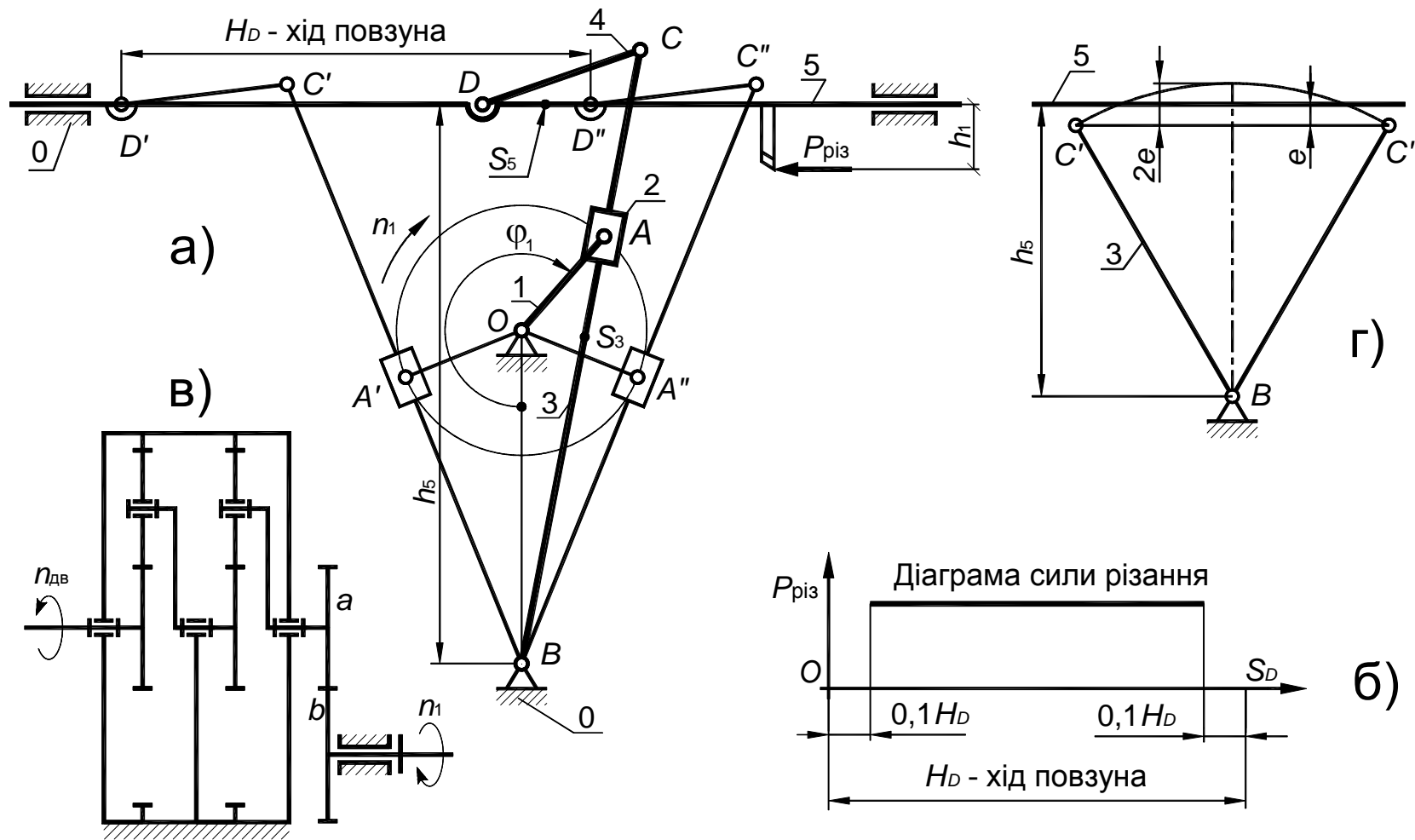
Рисунок 2 – Механізми гайковирубного автомата

Таблиця 2 – Вихідні дані до завдання 2

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Хід повзуна 5	$H_1$	м	0,051	0,06	0,054	0,07	0,048	0,064	0,077	0,049	0,058	0,075
2		$H_2$	м	0,02	0,028	0,023	0,034	0,017	0,03	0,027	0,032	0,025	0,026
3	Розміри ланок важільного механізму $l_{AS2} = 0,5l_{AB}; l_{BS3} = 0,5l_{BC}; l_{BS4} = 0,5l_{BD}$	$l_{BC} = l_{BD}$	м	0,25	0,29	0,28	0,30	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
4	Координати центра кривошипа $O$	$a$	м	0,24	0,27	0,27	0,29	0,21	0,27	0,30	0,25	0,25	0,29
		$b$	м	0,45	0,43	0,50	0,45	0,40	0,50	0,47	0,45	0,39	0,55
5	Частота обертання вала електродвигуна	$n_{ДВ}$	хв <sup>-1</sup>	860	940	960	1440	1460	940	960	1440	1460	860
6	Частота обертання кривошипа 1	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	95	90	100	120	130	80	85	135	140	90
7	Маси ланок важільного механізму	$m_2$	кг	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
		$m_3 = m_4$	кг	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
		$m_5$	кг	60	62	56	70	46	65	67	57	58	63
8	Зведений до ланки 1 момент інерції кривошипа, редуктора і двигуна	$J_{звS1}$	кг·м <sup>2</sup>	6,3	8,2	5,2	6,8	7,0	8,7	7,7	6,7	5,2	7,0
9	Максимальна сила опору	$P_{Dmax}$	кН	60	65	70	58	55	52	53	54	60	70
10	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа 1	$\delta$	-	1/10	1/9	1/8	1/12	1/15	1/11	1/13	1/10	1/9	1/8

**Примітка.** Моменти інерції ланок 2, 3 і 4 визначити за формулою  $J_{Si} = 0,1m_i \cdot l_i^2$

### ЗАВДАННЯ 3. Поперечно-стругальний верстат



а) - кривошипно-кулісний механізм привода супорта; б) - діаграма сили різання; в) - схема планетарної і простої ступенів редуктора; г) - графічний спосіб визначення координати  $h_5$ .

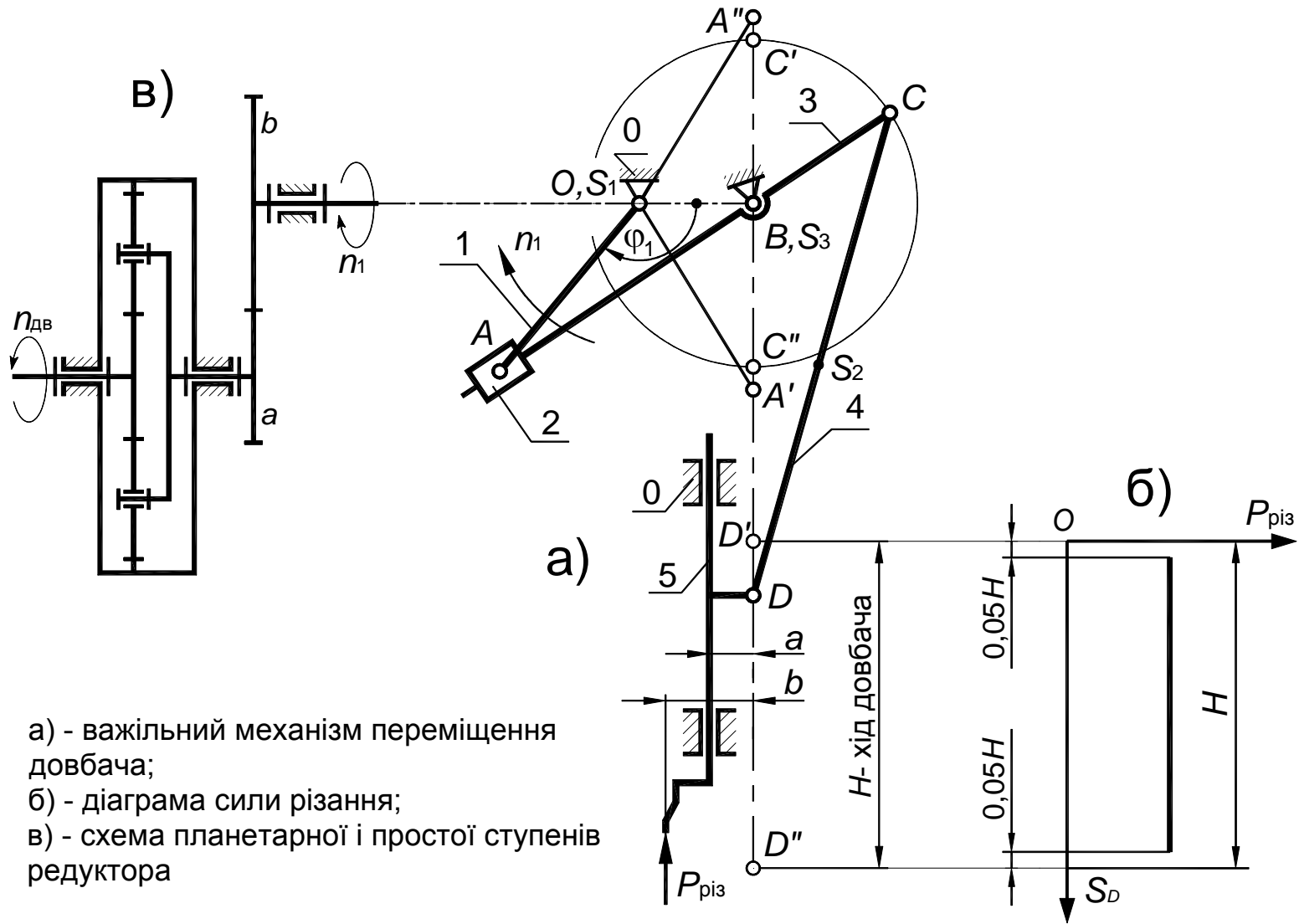
Рисунок 3 – Механізми поперечно-стругального верстата

Таблиця 3 – Вихідні дані до завдання 3

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Довжина кривошипа 1	$l_{OA}$	м	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,09	0,1	0,11	0,12
2	Хід повзуна 5	$H$	м	0,25	0,27	0,3	0,35	0,4	0,42	0,3	0,32	0,34	0,36
3	Коефіцієнт зміни швидкості повзуна	$K_V$	-	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,66	1,4	1,45	1,5	1,55
4	Довжина шатуна 4	$l_{CD}$	м	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
5	Виліт різця	$h_1$	м	0,13	0,10	0,13	0,11	0,12	0,14	0,15	0,10	0,11	0,12
6	Частота обертання вала електродвигуна	$n_{ДВ}$	хв <sup>-1</sup>	1420	1440	950	1430	1410	1250	1100	1440	1350	1410
7	Частота обертання кривошипа	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	71	72	68	74	72	72	70	75	65	82
8	Маси ланок важільного механізму	$m_3$	кг	17	16	18	19	20	19	20	19	18	18
9		$m_5$	кг	40	35	50	50	50	40	60	50	40	45
10	Зведений до осі кривошипа момент інерції ланок 1-ї групи	$J_{звС1}$	кг·м <sup>2</sup>	26	22	35	30	36	28	40	30	28	27
11	Сила різання	$P_{різ}$	кН	1,8	2,0	1,6	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6	2,0	2,5
12	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	$\delta$	-	1/30	1/20	1/25	1/30	1/20	1/25	1/30	1/25	1/20	1/30
13	Положення кривошипа 1 при силовому розрахунку механізму	$\varphi_1$	град	120	150	210	240	210	150	120	150	210	240

**Примітка.** Момент інерції куліси визначити за формулою  $J_{Si} = 0,1m_i \cdot l_i^2$ .

### ЗАВДАННЯ 4. Довбальний верстат



а) - важільний механізм переміщення довбача;  
 б) - діаграма сили різання;  
 в) - схема планетарної і простої ступенів редуктора

Рисунок 4 – Механізми довбального верстата

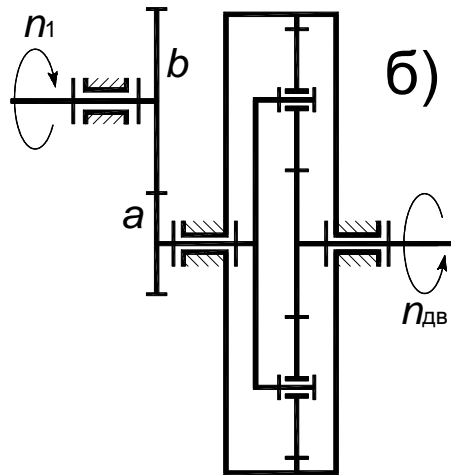
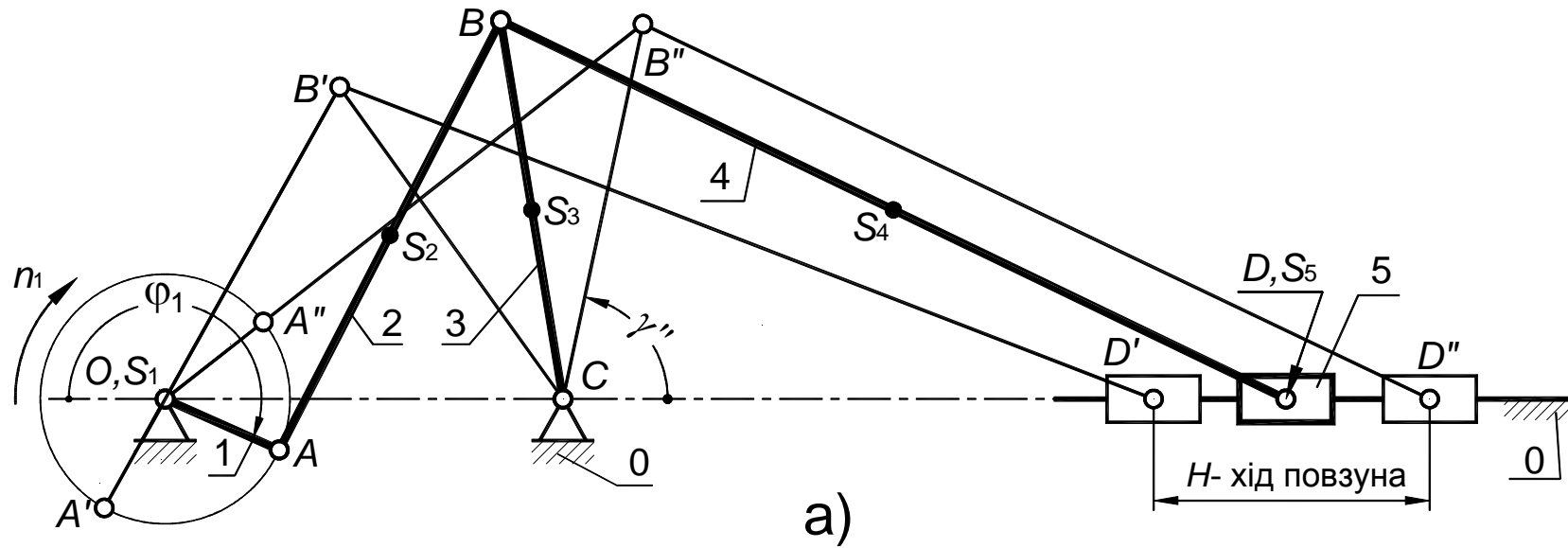
Таблиця 4 – Вихідні дані до завдання 4

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Хід довбача	$H$	м	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24
2	Коефіцієнт зміни швидкості довбача	$K_V$	-	2,2	2,1	2,0	1,9	1,85	1,8	1,75	1,7	1,65	1,6
3	Довжина шатуна 4 ( $l_{CS4} = 0,5l_{CD}$ )	$l_{CD}$	м	0,27	0,28	0,3	0,32	0,33	0,35	0,36	0,38	0,4	0,42
4	Довжина кривошипа 1	$l_{OA}$	м	0,11	0,115	0,12	0,125	0,13	0,135	0,14	0,145	0,15	0,155
5	Частота обертання електродвигуна	$n_{ДВ}$	хв <sup>-1</sup>	1460	1430	1430	1430	1430	970	1430	1430	950	970
6	Частота обертання кривошипа 1	$n_I$	хв <sup>-1</sup>	200	170	180	190	160	105	150	120	80	110
7	Маси ланок важільного механізму	$m_3$	кг	20	20	22	23	24	25	26	27	27	28
8		$m_4$	кг	5	5,5	6	6,5	7	7,5	7,5	8,0	8,0	8,5
9		$m_5$	кг	30	32	34	35	36	37	38	39	40	42
10	Зведений до кривошипа момент інерції ланок 1-ї групи	$J_{звс1}$	кг·м <sup>2</sup>	2,5	2,7	2,9	3,0	3,2	4,0	3,4	3,5	5,0	5,5
11	Сила різання	$P_{різ}$	кН	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,7	1,75	1,8	1,85
12	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	$\delta$	-	1/40	1/30	1/30	1/35	1/25	1/20	1/25	1/20	1/15	1/20
13	Положення кривошипа при силовому розрахунку	$\varphi_1$	град	90	120	150	180	210	240	270	240	210	150

**Примітка.** Маси й інерції ланок 3 і 4 визначити за формулою  $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 7$ .

Довжину ланки 3 визначити за формулою  $l_3 = l_{OA} + l_{OB} + l_{BC} + 0,2 \cdot l_{OA}$ .

## ЗАВДАННЯ 5. Хитний конвеєр



а) - важільний механізм переміщення транспортувального жолоба;  
 б) - схема планетарної і простої ступенів редуктора

Рисунок 5 – Механізми хитного конвеєра

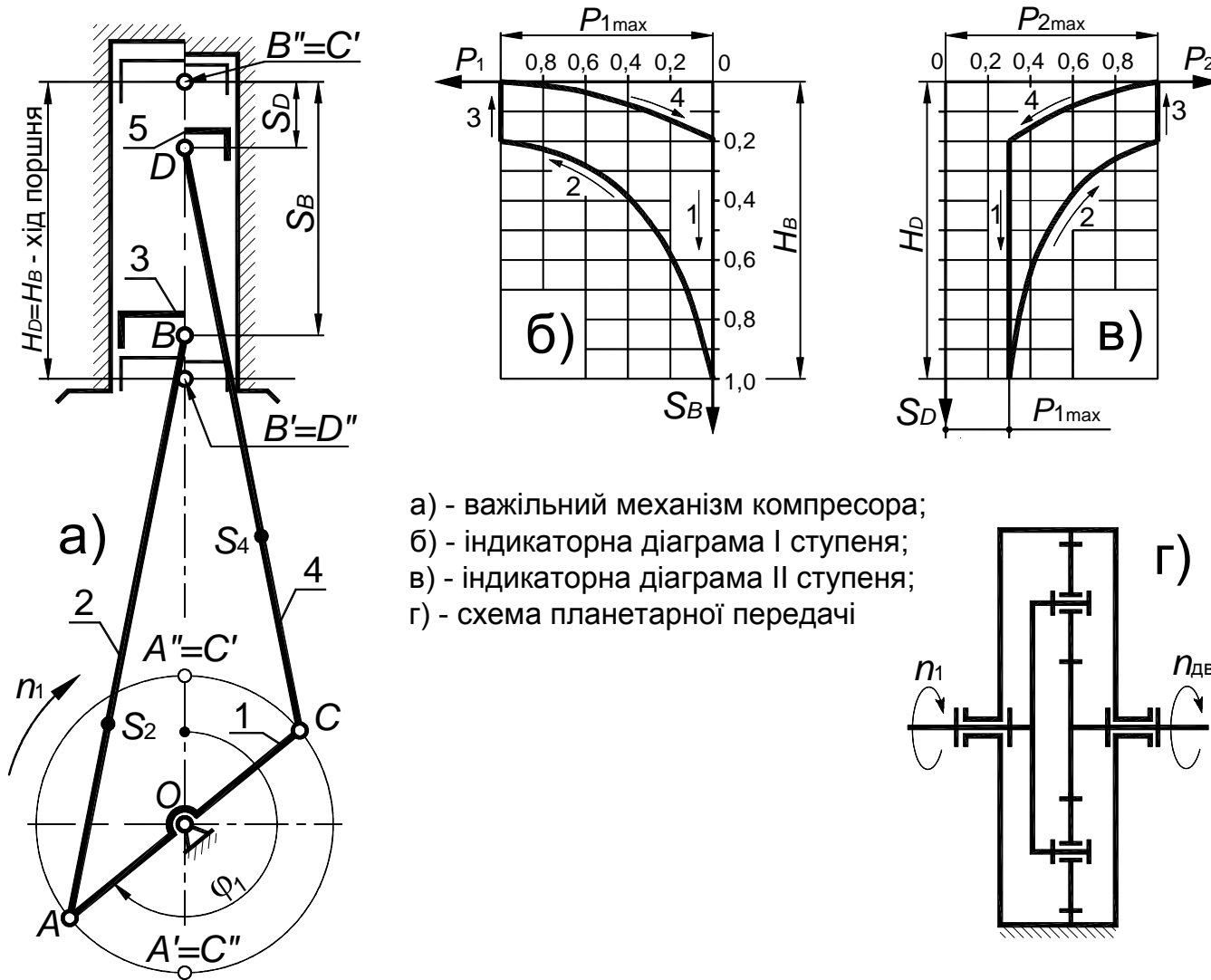
Таблиця 5 – Вихідні дані до завдання 5

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Хід жолоба 5	$H$	м	0,20	0,24	0,25	0,30	0,27	0,28	0,32	0,35	0,26	0,23
2	Коефіцієнт зміни швидкості жолоба 5	$K_V$	-	1,25	1,28	1,35	1,40	1,48	1,30	1,38	1,42	1,36	1,44
3	Координата крайнього положення коромисла	$\gamma''$	град	5	15	10	15	15	8	12	16	7	10
4	Довжина коромисла 3	$l_{BC}$	м	0,30	0,33	0,35	0,39	0,35	0,40	0,40	0,45	0,38	0,32
5	Довжина шатуна 4	$l_{BD}$	м	0,70	0,75	0,70	0,75	0,80	0,75	0,75	0,80	0,75	0,65
6	Частота обертання вала електродвигуна	$n_{ДВ}$	хв <sup>-1</sup>	980	980	975	970	930	970	950	930	950	930
7	Частота обертання кривошипа	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	100	95	92	82	60	90	88	70	80	65
8	Погонна маса ланок 2, 3 й 4	$q$	кг/м	56	60	62	66	63	66	68	75	58	52
9	Маса жолоба (ланка 5)	$m_5$	кг	300	350	360	430	400	410	460	500	380	330
10	Маса переміщуваного матеріалу	$m_M$	кг	600	700	750	850	800	830	950	1000	760	650
11	Зведений до ланки момент інерції ланок 1-ї групи	$J_{звS1}$	кг·м <sup>2</sup>	8	10	11	16	14	15	18	20	12	9
12	Сила опору при русі жолоба зліва направо (прямій хід)	$P_{C1}$	кН	1,1	1,25	1,3	1,5	1,45	1,5	1,7	1,8	1,35	1,2
13	Сила опору при зворотному русі	$P_{C2}$	кН	2,8	3,1	3,2	3,8	3,6	3,7	4,3	4,5	3,4	3
14	Коефіцієнт нерівномірності руху	$\delta$	-	1/20	1/19	1/18	1/14	1/10	1/17	1/15	1/13	1/16	1/12
15	Положення кривошипа при силовому розрахунку	$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150	330	210	240	270	300

**Примітка.** Маса і інерції ланок 2, 3 і 4 визначити за формулами  $m_i = q \cdot l$ ;  $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 7$



## ЗАВДАННЯ 6. Двоступінчастий двоциліндровий повітряний компресор



- а) - важільний механізм компресора;  
 б) - індикаторна діаграма I ступеня;  
 в) - індикаторна діаграма II ступеня;  
 г) - схема планетарної передачі

Рисунок 6 – Механізми двоступінчастого двоциліндрового повітряного компресора

Таблиця 6 – Вихідні дані до завдання 6

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень										
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	Розміри ланок важільного механізму $l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB} / 3$	$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,14	0,13	0,15	0,12	0,14	0,15	0,14	0,12	0,14	0,13	
2		$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,55	0,52	0,62	0,48	0,59	0,60	0,56	0,50	0,60	0,55	
3	Частота обертання вала електродвигуна	$n_{дв}$	хв <sup>-1</sup>	2990	2950	2940	2930	2920	2910	2950	2940	2930	2900	
4	Частота обертання колінчатого вала 1	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	750	650	655	700	680	600	630	580	600	650	
5	Маси ланок важільного механізму	$m_2 = m_4$	кг	22	21	25	19	24	24	22	20	24	22	
6		$m_3$	кг	43	50	40	51	42	40	50	44	52	45	
7		$m_5$	кг	26	32	21	36	29	28	35	25	36	30	
8	Зведений до ланки 1 момент інерції ланок 1-ї групи	$J_{звс1}$	кг·м <sup>2</sup>	1,5	2,3	2,9	3,2	3,5	3,0	2,5	2,8	3,1	3,7	
9	Максимальний тиск у циліндрах	1-го ступеня	$p_{1max}$	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30	0,28	0,25	0,27	0,28	0,30	МПа
10		2-го ступеня	$P_{2max}$	0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90	0,94	1,00	МПа
11	Діаметри циліндрів	1-го ступеня	$d_1$	0,35	0,37	0,38	0,36	0,31	0,34	0,40	0,38	0,36	0,34	м
12		2-го ступеня	$d_2$	0,20	0,21	0,22	0,20	0,18	0,20	0,23	0,22	0,21	0,18	м
13	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчатого вала	$\delta$	-	1/80	1/90	1/100	1/90	1/80	1/90	1/100	1/90	1/80	1/100	
14	Положення кривошипа при силовому розрахунку	$\varphi_1$	град	30	60	120	150	210	240	300	330	120	30	

**Примітка.** Моменти інерції ланок 2 і 4 визначити за формулою  $J_{si} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

## ЗАВДАННЯ 7. Глибинний насос

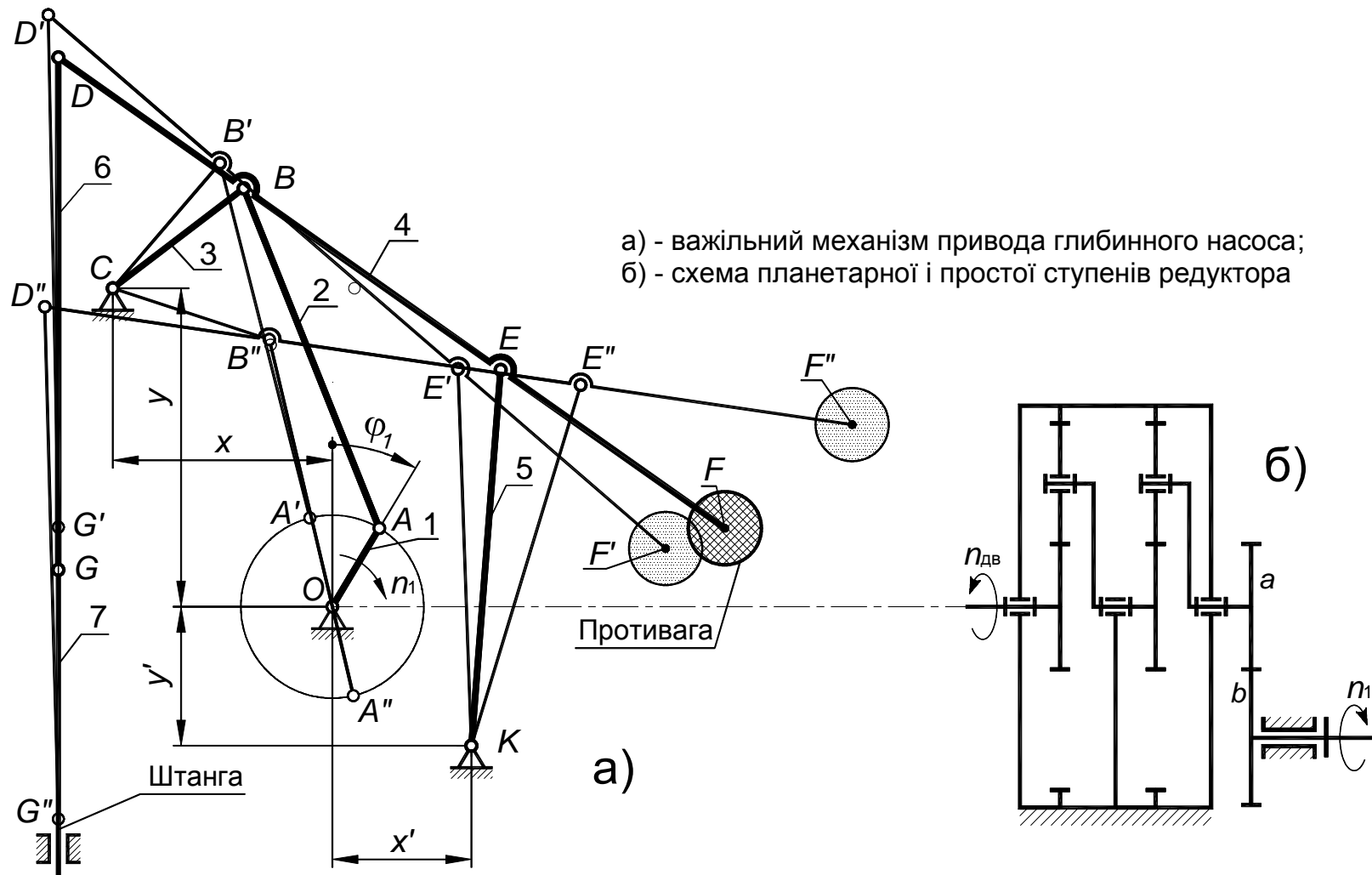


Рисунок 7 – Механізми глибинного насоса

Таблиця 7 – Вихідні дані до завдання 7

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Розміри ланок важільного механізму	$l_{OA}$	м	0,625	0,56	0,50	0,47	0,53	0,58	0,37	0,42	0,31	0,25
		$l_{AB}$	м	2,5	2,25	2,0	1,87	2,12	2,33	1,5	1,66	1,25	1,0
		$l_{BC}$	м	1,12	1,01	0,9	0,84	0,95	1,05	0,67	0,74	0,56	0,45
		$l_{BD}$	м	1,54	1,39	1,23	1,15	1,3	1,44	0,92	1,03	0,77	0,62
		$l_{BE}$	м	2,14	1,92	1,71	1,6	1,81	2,0	1,28	1,42	1,07	0,86
		$l_{EK}$	м	2,58	2,32	2,06	1,93	2,19	2,4	1,55	1,72	1,29	1,03
		$l_{EF}$	м	3,68	3,31	2,94	2,75	3,12	3,43	2,2	2,45	1,84	1,47
		$x$	м	1,5	1,35	1,2	1,12	1,27	1,4	0,90	1,0	0,75	0,60
		$y$	м	2,18	1,96	1,74	1,63	1,85	2,03	1,3	1,45	1,09	0,87
	$x_1 = y_1$	м	0,94	0,85	0,75	0,70	0,80	0,88	0,56	0,63	0,47	0,38	
2	Частота обертання електродвигуна	$n_{ДВ}$	хв <sup>-1</sup>	680	680	920	680	920	680	1420	920	1420	1420
3	Частота обертання кривошипа 1	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	10	12	20	22	18	14	24	22	28	30
4	Сила тяжіння штанги	$G_{ш}$	кН	40	45	25	20	35	30	15	18	17	12
5	Сила тяжіння противаги	$G_F$	кН	45	50	30	25	40	35	18	20	20	15
6	Сила тяжіння рідини	$G_P$	кН	10	12	10	9	10	8	6	5	6	5
7	Зведений до ланки 1 момент інерції ланок 1-ї групи	$J_{звс1}$	кг·м <sup>2</sup>	950	650	370	450	600	700	400	500	350	200
8	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	$\delta$	-	1/10	1/12	1/15	1/15	1/10	1/10	1/16	1/15	1/18	1/20
9	Положення кривошипа при силовому розрахунку	$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300

## ЗАВДАННЯ 8. Дизель-повітродувна установка

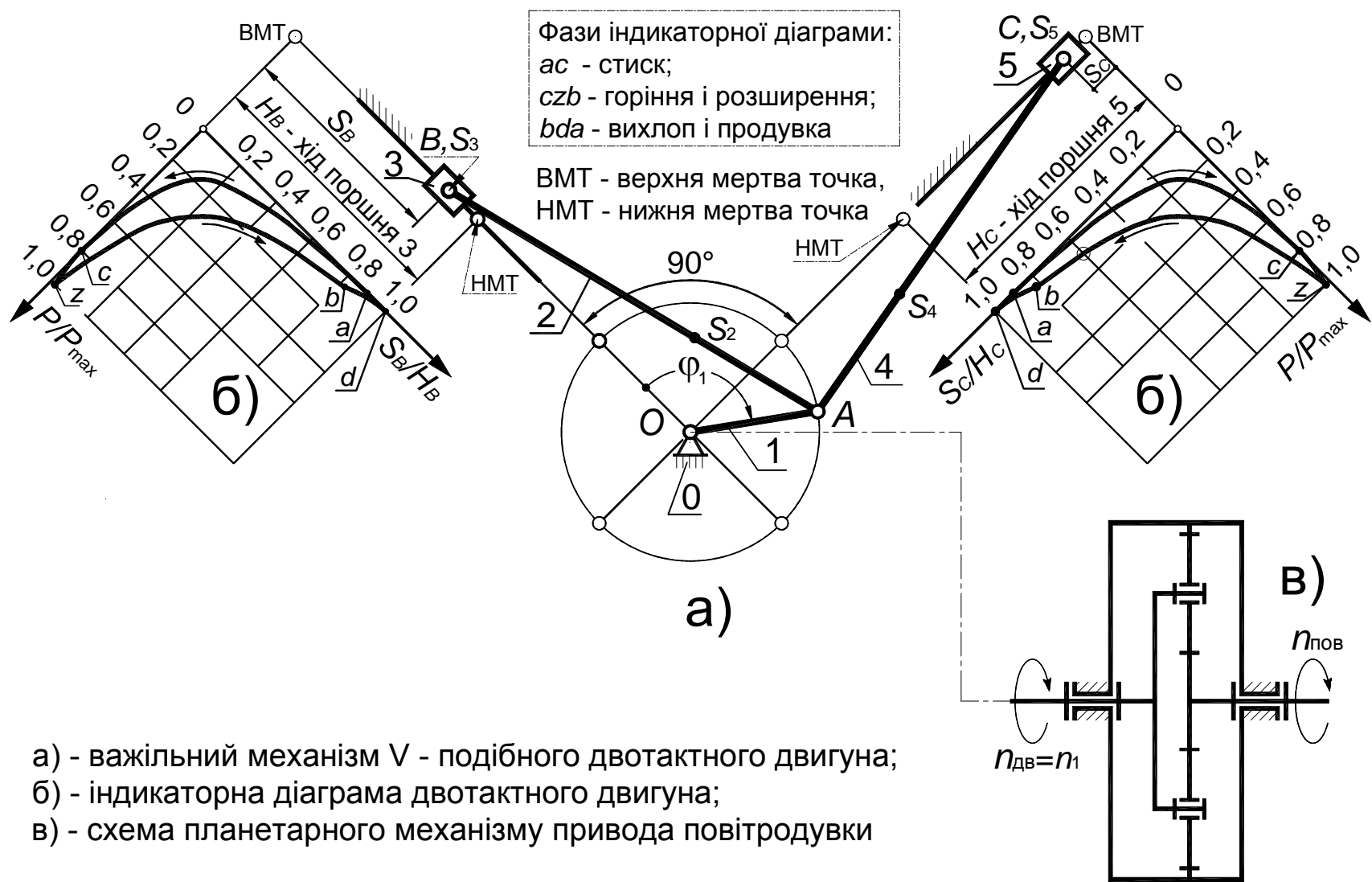


Рисунок 8 – Механізми дизель-повітродувної установки

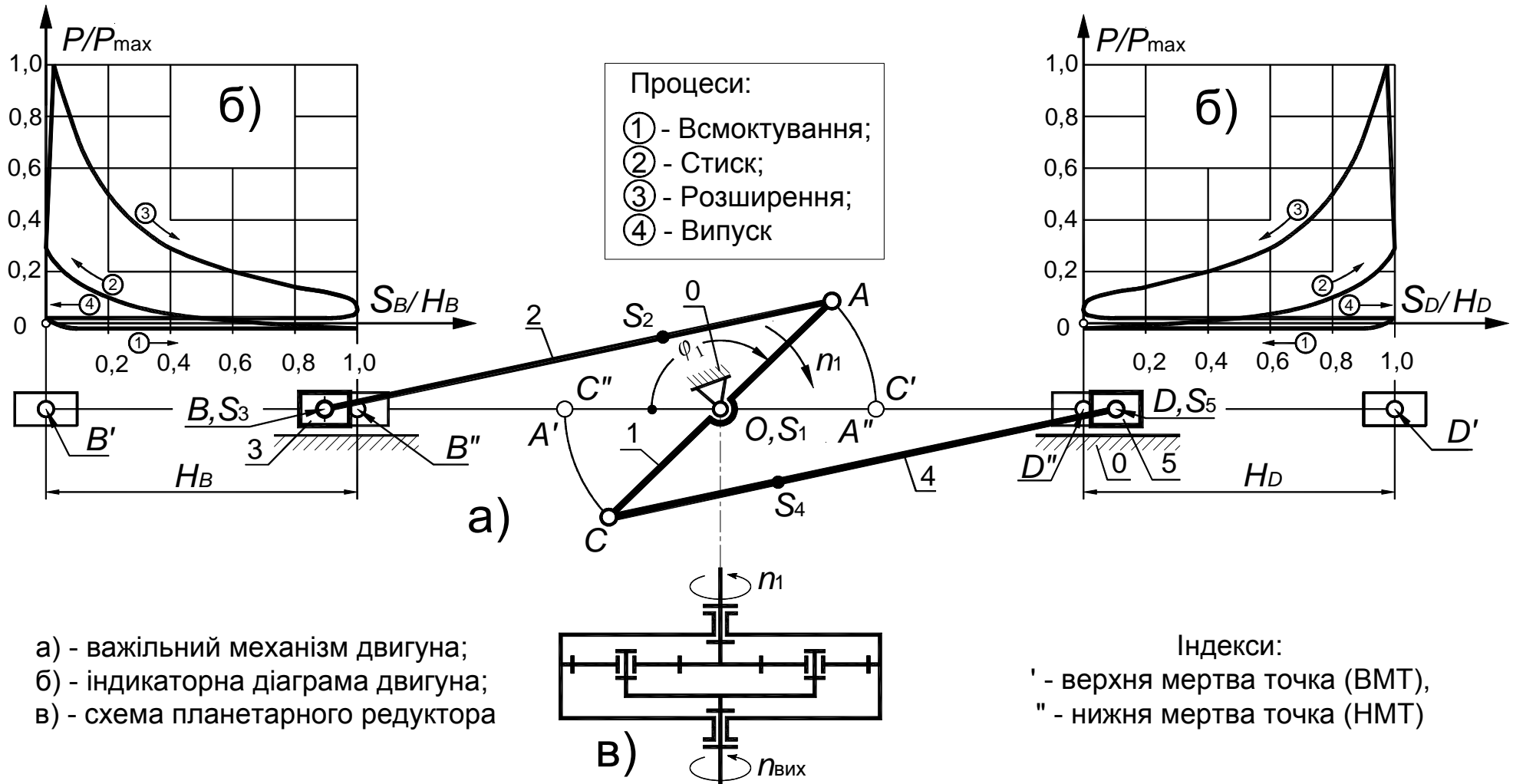
Таблиця 8 – Вихідні дані до завдання 8

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Розміри ланок важільного механізму	$l_{OA}$	м	0,08	0,07	0,09	0,07	0,08	0,07	0,09	0,07	0,08	0,09
2	$l_{AS2} = l_{AS4} = l_{AB}/3$	$l_{AB}=l_{CD}$	м	0,32	0,30	0,36	0,28	0,33	0,29	0,36	0,31	0,34	0,38
3	Частота обертання колінчастого вала 1	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	2200	1900	2100	1800	2000	2100	1800	2000	1900	2200
4	Маси ланок	$m_2 = m_4$	кг	2,5	2,8	3,0	3,3	3,6	3,3	3,0	2,8	2,6	2,5
5		$m_3 = m_5$	кг	2,7	3,0	3,3	3,6	3,6	3,6	3,3	3,0	2,8	2,7
6	Зведений до ланки 1 момент інерції ланок 1-ї групи	$J_{звс1}$	кг·м <sup>2</sup>	2,5	2,6	2,7	3,0	3,2	2,9	2,8	2,6	2,4	4,5
7	Максимальний тиск у циліндрах двигуна	$P_{\max}$	МПа	6,0	6,6	6,5	6,4	6,3	6,2	6,1	6,7	6,9	6,8
8	Діаметр циліндрів	$d$	м	0,10	0,12	0,10	0,09	0,11	0,09	0,11	0,10	0,12	0,09
9	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	$\delta$	-	1/10	1/11	1/12	1/11	1/10	1/9	1/8	1/9	1/10	1/12
10	Положення кривошипа 1 при силовому розрахунку механізму	$\varphi_1$	град	30	60	120	150	120	60	30	60	120	150

**Примітка.** Моменти інерції ланок 2 і 4 визначити за формулою  $J_{si} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

## ЗАВДАННЯ 9. Двоциліндровий чотиритактний двигун внутрішнього згорання

39



а) - важільний механізм двигуна;  
 б) - індикаторна діаграма двигуна;  
 в) - схема планетарного редуктора

Рисунок 9 – Механізми двоциліндрового чотиритактного двигуна внутрішнього згорання

Таблиця 9 – Вихідні дані до завдання 9

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Розміри ланок важільного механізму	$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,04	0,05	0,06	0,04
2	$l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB}/3$	$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,19	0,24	0,17	0,16	0,18	0,23	0,15	0,20	0,22	0,17
3	Частота обертання колінчастого вала	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	4600	4700	5200	5100	4800	4900	5000	4500	4100	4400
4	Маси ланок	$m_2 = m_4$	кг	0,34	0,31	0,34	0,32	0,32	0,35	0,30	0,36	0,38	0,33
5		$m_3 = m_5$	кг	0,36	0,33	0,34	0,36	0,35	0,42	0,30	0,38	0,40	0,39
6	Максимальний тиск у циліндрі	$p_{\max}$	МПа	2,8	3,0	3,5	3,2	3,1	2,7	2,9	3,4	2,6	3,3
7	Діаметр циліндрів	$d$	м	0,08	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,06	0,07	0,08	0,06
8	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	$\delta$	-	1/30	1/35	1/40	1/45	1/50	1/55	1/60	1/65	1/70	1/75
9	Положення кривошипа при силовому розрахунку	$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
10	Передаточне відношення планетарного механізму	$u_{1H}^{(3)}$	-	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	3,75	4,25	4,75

**Примітка.** Моменти інерції ланок 2 і 4 визначити за формулою  $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 9$ .



## ЗАВДАННЯ 10. Двигун внутрішнього згоряння трактора

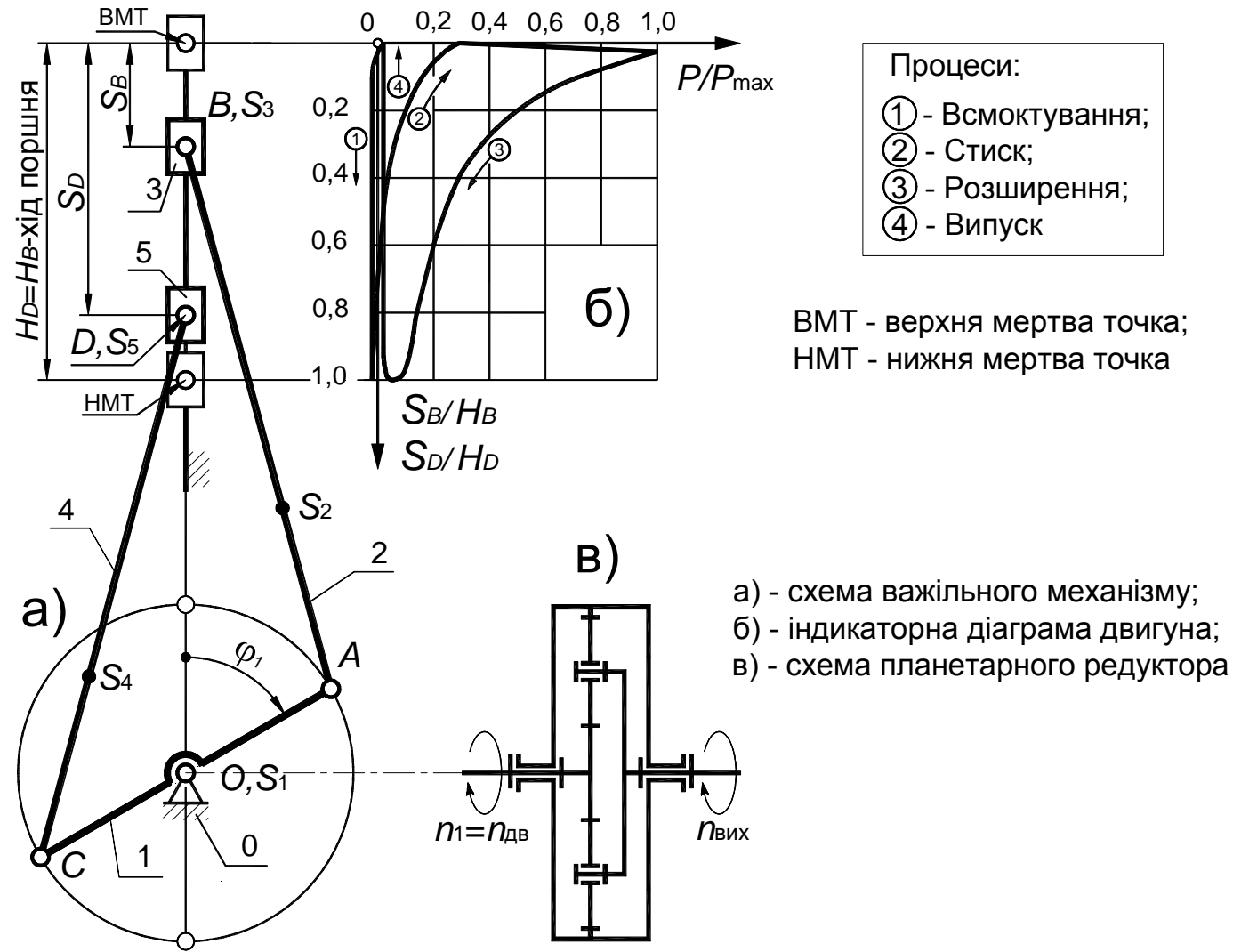
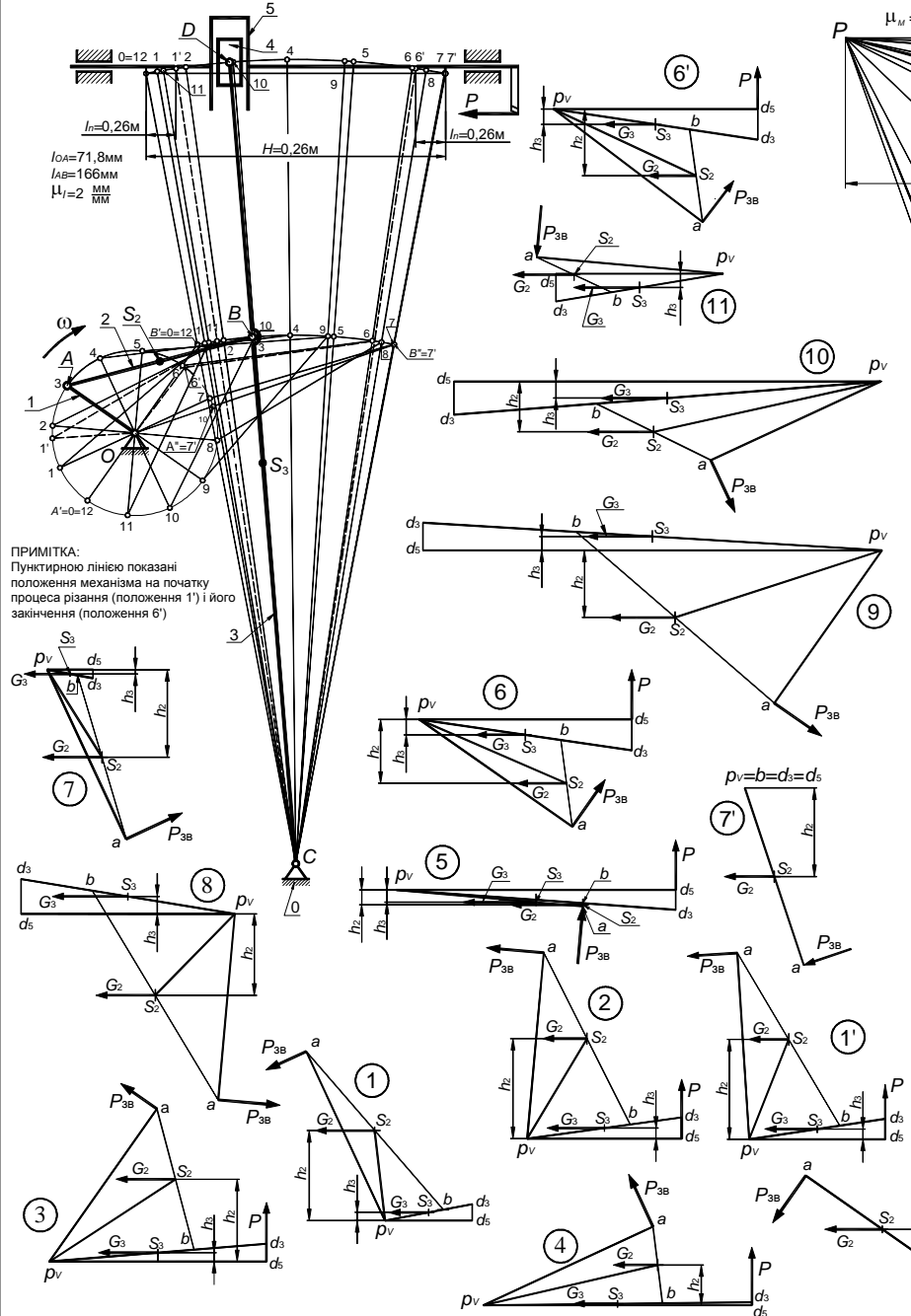


Рисунок 9 – Механізми двигуна внутрішнього згоряння трактора

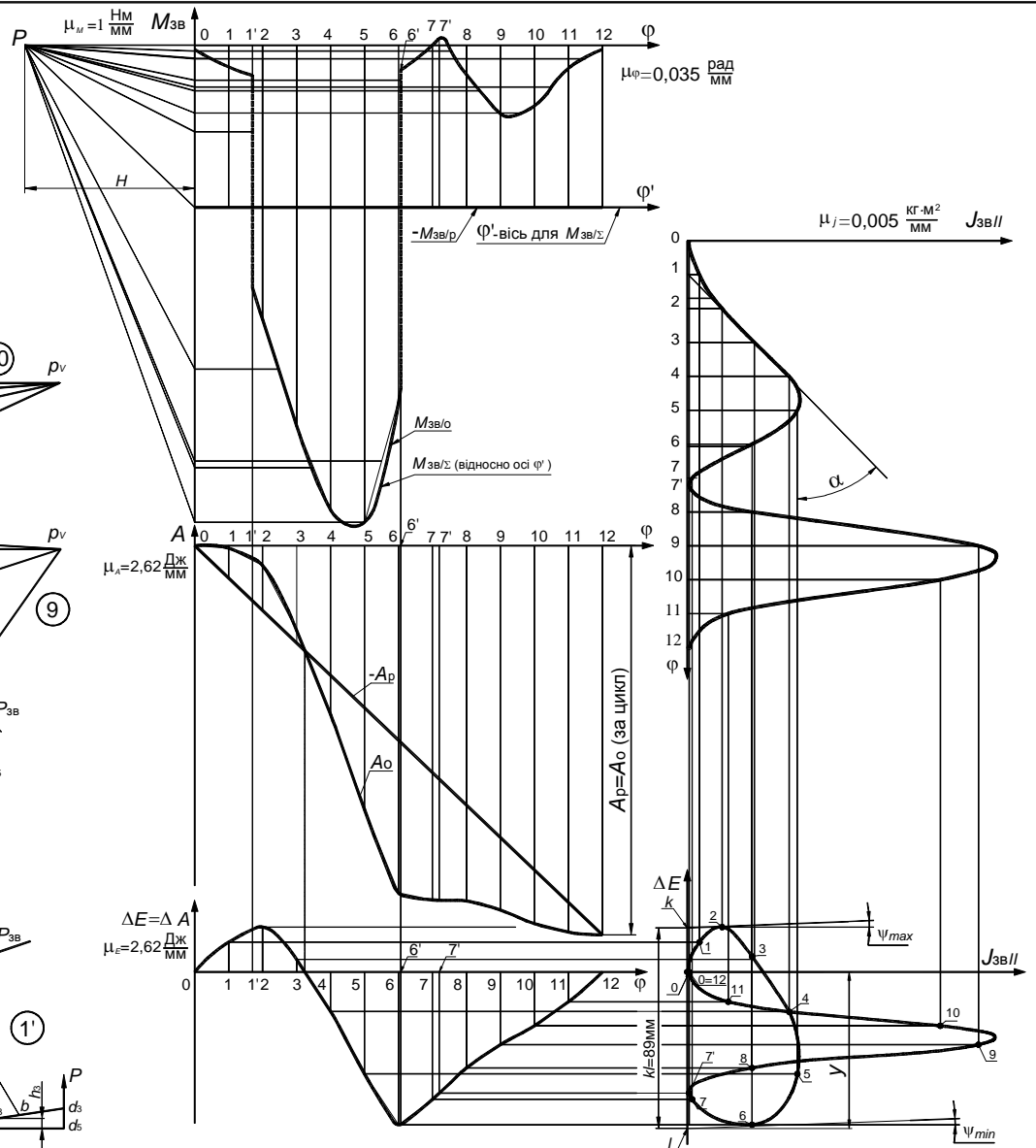
Таблиця 10 – Вихідні дані до завдання 10

№	Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти числових значень									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Розміри ланок важільного механізму	$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,08	0,07	0,06	0,065	0,075	0,08	0,07	0,065	0,06	0,075
2	$l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB} / 3$	$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,28	0,27	0,25	0,24	0,27	0,27	0,28	0,26	0,24	0,28
3	Частота обертання колінчастого вала	$n_1$	хв <sup>-1</sup>	2000	1800	1600	1500	1200	1400	1800	1600	1500	2000
4	Маси ланок	$m_2 = m_4$	кг	2,9	3,2	3,6	4,2	4,5	5,0	5,3	5,8	6,2	5,0
5		$m_3 = m_5$	кг	3,0	3,5	3,2	5,0	5,9	5,5	5,4	7,2	8,9	6,0
6	Моменти інерції кривошипа	$J_{O1}$	кг·м <sup>2</sup>	1,1	1,5	1,4	1,3	1,5	1,7	1,2	1,9	1,8	1,5
7	Максимальний тиск у циліндрах двигуна	$p_{\max}$	МПа	2,5	2,6	2,8	2,4	2,7	2,6	2,3	2,5	2,6	2,2
8	Діаметр циліндрів	$D$	м	0,066	0,068	0,060	0,065	0,073	0,062	0,070	0,060	0,062	0,070
9	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	$\delta$	-	1/80	1/70	1/60	1/50	1/40	1/45	1/70	1/60	1/50	1/80
10	Положення кривошипа ОА при силовому розрахунку механізму	$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
11	Передаточне відношення планетарної передачі	$u_{1H}^{(3)}$	-	3,5	3,8	4,2	4,5	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	4,0

**Примітка.** Моменти інерції ланок 2 і 4 визначити за формулою  $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 7$

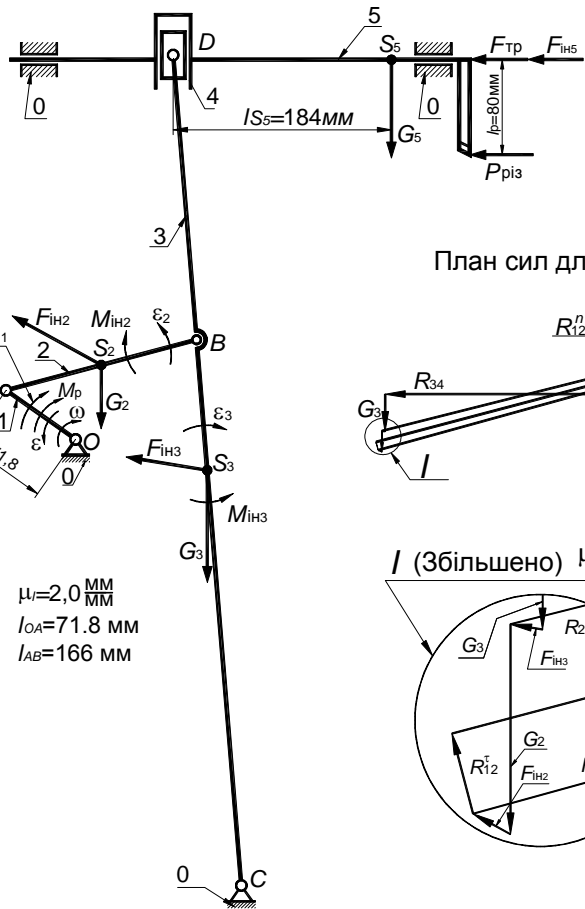


ПРИМІТКА:  
Пунктирно лінією показані  
положення механізму на початку  
процеса різання (положення 1) і його  
закінчення (положення 6')

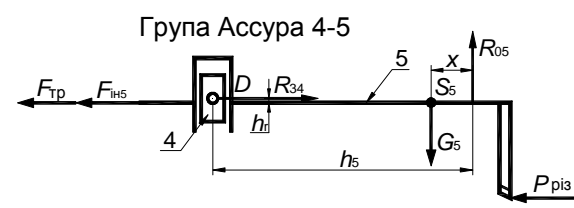


**Лист 1**

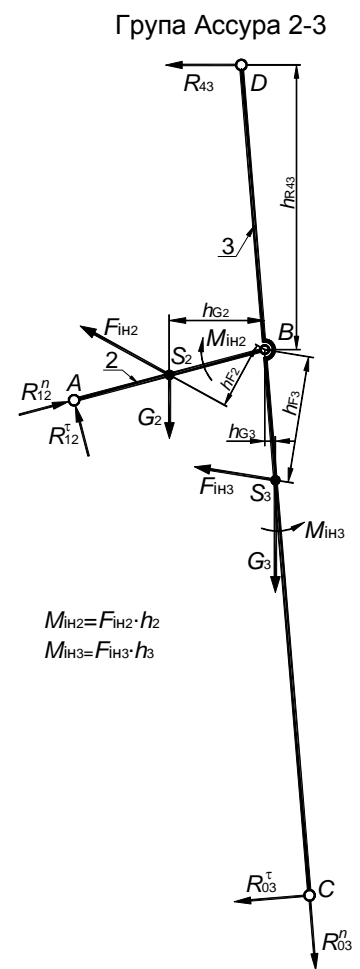
ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА				Лист	1
				Листів	2
<b>КТМ. ДТМ. 31. 3-2. 001</b>				Листер	Маса
Розрахунок момента інерції маховика				Листів	Листів
				ХНАДУ	



$\mu_l = 2,0 \frac{\text{MM}}{\text{MM}}$   
 $l_{OA} = 71,8 \text{ MM}$   
 $l_{AB} = 166 \text{ MM}$

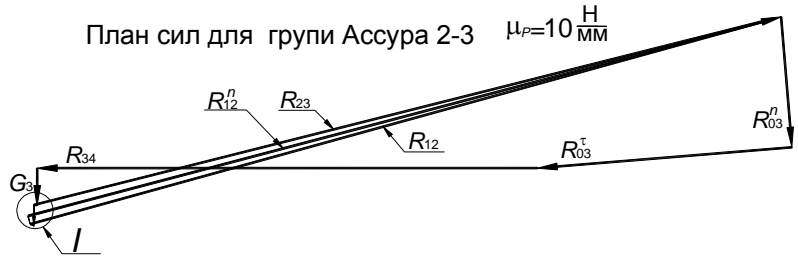


Група Ассур 4-5

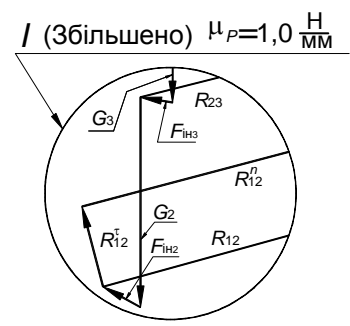


Група Ассур 2-3

$M_{IH2} = F_{IH2} \cdot h_2$   
 $M_{IH3} = F_{IH3} \cdot h_3$

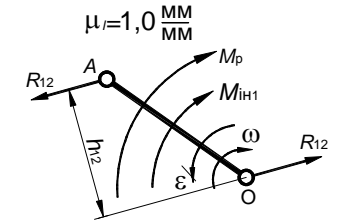


План сил для групи Ассур 2-3  $\mu_P = 10 \frac{\text{H}}{\text{MM}}$

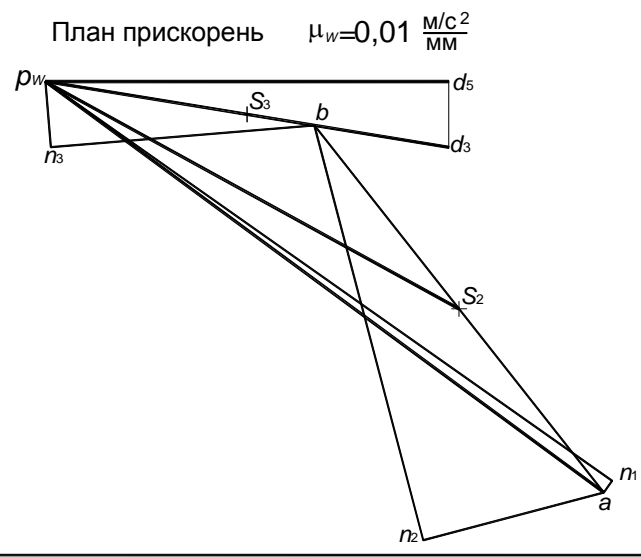


1 (Збільшено)  $\mu_P = 1,0 \frac{\text{H}}{\text{MM}}$

Силовий аналіз кривошипу



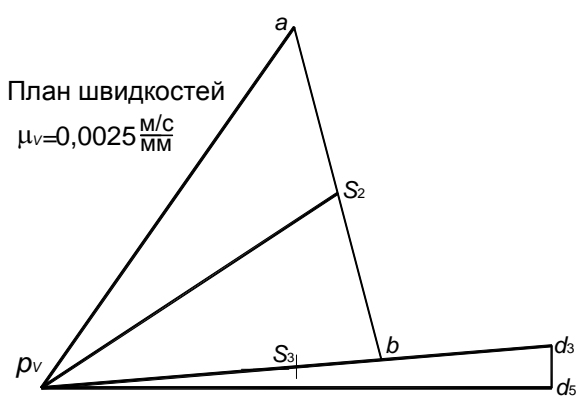
$\mu_l = 1,0 \frac{\text{MM}}{\text{MM}}$



План прискорень  $\mu_w = 0,01 \frac{\text{M/C}^2}{\text{MM}}$

План швидкостей

$\mu_v = 0,0025 \frac{\text{M/C}}{\text{MM}}$



# Лист 2

ПРОЄКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ				Лист	2
ПОПЕРЕЧНО-СТРУГУЛЬНОГО ВЕРСТАТА				Листів	2
КТМ. ДТМ. 31. 3-2. 001				Літера	Маса Масштаб
Зм. Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Кінестатичний аналіз основного механізму	
Розроб.	Іванов І. І.			Лист	Листів
Перевір.	Терехов В. А.			ХНАДУ	
Т. контр.					
Н. контр.					
Затвер.					