

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО–ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

і завдання до курсового проекту, СРС та практичних занять
з дисципліни «Теорія механізмів і машин»
для студентів денної і заочної форм навчання спеціальностей:
015.32, 015.38, 131, 133, 142

Затверджено методичною
радою університету,
протокол № 03 від 27.11. 2024 р.

Харків
ХНАДУ
2025

Укладачі: Перегон В. А.,
Воропай О. В.,
Єгоров П. А.,
Коряк О. О.,
Шарапата А. С.

Кафедра деталей машин та теорії механізмів і машин

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Мета курсового проектування – закріплення знань з основних розділів курсу ТММ, а також одержання початкових навичок виконання технічних проектних робіт в галузі створення нових машин і механізмів.

Студенти вивчають курс ТММ впродовж 4–го і 5–го семестрів. Перед тим, як почати виконання курсового проекту студент повинен засвоїти теоретичний матеріал тих розділів курсу, на основі яких базуються перераховані нижче етапи курсового проектування:

1. Метричний синтез головного важільного механізму проектованого машинного агрегату.
2. Динамічне проектування механізмів машини за заданим коефіцієнтом нерівномірності ходу головного вала машини.
3. Визначення сил тиску в кінематичних парах важільного механізму з урахуванням прискореного руху ланок.
4. Проектування кулачкового механізму, що забезпечує заданий закон руху вихідної ланки з урахуванням умов дії сил.
5. Проектування планетарного зубчастого механізму за заданими схемою і передаточним відношенням з урахуванням умов співвісності, сусідства сателітів, центросиметричного складання і відсутності інтерференції у внутрішніх зачепленнях.
6. Проектування евольвентного зачеплення зубчастих коліс, нарізаних зі зсувом ріжучого інструмента.

ОБСЯГ І ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект складається з 4–х аркушів формату А1 і пояснювальної записки, у якій наведені розрахунки.

Аркуш 1. Проектування основного механізму й розрахунок моменту інерції маховика.

1. Визначення основних розмірів важільного механізму за заданими умовами.
2. Побудова планів положень механізму (12–13 суміщених положень) і планів швидкостей (12–13 планів).
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 ваги ланок).
5. Визначення моменту інерції ланки зведення з умови забезпечення заданої рівномірності руху, а також визначення моменту інерції маховика та розрахунок його основних розмірів (задачу розв'язати за допомогою методу Виттенбауера).

П р и м і т к а. Ланки, маси й моменти інерції яких не задані, вважати невагомими.

Аркуш 2. Визначення закону руху і силовий розрахунок важільного механізму.

1. Визначення і побудова діаграми дійсної кутової швидкості ведучої ланки за рівнянням руху в інтегральній формі.
2. Визначення в заданому положенні механізму кутового прискорення ведучої ланки за діаграмою кутового прискорення та за рівнянням руху в диференціальній формі.
3. Визначення лінійних прискорень центрів мас і кутових прискорень ланок (методом планів).
4. Побудова картини силового навантаження механізму з урахуванням сил інерції й моментів сил інерції (за групами Ассурра).
5. Визначення сил тиску в кінематичних парах механізму.
6. Визначення відносної похибки виконаного силового розрахунку.

Аркуш 3. Проектування кулачкового і планетарного механізмів.

1. Побудова кінематичних діаграм руху штовхача (аналогів прискорення, швидкості й переміщення) за заданим законом зміни аналогів прискорення або швидкості штовхача.
2. Визначення основних розмірів кулачкового механізму з урахуванням максимально допустимого кута тиску (або за умовою опуклості профілю кулачка).
3. Побудова профілю кулачка (теоретичного і дійсного).
4. Підбір чисел зубців планетарного механізму за заданими умовами. Колеса редуктора вважати нульовими, модуль коліс прийняти рівним одному міліметру. При кресленні кінематичної схеми механізму масштаб вибрати з умови раціонального заповнення аркуша.

5. Побудова картини лінійних і кутових швидкостей планетарного механізму. Привести таблицю параметрів механізму.

Аркуш 4. Проектування зубчастої передачі.

1. Виконання геометричного розрахунку евольвентного зачеплення (колеса нарізуються стандартним рейковим інструментом).
2. Креслення в масштабі зубчастого зачеплення з контактом у полюсі з зазначенням основних розмірів елементів коліс і передачі. Виділити й позначити теоретичний і робочий ділянки лінії зачеплення, а також активні ділянки профілів зубців. Визначити ступінь перекриття зачеплення. Побудувати криві питомого ковзання профілів. Привести таблицю значень параметрів зубчастих коліс і зачеплення.

ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1. Динамічний синтез важільного механізму за коефіцієнтом нерівномірності ходу машини (додаток – лист 1).

1.1. У лівій половині листа побудувати плани механізму і плани швидкостей (звичайні або повернені на 90°) для 12...13 положень, які відповідають 12-ти рівновіддаленим положенням вхідної ланки (кривошипа OA). За початкове (нульове) положення приймається крайнє положення механізму, що відповідає початку робочого ходу машини.

Для виконання побудови планів положень механізму необхідно вибрати масштабний коефіцієнт довжин, розрахований 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, що зображує швидкість точки A вхідної ланки, рекомендується приймати рівною від 60 до 80 мм.

Масштабний коефіцієнт плану швидкостей обчислюють за формулою:

$$\mu_V = V_A / p_V a \left(\frac{m/c}{mm} \right),$$

де V_A – швидкість точки A в м/с ;

$p_V a$ – відрізок, що зображує цю швидкість на кресленні, у мм.

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

$$J_{36}^\Sigma = J_{36}^I + J_{36}^{II},$$

де J_{36}^Σ – сумарний зведений момент інерції механізму,

$J_{36}^I = const$ – зведений момент інерції ланок I-ї групи (до I-ї групи включаються ланки, встановлені на головному валі механізму, а також ланки, зв'язані з головним валом постійним передаточним відношенням, тобто такі ланки, як вали і зубчасті колеса редуктора, муфти, ротор електродвигуна, маховик і т. ін.);

$J_{36}^{II} = var$ – зведений момент інерції ланок II-ї групи (у II-у групу включаються шатуни, повзуни, коромисла, куліси й інші ланки важільного механізму).

Для кожного положення механізму зведений момент інерції ланок II-ї групи механізму знаходиться за формулою:

$$J_{36}^{II} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{V_{Si}}{\omega_1} \right)^2 + J_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right],$$

де m_i – маса i -ї ланки;

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

ω_i – кутова швидкість i -ї ланки;

ω_1 – кутова швидкість 1-ї ланки (кривошипа);

V_{Si} – швидкість центру мас i -ї ланки.

Відношення швидкостей визначаються з аналогів планів швидкостей, наприклад:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \left(\frac{ab}{p_V a} \right) \frac{l_{OA}}{l_{AB}}; \quad \frac{V_{S2}}{\omega_1} = \left(\frac{p_V s_2}{p_V a} \right) \cdot l_{OA}.$$

При побудові графіка зведеного момента інерції ланок II-ї групи від кута повороту кривошипа $J_{36}^{II} = f(\phi)$ вісь ординат рекомендується спрямовувати горизонтально, тобто будувати цей графік поверненим на 90° (див. додаток – лист 1).

1.3. Виконати зведення сил за методом Жуковського. Згідно цього методу зведена сила (P_{36}), яка прикладена в точці A перпендикулярно кривошипу, знаходиться з умови рівності момента зведеної сили опору відносно полюса важеля Жуковського сумі моментів сил опору і сил тяжіння ланок відносно того ж полюса. Для технологічних машин сили опору визначаються за заданою діаграмою сил корисного опору з урахуванням сил тяжіння ланок, а зведений момент рушійних сил вважають постійним.

Зведений момент сил опору визначається за формулою:

$$M_{36} = P_{36} \cdot l_{OA}$$

де l_{OA} – довжина кривошипа.

При побудові графіка $M_{36} = f(\phi)$ слід мати на увазі, що зведений момент вважається додатним, якщо його напрямок збігається з напрямком обертання кривошипа, і від'ємним – при розбіжності зазначених напрямків.

Зведений момент рушійних сил M_{36}^p (який, з метою спрощення розв'язання задачі, приймається постійним) знаходиться з умови рівності роботи цього момента роботі зведеного момента сил опору за один цикл руху (за один оберт кривошипа):

$$M_{36}^p \cdot 2\pi = \int_0^{2\pi} M_{36}^o \cdot d\phi,$$

тобто з умови рівності площ, що зображують ці роботи.

Примітка. Графік зведеного рушійного момента для двигунів внутрішнього згорання будується за заданою індикаторною діаграмою з урахуванням сил тяжіння ланок, а зведений момент сил опору в цьому випадку вважається постійним і визначається з умови рівності робіт рушійних сил і сил опору за цикл.

1.4. Визначити роботу зведених моментів сил рушійних і сил опору за цикл. Для побудови графіка зміни кінетичної енергії $\Delta E = \Delta A = f(\phi)$ роблять таким чином. Знаходять зміну кінетичної енергії на окремих ділянках. Вона дорівнює різниці робіт зведених моментів рушійних сил і сил опору на кожній ділянці, тобто дорівнює різниці площ графіків цих моментів, помноженій на добуток масштабних коефіцієнтів μ_M і μ_ϕ . Відклавши отриману зміну кінетичної енергії наприкінці ділянки $i - k$ у масштабі μ_T , одержуємо ординату шуканого графіка. Зазначена побудова може бути виконана також графічним інтегруванням методом січних.

1.5. Побудувати діаграму «енергія–маса» шляхом графічного виключення параметра ϕ (кута повороту кривошипа) із графіків зміни кінетичної енергії механізму ΔE і зведеного моменту інерції J_{36}^{II} .

1.6. Для визначення момента інерції маховика J_M за заданим коефіцієнтом нерівномірності обертання кривошипа δ слід провести дотичні до графіка «енергія–маса» під кутами ψ_{\max} і ψ_{\min} із віссю абсцис (віссю зведеного моменту інерції), тангенси яких визначаються за формулами

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

де ω_{cp} – середня кутова швидкість кривошипа.

Шуканий момент інерції маховика знаходиться з виразу:

$$J_M = J_{3\delta}^I - J_{3\delta 1}; J_{3\delta}^I = \frac{kl \cdot \mu_E}{\omega_{cp}^2 \delta},$$

де kl – відрізок у мм, що відтинається проведеними дотичними на осі ординат діаграми «енергія–маса»;

$J_{3\delta}^I$ – зведений до кривошипа момент інерції ланок I-ї групи;

$J_{3\delta 1}$ – зведений до кривошипа момент інерції головного вала 1 механізму, редуктора і ротора електродвигуна.

2. Динамічний аналіз важільного механізму (додаток – лист 2).

2.1. Визначити кутову швидкість ланки зведення ω_1 у j -му положенні мехнізму за формулою:

$$\omega_{1j} = \sqrt{\frac{2 \cdot (E_0 + \Delta A_j)}{J_{3\delta}^I + J_{3\delta j}^{II}}},$$

де E_0 – кінетична енергія механізму в початковому положенні;

ΔA_j – надлишкова робота зовнішніх сил у j -му положенні механізму;

$J_{3\delta j}^{II}$ – зведений до кривошипа момент інерції ланок II-ї групи в j -му положенні механізму,

j – порядковий номер положення механізму.

2.2. Визначити кутове прискорення ланки зведення ε_1 у положенні механізму, що відповідає заданому куту ϕ_1 , за рівнянням руху в диференціальній формі:

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{3\delta}^p - M_{3\delta}^o - 0,5\omega_1^2 \cdot (dJ_{3\delta}^{II} / d\phi)}{J_{3\delta}^I + J_{3\delta}^{II}}.$$

2.3. У верхній лівій частині листа накреслити у масштабі схему механізму для заданого положення вхідної ланки, а також побудувати план швидкостей і план прискорень.

2.4. За прискореннями центрів мас W_{S_i} і кутовими прискореннями ланок ε_i визначити їх інерційні навантаження: головні вектори сил інерції, прикладені в центрах мас ланок S_i ,

$\overline{P}_{инi} = -m_i \overline{W}_{Si}$ і головні моменти сил інерції $\overline{M}_{инi} = -J_{Si} \overline{\varepsilon}_i$. Тут m_i – маса i -ї ланки; J_{Si} – центральний момент інерції i -ї ланки.

2.5. До ланок структурних груп Ассура, зображеним у масштабі схеми механізму μ_l , прикласти сили тяжіння, сили і моменти сил інерції, силу опору і шукані сили реакцій у кінематичних парах.

2.6. Силовий розрахунок слід виконувати в зворотному порядку відносно нашарування груп Ассура. Починати розрахунок треба з найдальшої структурної групи і закінчувати вхідною ланкою.

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

2.7. Зробити перевірку точності виконаного кінетостатичного аналізу важільного механізму за зайвим рівнянням рівноваги ланки зведення ($\sum M_0 = 0$):

$$M_{36}^P \pm M_{инI} \pm R_{2-1} \cdot h = \Delta M,$$

де $M_{инI} = J_{36}^I \cdot \varepsilon_1$ – момент сил інерції ланок I-ї групи;

R_{2-1} – сила реакції в точці A (2-ї ланки на 1-у);

h – плече дії R_{2-1} відносно точки O;

ΔM – абсолютна похибка рівняння рівноваги.

Відносна похибка $\Delta M\%$ може бути оцінена в процентах за формулою:

$$\Delta M\% = \frac{2 \cdot \Delta M}{|M^+| + |M^-|} \cdot 100\% \leq 10\%,$$

де $|M^+|$ – модуль (абсолютна величина) суми додатних членів лівої частини рівняння рівноваги $\sum M_0 = 0$;

$|M^-|$ – модуль суми від'ємних членів лівої частини рівняння рівноваги;

10% – допустима в курсовому проекті відносна величина похибки силового аналізу.

3. Синтез кулачкового і планетарного механізмів (додаток – лист 3).

3.1. Синтез кулачкового механізму

3.1.1. Для побудови графіка першої похідної від переміщення вихідної ланки за кутом повороту кулачка і графіка переміщення вихідної ланки необхідно виконати дворазове інтегрування другої похідної від переміщення вихідної ланки за кутом повороту кулачка. Графіки слід будувати по 8–16 точках у кожній фазі руху.

3.1.2. Для кулачкових механізмів із роликовою вихідною ланкою мінімальний радіус кулачка й інші основні розміри (для деяких схем) визначаються за допустимим кутом тиску $\alpha_{\text{доп}}$ шляхом графічного визначення області можливого розташування центра обертання кулачка на фазовому портреті механізму $S = f(dS / d\phi)$.

При цьому варто мати на увазі, що для кулачкових механізмів із коромислом величина $dS / d\phi = l \cdot (d\psi / d\phi)$, де l – довжина коромисла, відкладається на фазі віддалення штовхача до центра обертання коромисла, якщо коромисло і кулачок обертаються в один бік, і – від центра обертання коромисла, якщо коромисло і кулачок обертаються в різні боки.

Примітка. Для механізмів із тарілчастим штовхачем мінімальний радіус кулачка визначається з умови опуклості профілю кулачка.

3.1.3. Для кулачкових механізмів із роликовою вихідною ланкою способом обернення руху будується центровий профіль кулачка, а потім визначається допустима величина радіуса ролика r_p з умов:

$$r_p = (0,25 \div 0,4)r_0; r_p \leq 0,8\rho_{\min},$$

де ρ_{\min} – мінімальний радіус кривизни для опуклих ділянок центрального профілю кулачка;

r_0 – мінімальний радіус центрального профілю кулачка.

Мінімальний радіус кривизни ρ_{\min} визначається приблизно як радіус кола, що проходить через три точки, які вибираються на ділянці центрального профілю, де очікується одержання мінімального значення радіуса кривизни.

Після визначення радіуса ролика будується робочий профіль кулачка як крива лінія, що огинає сімейство кіл радіуса r_p , центри яких розташовані на центральному профілі.

3.2. Синтез планетарного зубчастого редуктора.

3.2.1. Передаточне число трансмісії машини визначається через частоти обертання електродвигуна і вхідної ланки важільного механізму:

$$u_{mp} = n_{\partial\delta} / n_1,$$

а передаточне число планетарного редуктора:

$$u_p = u_{mp} / u_{zn},$$

де u_{zn} – передаточне число рядової зубчастої передачі.

3.2.2. Виконати кінематичний синтез планетарного редуктора, забезпечивши потрібне значення передаточного відношення (з відносною похибкою не більшою за 5%), а також виконання умов співвісності, сусідства сателітів, центросиметричного складання і відсутності інтерференції у внутрішніх зачепленнях.

4. Побудова картини евольвентного зачеплення (додаток – лист 4).

Для геометричного синтезу евольвентного зачеплення слід взяти вказані в завданні зубчасті колеса. Для спрощення вигляду розрахункових формул меншому зубчастому колесу (шестерні) далі присвоєно індекс 1, а більшому зубчастому колесу – індекс 2.

4.1. Розрахункові формули для зовнішнього евольвентного зачеплення.

Коловий крок по ділильному колу $p = \pi m$.

Кутові кроки $\tau_1 = 2\pi / z_1$ і $\tau_2 = 2\pi / z_2$.

Радіуси ділильних кіл $r_1 = 0,5mz_1$ і $r_2 = 0,5mz_2$.

Радіуси основних кіл $r_{b1} = 0,5mz_1 \cos \alpha$ і $r_{b2} = 0,5mz_2 \cos \alpha$,

де $\alpha = 20^\circ$ – кут профілю зуба початкового контуру.

Відносні зсуви інструментальної рейки в разі відсутності підрізу при нарізуванні коліс:

$$x_{1,2} = (17 - z_{1,2}) / 17 \text{ (при } z_{1,2} < 17), \text{ а якщо } z_2 \geq 17, \text{ тоді } x_2 = 0.$$

Товщини зубців по ділильних колах:

$$s_1 = m(\pi / 2 + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha); s_2 = m(\pi / 2 + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha).$$

Інволюта кута зачеплення:

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}\alpha + 2 \left[(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) \right] \cdot \operatorname{tg}\alpha.$$

Кут зачеплення α_w визначається за таблицею інволют або чисельно. Радіуси початкових кіл:

$$r_{w1} = 0,5mz_1 \cos \alpha / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = 0,5mz_2 \cos \alpha / \cos \alpha_w.$$

Міжосьова відстань $a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$.

Радіуси кіл впадин зубців:

$$r_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5 + 2x_1); \quad r_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5 + 2x_2).$$

Радіуси кіл вершин зубців:

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - 0,25m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - 0,25m.$$

4.2. При побудові картини зачеплення слід залишати на кресленні всі допоміжні побудови. Невольвентна частина зуба (від основного кола до кола впадин зубців) може бути виконана спрощено у вигляді спряження радіальних прямих, які є продовженням евольвент усередині основного кола до його центра, і кола впадин дугами кіл з радіусом, $r \geq 0,4m$.

4.3. Коефіцієнт перекриття розрахувати за формулою:

$$\varepsilon_\alpha = \left[(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w) / \tau_1 \right] + \left[(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w) / \tau_2 \right],$$

де $\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1} / r_{a1})$, $\alpha_{a2} = \arccos(r_{b2} / r_{a2})$.

ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Завдання 1 ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ХИТНОГО КОНВЕЄРА (табл. 1)

Хитний конвеєр (рис.1, а) призначений для переміщення сипучого матеріалу в горизонтальному напрямку. У якості привода використаний електродвигун 6 і зубчаста передача, яка складається з планетарного редуктора 7 і зубчастої пари z_5 і z_6 . Подача матеріалу на жолоб 5 з бункера 8 здійснюється під час спільного руху жолоба й матеріалу за допомогою механізму подачі, який складаються із кулачка 9 зі штовхачем 10. Закон зміни прискорення штовхача представлений на рис. 1, б.

Механізм транспортування матеріалу складається з жолоба 5 на роликів опорах 6, який здійснює зворотно–поступальний рух за рахунок руху ланок шарнірно–важільного механізму 1, 2, 3, 4. На валу O_1 кривошипа закріплений маховик. Жолоб при русі захоплює за рахунок сил тертя насипаний на нього матеріал. Рух матеріалу разом з жолобом можливий при величині сил тертя:

$$F_{жс} = m_M \cdot f \cdot g \geq m_M \cdot a_M \cdot$$

При цьому $a_M = a_{жс}$ і $V_M = V_{жс}$.

Якщо прискорення жолоба $a \geq a_{кр} = f_0 \cdot g$, має місце відносний рух матеріалу й жолоба. У цей період між жолобом і матеріалом діє сила тертя $F_{жс} = m_M \cdot g \cdot f$, за рахунок якої забезпечується рівноуповільнений рух матеріалу по жолобу до моменту вирівнювання їх швидкостей. Матеріал пересувається зі швидкістю

$$V_M = V_{від} - at,$$

де $V_{від}$ – швидкість жолоба в момент відриву матеріалу при $a_M = f \cdot g$.

Коли швидкості матеріалу й жолоба зрівнюються за величиною і за напрямком, матеріал з жолобом будуть рухатися знову разом з однаковою швидкістю. Сила тертя між жолобом і роликівими опорами

$$F_H = (m_{жс} + m_M) \cdot g \cdot f_1.$$

Завдання 2
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
ЗУБОСТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ НАРІЗАННЯ
КОНІЧНИХ КОЛІС
(табл. 2)

Нарізання зубців колеса на зубостругальному верстаті здійснюється двома різцями, які рухаються зворотно–поступально. Різальний рух кожен різець здійснює по чергово при русі до центру O (рис. 2, а). Обкатний рух здійснюється обертанням різцевої голівки разом з різцями і обертанням заготовки. Довжина ходу різців H , установлених на повзунах 5 і 7 механізму стругання, визначається залежно від довжини зуба b нарізуваного колеса і довжин перебігів $l_{\text{п}}$ на початку й наприкінці ходу повзунів. Середня швидкість руху повзунів визначається швидкістю різання $V_{\text{ср}}$.

Рух повзунів 5 і 7 здійснюється за допомогою восьмиланкового важільного механізму, що являє собою з'єднання шарнірного чотирьохланковика з кулісно–повзунним механізмом. Коефіцієнт зміни середньої швидкості коромисла 3 $K_{\omega} = 1$ (точки A' , A'' , B' , B'' розташовані на одній прямій). При проектуванні механізму лінії руху повзунів вважати паралельними з відстанню l_p від осі.

Схема кулачкового механізму показана на рис. 2, б. При його проектуванні необхідно забезпечити заданий закон зміни прискорень штовхача (рис. 2, в).

Завдання 3

ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОПЕРЕЧНО–СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА (табл. 3)

Поперечно–стругальний верстат призначений для стругання поверхонь. Основа його – шестиланковий кривошипно–коромисловий механізм (рис. 3, а), який складається із кривошипа 1, шатуна 2, коромисла 3, повзунів 4 і 5.

Привод складається із зубчастої передачі z_5, z_6 , планетарного редуктора 6 і електродвигуна 7. Діаграма сил опору руху повзуна 5 показана на рис. 3, б.

Число подвійних ходів повзуна 5 за хвилину, рівне частоті обертання кривошипа (n_1 , об/хв), визначають за заданою швидкістю різання $V_{\text{різ}}$, коефіцієнтом зміни швидкості $K_{V5} = K_{\omega 3}$ і ходом повзуна H .

Переміщення стола на величину подачі здійснюється ходовим гвинтом, який повертається за допомогою кулачкового механізму з коромисловим штовхачем 9 (рис. 3, а) і кулачком 8, який закріплений на валу O кривошипа. Подача стола регулюється шляхом зміни довжини важеля MN .

При проектуванні кулачкового механізму необхідно забезпечити заданий закон руху штовхача (див. рис. 3, в) і здійснити подачу стола під час перебігів різця наприкінці холостого й на початку робочого ходів відповідно до циклограми (рис. 3, г).

Завдання 4
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
БРИКЕТУВАЛЬНОГО АВТОМАТА
(табл. 4)

Брикетувальний автомат призначений для пресування брикетів з різних порошкових матеріалів.

Для зворотно–поступального переміщення повзуна 5 використовується шестиланковий кривошипно–кулісний механізм 1, 2, 3, 4 з хитною кулісою (рис.4, а). Привод складається із зубчастої передачі z_5, z_6, z_7 , планетарного редуктора 6 і електродвигуна 7. Маховик установлений на вихідному валу редуктора.

Пресування відбувається при русі повзуна 5 зліва направо.

Діаграма сил опору представлена на рис. 4, б, а значення зусиль пресування визначаються за формулою:

$$P = P_{\max} (S_D/H)^2.$$

Від головного вала через зубчасту передачу (на кресленні не показана) обертання передається на вал дискового кулачка, який приводить у рух механізм виштовхування брикету з форм.

Схема кулачкового механізму виштовхування брикету зображена на рис. 4, в. Механізм виштовхування й подачі матеріалу на кресленні не показаний.

При проектуванні кулачкового механізму необхідно забезпечити заданий закон зміни прискорення штовхача (рис. 4, г). Кут дальнього вистюю φ_B прийняти рівним 10° .

Геометричний розрахунок евольвентної зубчастої передачі виконати для зубчастих коліс із числами зубців z_5 і z_6 .

Завдання 5
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
КРИВОШИПНО–КОЛІННОГО ПРЕСА
(табл. 5)

Кривошипно–колінний прес (рис. 5, а) призначений для штампування, холодного калібрування й карбування. Основний механізм 1,2,3,4,5 є кривошипно–коромисловим. Коромисло 3 виконане у вигляді шарнірного трикутника. Завдяки такій схемі робочі швидкості повзуна наприкінці ходу малі, жорсткість механізму преса збільшується. Колінчастий вал 1 висадочного механізму приводиться в рух електродвигуном 6 за допомогою планетарного редуктора 7 і зубчастієї передачі z_5, z_6 . Маховик 8 розміщено на валу 1 (рис 5, б). Висадочний повзун 5 із закріпленим у ньому пуансоном, рухаючись зворотньо–поступально вздовж вертикалі, здійснює деформацію заготовки. Діаграма зусиль висадження представлена на рис. 5, в, а значення зусиль висадження на ділянці ходу повзуна 5 в межах H_B визначається за формулою:

$$P = 4P_{\max} \left(0,25 - \left(0,5 - \frac{H_F - S_F}{H_B} \right)^2 \right),$$

де S_F – переміщення повзуна 5.

Подача заготовки здійснюється при холостому ході (нагору) повзуна 5. Механізм подачі складається з кулачка 9, закріпленого на колінчастому валу 1, коромислового штовхача 10 і тяги 11 з повзуном 12, обладнаним пристосуванням для подачі заготовки (див. рис. 5, а). Закон зміни прискорення штовхача представлений на рис. 5, г.

Завдання 6
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
БРИКЕТУВАЛЬНОГО АВТОМАТА
(табл. 6)

Брикетувальний автомат призначений для пресування брикетів з різних матеріалів. Основа автомата – кулісний механізм (рис. 6, а). Рух від електродвигуна 10 через планетарний редуктор 9 передається кривошипу 1. Пов'язаний з ним шарнірно камінь 2 ковзає уздовж куліси 3, змушуючи її робити зворотно–обертальний рух навколо опори С. Через шатун 4 рух передається повзуну 5, який здійснює пресування (брикетування) матеріалу. Діаграма сил опору, що діють на повзун 5 при пресуванні, представлена на рис. 6, б. Дані для побудови зазначеної діаграми розраховують за формулою:

$$P_0 = P_{C_{\max}} (S_E / H_E)^2.$$

Механізм виштовхування готових брикетів (на кресленні не показаний) включає кулачок 11 з центральним роликівим штовхачем 12, який рухається поступально. Кулачок приводиться в рух від вала кривошипа через зубчасту передачу, яка складається з коліс 6, 7, 8. Кулачковий механізм повинен забезпечити заданий закон руху штовхача (рис. 6, в). Маховик установлений на вихідному валу редуктора 9.

Завдання 7
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА З ОБЕРТАЛЬНОЮ КУЛІСОЮ
(табл. 7)

Стругальний верстат призначений для стругання плоских поверхонь. Привод складається із зубчастої передачі Z_5, Z_6 (рис. 7, а). Різання матеріалу виконується різцем, закріпленим у різцевій голівці, яка здійснює зворотно–поступальний рух. Для руху різця, укріпленого в супорті повзуна 5, використовується шестиланковий кривошипно–кулісний механізм, який складається з кривошипа 1, кулісного повзуна 2, обертальної куліси 3, шатуна 4, повзуна 5.

Сили опору, які прикладені до ланки 5, показані у вигляді діаграми (P_{C5}, S_D) на рис. 7, б. Хід H повзуна 5 вибирається залежно від довжини оброблюваної деталі l_d з урахуванням довжини перебігів різця l_n на початку й наприкінці робочого ходу.

Під час перебігів наприкінці холостого ходу й на початку робочого ходу здійснюється переміщення стола (на якому закріплюється оброблювана деталь) за допомогою ходового гвинта на величину поперечної подачі (на рис. 7 не показано). Поворот цього гвинта здійснюється кулачковим механізмом, який складається з кулачка 6, закріпленого на одному валу із кривошипом 1, і коромислового штовхача 7.

При проектуванні кулачкового механізму необхідно забезпечити заданий закон зміни прискорень точки B штовхача (рис. 7, в) і здійснити подачу різця під час його перебігів.

Завдання 8
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
ДВОХЦИЛІНДРОВОГО КОМПРЕСОРА
(табл. 8.1, 8.2)

Горизонтальний двохциліндровий кисневий компресор простої дії (рис. 8, а) призначений для наповнення газоподібним киснем балонів. Балони заряджаються киснем до необхідного тиску p_{\max} .

Основа компресора – шестиланковий шарнірно–важільний механізм, який складається з колінчастого вала 1, шатуна 2, кутового важеля 3, шатуна–серги 4, плунжера 5 із двома поршнями й двох циліндрів 6, 6'. Колінчастий вал 1 приводиться в рух асинхронним електродвигуном 10 через пружну муфту 9, планетарний редуктор 8 і зубчасту передачу z_5, z_6 . Для забезпечення руху механізму із заданою нерівномірністю на колінчастому валу компресора встановлено маховик 7. Зміна тиску в залежності від переміщення поршнів у циліндрах 6, 6' компресора характеризується індикаторними діаграмами (рис. 8, б), дані для побудови яких наведені в табл. 8.2.

Змащення механізму здійснюється від масляного насоса, плунжер якого приводиться в рух кулачком 11, закріпленим на валу зубчастого колеса z_5 . Схема кулачкового механізму 11–12, масляного насоса 13 представлена на рис. 8, а, закон зміни прискорення плунжера насоса (штовхача) – на рис. 8, в.

Завдання 9
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
ПОРШНЕВОГО НАСОСА
(табл. 9)

Вертикальний одноциліндровий поршневий насос (рис. 9, а) призначений для підвищення тиску рідини в гідросистемі й подачі її в напірний трубопровід. Насос приводиться в рух асинхронним електродвигуном 7. Обертальний рух від електродвигуна через зубчасту передачу z_1, z_2 з нерухомими осями коліс і однорядний планетарний редуктор 6 передається на вал 1 шестиланкового важільного механізму 1–2–3–4–5. Всмоктування рідини в циліндр при ході поршня нагору здійснюється через впускний клапан при тиску рідини, близької до атмосферного (у розрахунках прийняти $p_{\min} = 0$). Рідина нагнітається в напірній трубопровід під тиском p_{\max} через випускний клапан. Зміна тиску в циліндрі в залежності від переміщення поршня характеризується індикаторною діаграмою, зображеною на рис. 9, б.

Застосування кривошипно–коромислового механізму дає можливість забезпечити рух поршня вгору (у період всмоктування рідини) з більшою середньою швидкістю, ніж при ході поршня вниз (у період нагнітання), що збільшує продуктивність насоса. Для забезпечення необхідної рівномірності руху на кривошипному валу 1 закріплений маховик 8.

Проектування кулачкового механізму провести за завданням 8.

Завдання 10
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА
(табл. 10)

Плунжерні насоси (рис.10, а) призначені для перекачування різного роду рідин.

Привод насоса здійснюється від електродвигуна 8 (рис.10, б) через планетарний редуктор 7 і пару зубчастих коліс z_5 і z_6 . Із зубчастим колесом z_6 жорстко пов'язаний кривошипний вал 1 (вісь O), рух від якого передається на шатун 2, який змушує коливатися коромисло 3 навколо осі D . Шатун 4 передає рух плунжеру 5 гідравлічного циліндра 6. Шестиланковий механізм є основним механізмом плунжерного насоса. Робочий процес у циліндрі 6 насоса, тобто всмоктування й нагнітання рідини, здійснюється за подвійний хід плунжера 5, чому відповідає один оберт кривошипа 1.

Змащення механізмів насоса виконується плунжерним масляним насосом кулачкового типу. Кулачок 9 приводить у поступальний рух штовхач 10 (плунжер насоса). При проектуванні кулачкового механізму необхідно здійснити заданий закон зміни прискорення штовхача (рис. 10, в).

Завдання 11

ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ДВОХСТУПІНЧАСТОГО КОМПРЕСОРА (табл. 11.1, 11.2)

Кутовий двохступінчастий поршневий компресор (рис. 11, а, б) призначений для стиснення повітря. Його механізм приводиться в рух електродвигуном 8 через зубчасту передачу, яка складається з коліс 10 і 11 ($m = 4$ мм), і планетарний редуктор 12.

Повітря в циліндр I ступеня надходить із атмосфери, і після стиску до тиску $p_{1\max}$ нагнітається в спеціальний резервуар, звідки через клапани надходить у циліндр II ступеня, де стискується від тиску $p_{1\max}$ до тиску $p_{2\max} = 1,1$ МПа.

Зміна тиску в циліндрах в залежності від переміщення поршнів характеризується індикаторною діаграмою (табл. 11.2).

Для стиску повітря в циліндрі першого ступеня використовується шестиланковий кривошипно–кулісний механізм із обертальною кулісою, який складається із кривошипа 1, каменя 2, куліси 3, шатуна 4 і поршня 5.

Поршень 7 циліндра II ступеня приводиться в рух кривошипно–повзунним механізмом, який складається з кривошипа 1, шатуна 6 і поршня 7. Хід поршня I ступеня у два рази більше ходу поршня II ступеня. Маховик 9 закріплений на валу електродвигуна.

Керування всмоктувальними клапанами циліндра II ступеня здійснюється кулачком 13, насадженим на колінчастий вал компресора. Схема кулачкового механізму показана на рис. 11, в, а закон зміни прискорення штовхача 14 кулачкового механізму – на рис. 11, г.

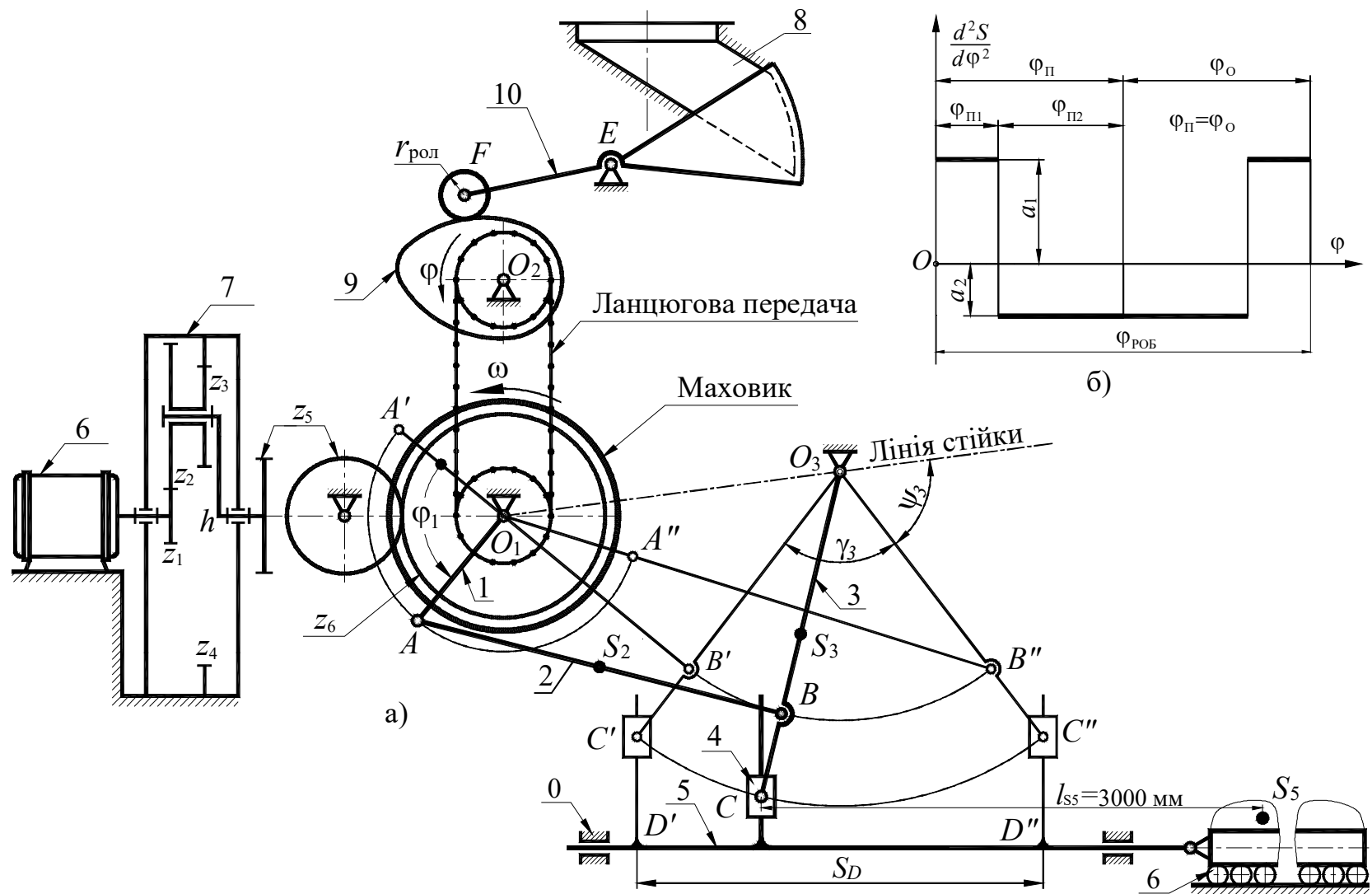


Рисунок 1. Механізми хитного конвеєра

Вихідні дані

Таблиця 1

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Довжина кривошипа, м	l_1	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09	0,095	0,01	0,11	0,12	0,13
2	Кут хитання коромисла, градуси	γ_3	78	74	70	66	64	62	60	58	56	45
3	Кут початкового положення коромисла, градуси	ψ_3	51	53	55	57	58	59	60	61	62	63
4	Коефіцієнт зміни швидкості веденої ланки 3	K_ω	1,4	1,4	1,4	1,25	1,25	1,25	1,25	1,82	1,82	1,82
5	Хід жолоба 5, м	S_D	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
6	Кутова координата кривошипа 1 для силового розрахунку, градуси	φ_1	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
7	Маса шатуна, кг	m_2	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
8	Маса коромисла, кг	m_3	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
9	Маса жолоба, кг	$m_{ж}$	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
10	Маса матеріалу в жолобі, кг	m_M	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2200	2400	2600	2800
11	Коефіцієнт тертя ковзання між матеріалом і жолобом: у спокої у русі	f_0	0,46	0,48	0,5	0,52	0,53	0,54	0,56	0,56	0,58	0,58
		f	0,26	0,28	0,3	0,32	0,33	0,34	0,36	0,38	0,38	0,4
12	Зведений коефіцієнт тертя між жолобом і роликівими опорами	f_1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
13	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	880	880	880	880	930	930	930	930	930	930
14	Зведений до вала кривошипа момент інерції ланок 1 групи, кг·м ²	$I_{зв1}$	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
15	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	90	86	82	78	74	68	66	64	62	60
16	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
17	Дугове переміщення центра ролика штовхача, м	H_F	0,04	0,044	0,048	0,052	0,056	0,058	0,062	0,066	0,07	0,075
18	Максимальний кут тиску в кулачковому механізмі, градуси	$\alpha_{доп}$	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
19	Кут робочого профілю кулачка, градуси	$\delta_{раб}$	130	140	150	160	170	130	140	150	160	170
20	Довжина штовхача, м	l_{FE}	0,10	0,110	0,120	0,13	0,14	0,145	0,15	0,155	0,16	0,170
21	Числа зубців	$z_5; z_6$	9;10	9;11	9;12	9;13	10;11	10;12	10;13	10;14	11;12	11;13

Примітки: 1) Моменти інерції ланок 2 і 3 обчислити за формулою: $I_S = 0,1ml^2$, де m – маса ланки, l – довжина ланки; 2) Положення центрів мас вважати посередині довжин ланок. 3) Модуль зубчастої передачі z_5, z_6 : $m = 5$ мм; 4) Число сателітів у планетарному редукторі $k=3$.

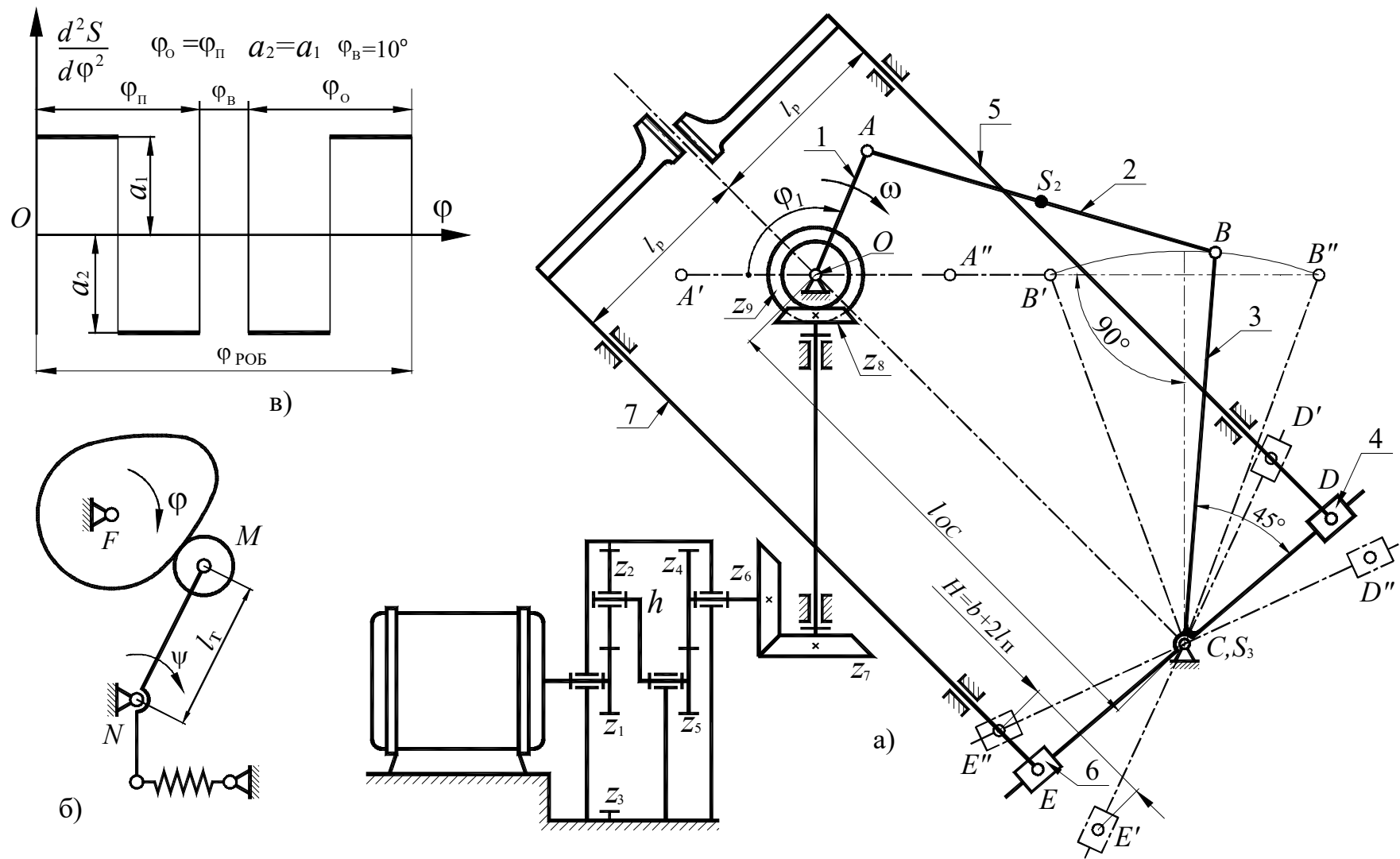


Рисунок 2. Механізми зубостругального верстата для нарізання конічних коліс

Вихідні дані

Таблиця 2

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Довжина зуба нарізаного колеса, м	b	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
2	Довжина перебігу різця в частках від b	L_{Π}	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
3	Середня швидкість різання, м/хв	$V_{\text{ср}}$	40	40	40	35	35	35	35	30	30	30
4	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{\text{дв}}$	2800	2800	2800	2800	1440	1440	1440	1440	1440	1440
5	Міжосьова відстань між опорами кривошипа і куліси, м	l_{OC}	0,1	0,1	0,12	0,12	0,14	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22
6	Сила різання, Н	$P_{\text{різ}}$	600	1000	1300	2000	3200	900	950	2000	2500	3000
7	Маса повзунів, кг	$m_{5,7}$	5	7	10	15	20	6	6	15	18	20
8	Маса куліси, кг	m_3	3	5	7	10	12	4	5	10	10	11
9	Маса шатуна, кг	m_2	2	2,5	4	5	8	2,4	3	4,5	5	7
10	Настановний розмір для різця, м	l_p	0,07	0,10	0,11	0,12	0,12	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12
11	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	1/25	1/33	1/30	1/30	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25
12	Маховий момент, зведений до ротора електродвигуна, кг·м ²	$I_{\text{зв1}}$	0,4	0,55	0,55	0,66	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
13	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	120	90	90	90	120	60	60	120	60	120
14	Максимальний підйом штовхача, м	h	0,02	0,02	0,025	0,03	0,03	0,025	0,030	0,035	0,04	0,045
15	Довжина штовхача, м	$l_{\text{шт}}$	0,13	0,12	0,12	0,14	0,14	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
16	Максимально допустимий кут тиску штовхача, градуси	$\alpha_{\text{доп}}$	35	35	35	35	35	35	35	35	30	30
17	Кут робочого профілю кулачка, градуси	$\delta_{\text{раб}}$	120	100	140	180	140	180	160	120	160	140
18	Число зубців коліс 4 і 5	z_4/z_5	13/9	14/10	15/11	12/10	12/10	12/9	13/10	14/11	15/12	16/13
19	Модуль зубчастих коліс 4 і 5, мм	m	10	10	10	10	5	5	5	5	5	5

Примітки:

- 1) Розміри ланок механізму визначити за заданими умовами ($H = b + 2l_{\Pi}$, l_p , $K_{\omega} = 1$).
- 2) Частота обертання кривошипа (n_1 , об/хв) визначити за заданим b , l_{Π} , $V_{\text{ср}}$.
- 3) Числа зубців $z_6 = z_7 = 34$, $z_8 = z_9 = 42$.
- 4) Число сателітів у планетарному редукторі $k = 3$.
- 5) Момент інерції ланок 2 і 3 визначити за залежністю $I_S = ml^2 / 8$.
- 6) Положення центрів мас вважати посередині довжин ланок ($AS_2/AB=0,5$).

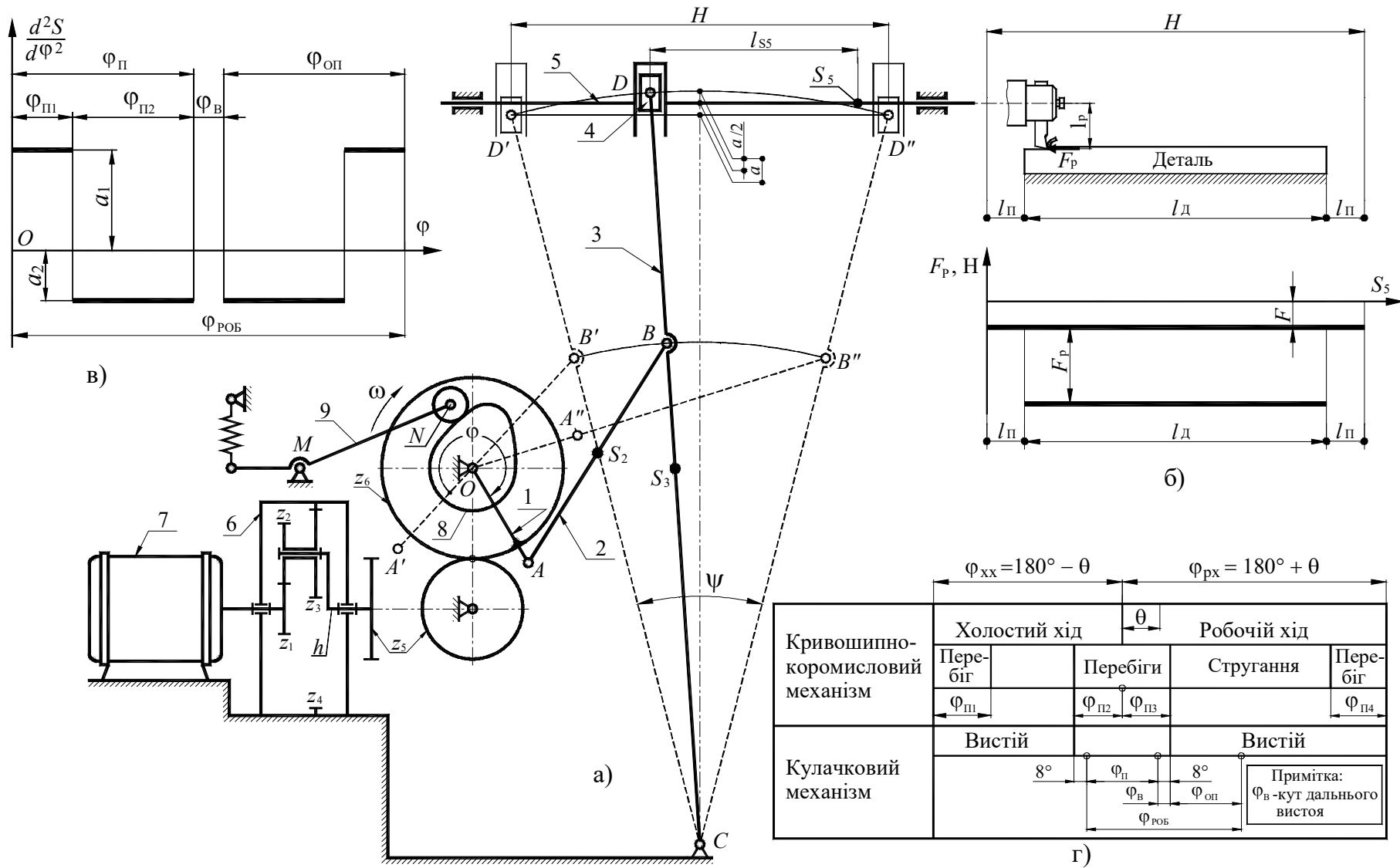


Рисунок 3. Механізми поперечно-стругального верстата

Вихідні дані

Таблиця 3

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Хід повзуна 5, м	H	0,3	0,26	0,3	0,24	0,25	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34
2	Довжина перебігу різця, м	L_{Π}	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H
3	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	950	1420	930	1440	940	1420	1420	1420	1420	1420
4	Коефіцієнт зміни середньої швидкості	$K_{V5}=K_{\omega5}$	1,4	1,5	1,4	1,75	1,4	1,25	1,05	1,10	1,09	1,08
5	Швидкість різання, м/хв	$V_{різ}$	30	26	30	27	25	30	32	34	36	38
6	Довжина коромисла, м	l_{DC}	0,6	0,7	0,6	0,8	0,8	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
7	Відношення довжин ланки 3	l_{CD}/l_{BC}	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
8	Міжосьова відстань, м	l_{OC}	0,35	0,4	0,34	0,45	0,34	0,34	0,59	0,56	0,67	0,65
9	Координата центра мас повзуна 5, м	l_{S5}	0,164	0,184	0,18	0,21	0,2	0,18	0,20	0,22	0,25	0,27
10	Виліт різця, м	l_P	0,09	0,08	0,10	0,10	0,08	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
11	Сила різання, Н	$P_{різ}$	2000	1800	2000	1700	1900	2000	2000	2000	2000	2000
12	Сила тертя між повзуном 5 і напрямними, Н	F	200	180	200	170	190	200	200	200	200	200
13	Маса повзуна 5, кг	m_5	70	75	50	65	60	70	75	80	85	80
14	Маса коромисла 3, кг	m_3	22	16	29	10	10	20	24	23	12	11
15	Маса шатуна 2, кг	m_2	8	9	6	7	7	7	8	9	10	11
16	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	1/20	1/20	1/20	1/25	1/25	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
17	Зведений до вала електродвигуна момент інерції ланок 1-ї групи, кг·м ²	$I_{зв1}$	0,7	0,5	0,7	0,5	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
18	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	72	90	70	105	120	60	90	120	60	90
19	Довжина коромисла (штовхача), м	L_{MN}	0,2	0,15	0,3	0,13	0,16	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
20	Максимальний підйом штовхача, м	h	0,04	0,05	0,05	0,035	0,05	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05
21	Максимально допустимий кут тиску штовхача, градуси	$\alpha_{доп}$	30	35	35	35	35	30	30	30	30	30
22	Числа зубів коліс 5 і 6	z_5, z_6	11;16	10;14	11;14	11;15	12;14	9;11	10;12	11;13	12;14	13;15
23	Модуль зубчастих коліс 5 і 6, мм	m	3,0	3,5	10	3,0	10	5	5	5	4	4
24	Число сателітів у планетарному редукторі	K	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3	3	3

Примітки: 1) Розміри ланок кривошипно–коромислового механізму визначати за заданими умовами ($H, K_{V5}=K_{\omega5}, l_{OC}, l_{DC}, l_{CD}/l_{BC}$). 2) Момент інерції коромисла й шатуна 2 визначити за залежністю $I_S = 0,1ml^2$. 3) Положення центрів мас вважати посередині ланок ($l_{CS3}/l_{DC}=0,5; l_{AS2}/l_{AB}=0,5$).

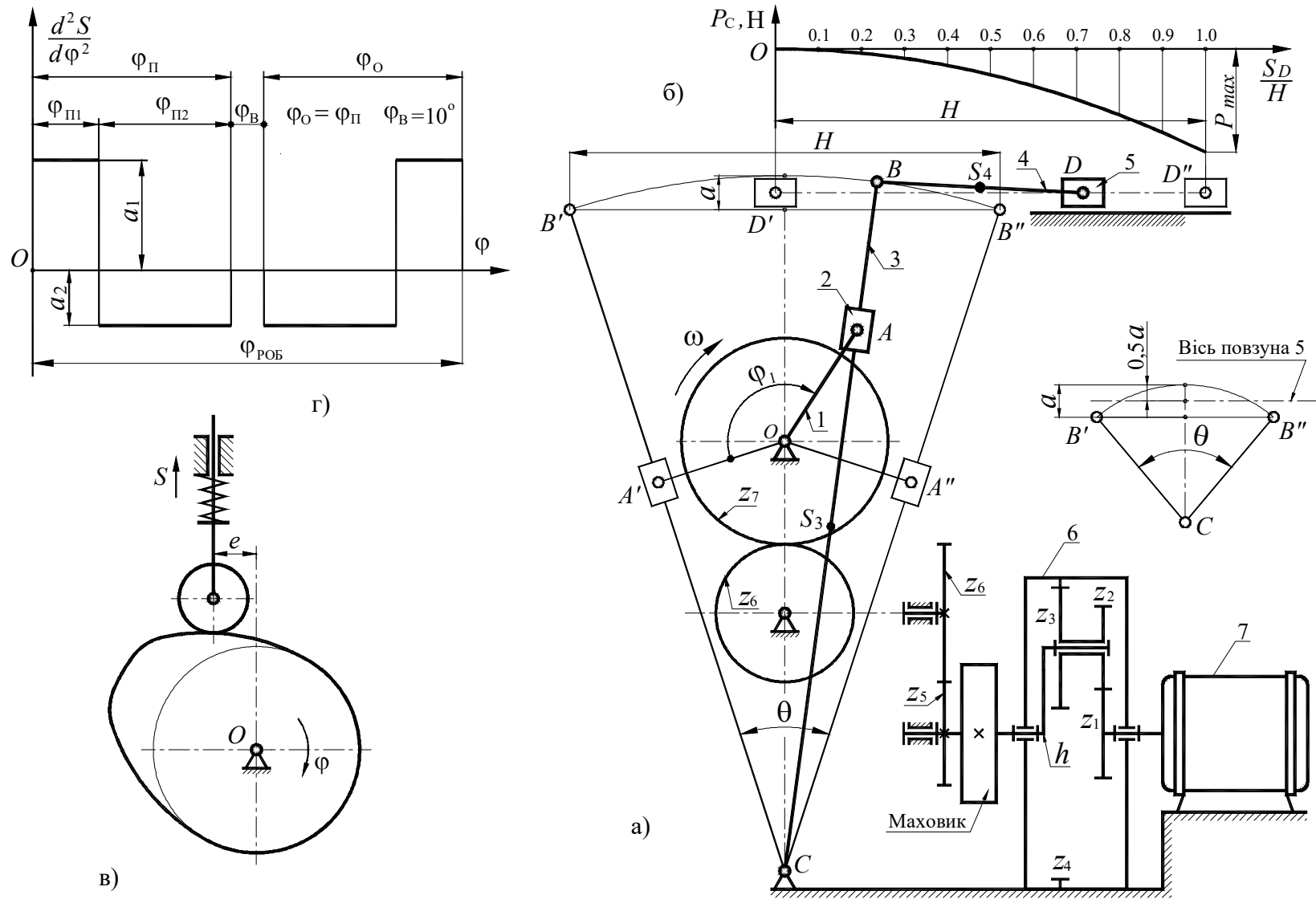


Рисунок 4. Механізми брикетувального автомата

Вихідні дані

Таблиця 4

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Довжина ходу повзуна, м	H	0,32	0,25	0,3	0,28	0,25	0,34	0,36	0,38	0,35	0,30
2	Коефіцієнт зміни швидкості повзуна	K_V	1,667	1,50	1,5	1,667	1,667	1,5	1,4	1,4	1,4	1,4
3	Відстань між осями обертання, м	l_{OC}	0,23	0,15	0,20	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,24	0,21
4	Відношення довжини шатуна до довжини куліси	$\lambda=l_{BD}/l_{BC}$	0,35	0,3	0,35	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,4
5	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	90	95	80	85	100	80	75	70	65	60
6	Максимальне зусилля пресування, Н	p_{max}	7000	6500	6000	7000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
7	Маса повзуна, кг	m_5	40	38	40	35	42	45	50	55	60	65
8	Маса шатуна, кг	m_4	5	4	3,5	4,5	4	5	6	7	8	9
9	Маса куліси, кг	m_3	15	12	14	13	12	15	18	20	25	30
10	Маса зубчастого колеса із кривошипом, кг	m_1	10	8	10	7	9	8	9	10	11	12
11	Коефіцієнт нерівномірності обертання	δ	1/30	1/25	1/20	1/30	1/20	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25
12	Момент інерції ротора, редуктора і зубчастих передач, зведений до вихідного вала редуктора, кг·м ²	$I_{зв1}$	30	20	30	20	20	28	30	32	28	30
13	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	1440	1350	970	1440	930	1440	1440	1440	1440	1440
14	Кутова координата кривошипа для силового розрахунку, град	φ	60	30	60	30	60	30	60	150	30	60
15	Співвідношення між прискореннями штовхача	a_1/a_2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	2	2	2	2	2
16	Хід штовхача кулачкового механізму, м	h	0,05	0,06	0,05	0,065	0,055	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06
17	Число обертів кулачка, об/хв	n_k	90	95	80	85	100	90		90	90	90
18	Максимально допустимий кут тиску, градуси	$\alpha_{доп}$	30	28	30	30	30	30	90	30	30	30
19	Кут робочого профілю, градуси	$\delta_{раб}$	180	150	150	130	180	160	30	160	160	160
20	Числа зубців коліс	z_6/z_5	16/12	17/13	16/14	16/12	17/14	13/10	11/16	15/12	16/13	17/14
		z_7	24	25	24	32	22	13	14	15	16	17
21	Модуль зубчастих коліс, мм	m	5	5	5	5	5	5	14	4	3	3

- Примітки: 1) Момент інерції куліси 3 і шатуна 4 обчислити за формулою $I_S = ml^2/7$.
 2) Положення центрів мас вважати посередині ланок ($l_{CS3} / l_{BC} = 0,5$; $l_{BS4} / l_{BD} = 0,5$).
 3) Геометричний розрахунок евольвентої зубчастої передачі виконати для коліс із числами зубців z_5 і z_6 .
 4) Число сателітів у редукторі $k = 3$.

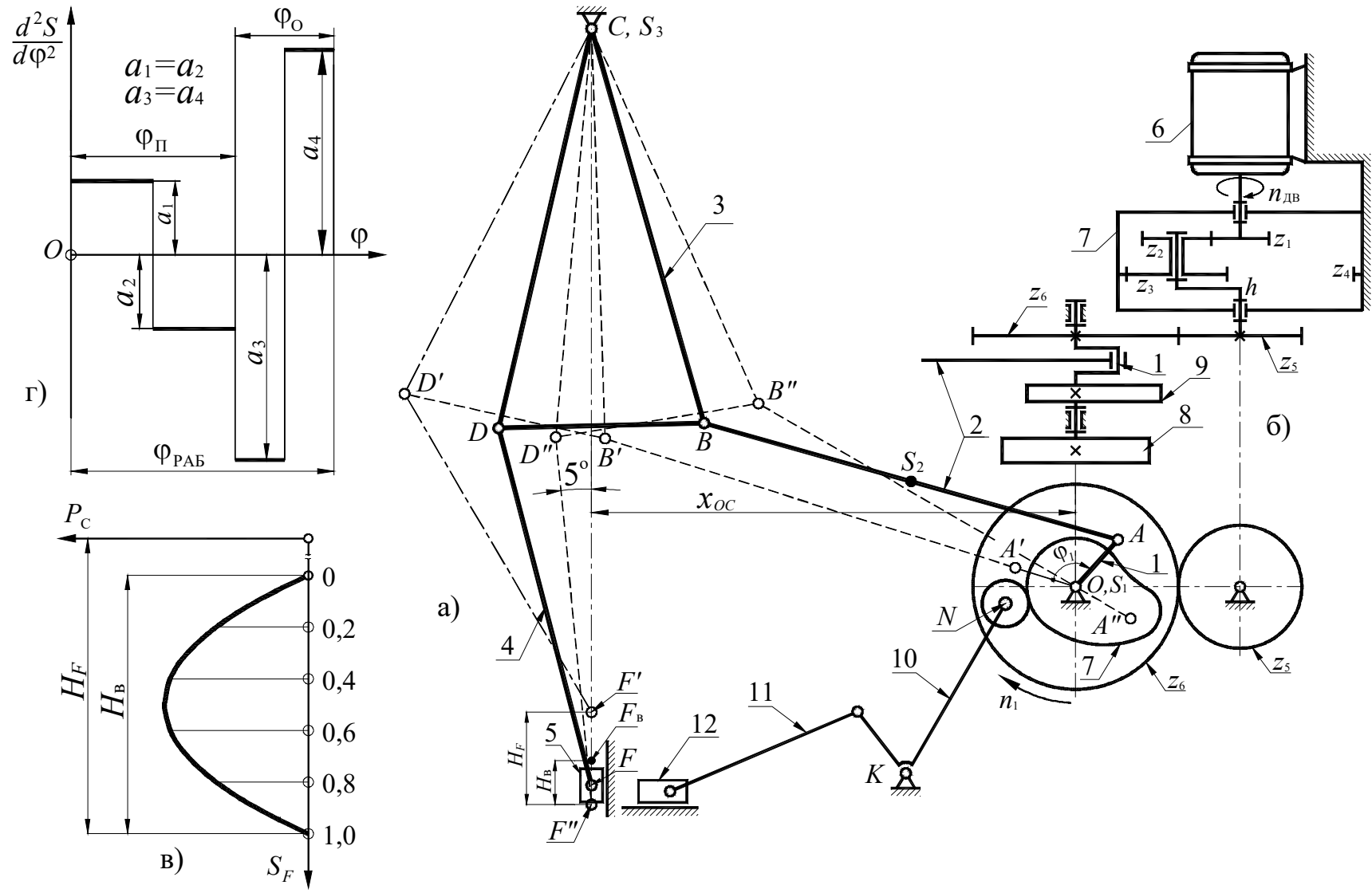


Рисунок 5. Механізми кривошипно-колінного преса

Вихідні дані

Таблиця 5

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
2	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	140	160	130	150	140	110	120	130	140	150
3	Хід повзуна при висадженні, м	H_B	0,030	0,035	0,040	0,030	0,040	0,045	0,045	0,035	0,03	0,025
4	Відношення висадочного ходу до повного ходу повзуна	H_B/H_F	1/3	1/3	1/2,5	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
5	Максимальне зусилля висадження, Н	P_{Cmax}	7500	8000	6500	8500	7000	11000	10500	10000	9500	9000
6	Довжина коромисла, м	$l_{BC} = l_{CD}$	0,22	0,20	0,22	0,20	0,18	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
7	Відношення довжин для коромисла 3	l_{BC}/l_{BD}	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
8	Проекція відстані між осями обертання ланок 1 і 3, м	x_{CO}	0,28	0,30	0,30	0,28	0,27	0,36	0,34	0,32	0,30	0,28
9	Довжина шатуна 4, м	l_{DF}	0,20	0,18	0,20	0,18	0,17	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
10	Коефіцієнт зміни середньої швидкості коромисла 3	K_{ω}	1,12	1,15	1,10	1,12	1,15	1,4	1,4	1,25	1,25	1,25
11	Маса шатуна 2, кг	m_2	3,0	3,5	3,5	3,5	3,0	3,5	3,2	3,0	2,7	2,5
12	Маса коромисла 3, кг	m_3	4,0	4,5	4,0	4,5	4,0	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0
13	Маса повзуна 5, кг	m_5	10,0	9,0	10,0	9,0	8,0	12	11	10	9	8
14	Коефіцієнт нерівномірності обертання вала кривошипа	δ	1/12	1/15	1/10	1/12	1/15	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12
15	Момент інерції кривошипа, ротора й редуктора із зубчастим колесом 5, рведений до вала кривошипа, кг·м ²	$I_{зв1}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5
16	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	120	120	120	120	120	120	120	120	120	150
17	Кут повороту штовхача, градуси	ψ_7	20	22	21	20	22	25	25	25	25	25
18	Довжина штовхача, м	l_{KN}	0,15	0,13	0,14	0,15	0,13	0,22	0,2	0,18	0,16	0,14
19	Допустимий кут тиску в кулачковому механізмі, градуси	$\alpha_{доп}$	30	35	30	35	30	40	40	40	40	40
20	Фазові кути кулачкового механізму, градуси	$\varphi_{П}$	100	90	100	100	90	110	100	90	120	120
		$\varphi_{ОП}$	60	60	50	70	70	70	70	60	80	70
21	Числа зубів коліс	z_5/z_6	11/18	12/17	10/16	12/16	11/15	9/11	10/12	11/13	12/14	13/15
22	Модуль зубчастий коліс, мм	m	5	5	5	5	5	5	5	4	4	4
23	Число сателітів у планетарному редукторі	κ	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Примітки: 1) Момент інерції ланок 2 і 3 обчислити за формулою $I_S = m^2/7$. 2) Положення центрів мас вважати посередині довжин ланок. 3) При проектуванні кривошипно–коромислового механізму для визначення положення точки С на лінії переміщення повзуна 5 слід урахувати, що кут між вертикаллю й шатуном 4 при крайньому нижньому положенні F'' повзуна 5 повинен бути не менш 5° (див. рис. 5, а).

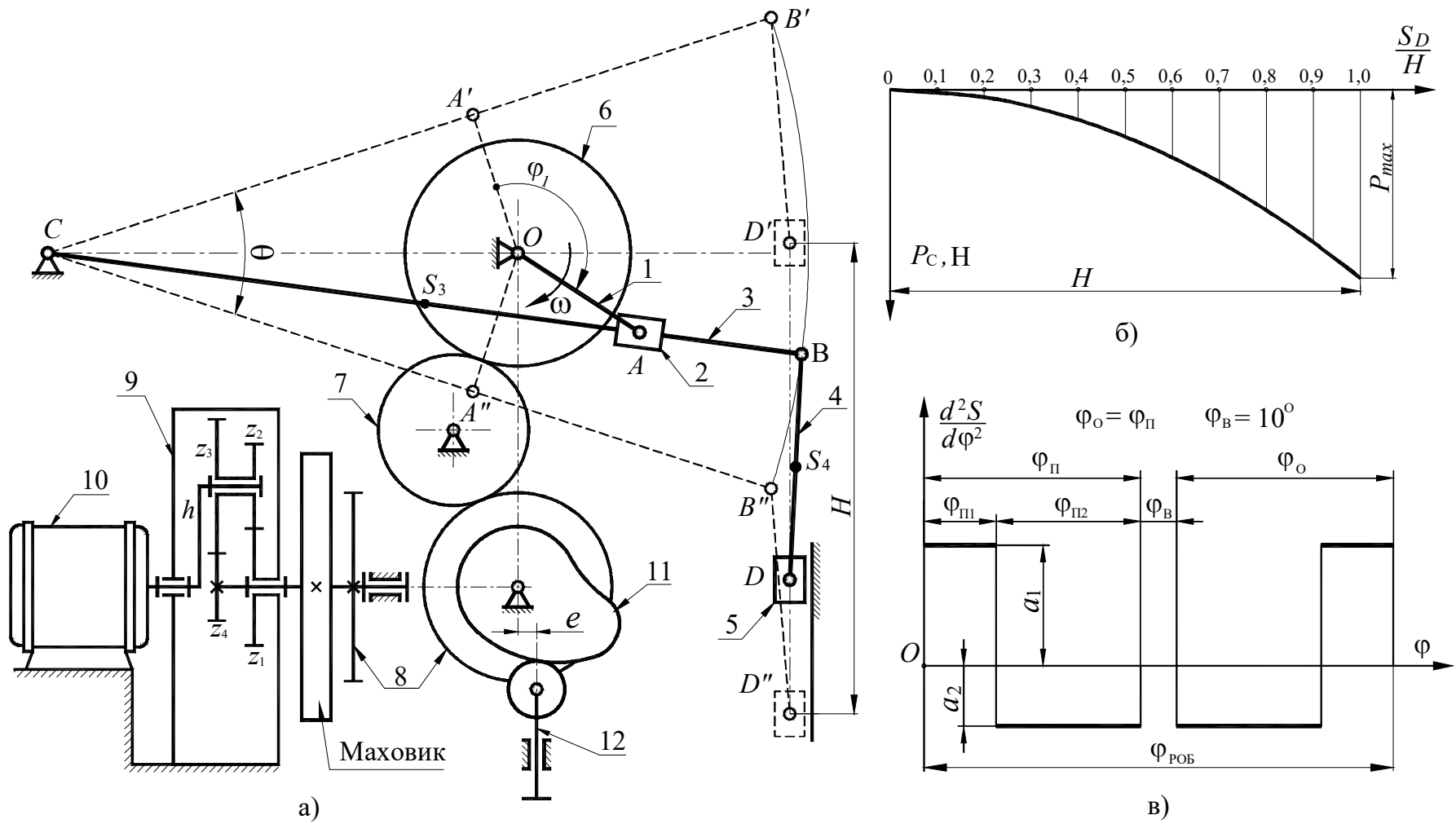


Рисунок 6. Механізми брикетувального автомата

Вихідні дані

Таблиця 6

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Максимальна довжина ходу повзуна, м	H	0,38	0,36	0,34	0,40	0,34	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5
2	Частота обертання кривошипа, про/хв	n_1	200	240	180	220	150	180	200	220	240	260
3	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	2800	2400	2400	2200	2500	2820	2820	2820	2820	2820
4	Максимальне зусилля пресування, H	P_{Cmax}	34000	36000	35000	33000	32000	37000	38000	39000	40000	41000
5	Міжосьова відстань між опорами кривошипа і куліси, м	l_{OC}	0,18	0,20	0,21	0,19	0,22	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28
6	Коефіцієнт зміни швидкості повзуна	K_V	2	1,8	1,9	1,7	1,6	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5
7	Відношення довжини шатуна до довжини куліси	L_{BD}/l_{BC}	0,30	0,33	0,36	0,34	0,32	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
8	Відношення відстані від точки D до центру мас шатуна до довжини шатуна	L_{BS4}/l_{BD}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
9	Маса повзуна 5, кг	m_5	50	60	55	65	70	75	80	85	90	95
10	Маса куліси 3, кг	m_3	30	40	35	45	40	45	50	55	60	65
11	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	1/10	1/14	1/15	1/12	1/16	1/12	1/14	1/15	1/18	1/20
12	Момент інерції ротора електродвигуна і зубчастого механізму зведений до вала електродвигуна, кг·м ²	$I_{зв1}$	0,1	0,12	0,15	0,18	0,15	0,15	0,15	0,18	0,18	0,2
13	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	270	240	270	240	270	210	240	270	210	240
14	Максимальний підйом штовхача, м	h	0,030	0,035	0,040	0,042	0,038	0,038	0,04	0,042	0,046	0,048
15	Максимально допустимий кут тиску штовхача, градуси	$\alpha_{доп}$	20	25	24	26	22	30	30	30	30	30
16	Кут робочого профілю кулачка, градуси	$\delta_{раб}$	190	200	180	210	220	160	170	180	190	200
17	Кут повороту кулачка, який відповідає дальньому вистою штовхача, градуси	$\varphi_{вист}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
18	Відношення величин прискорень штовхача	$v = a_1/a_2$	1,8	1,6	1,9	2	1,7	1,5	1,8	2,0	1,5	2,0
19	Число зубців коліс 6 і 7	z_6/z_7	15/10	12/9	12/8	11/8	14/10	10/12	11/13	12/9	13/10	14/9
20	Число зубців колеса 8	z_8	15	11	12	12	14	18	20	16	25	20
21	Модуль зубчастих коліс 6, 7 і 8	m	5	5	5	5	5	4	4	4	4	4
22	Число сателітів у планетарному редукторі	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Примітки: 1) Момент інерції куліси 3 обчислити за формулою $I_S = 0,1ml^2$. 2) При проектуванні кривошипно-кулісного механізму вісь повзуна 5 має проходити через середину стріли прогину дуги, що стягає крайні положення точки B куліси BC . 3) Геометричний розрахунок евольвентної зубчастої передачі виконати для коліс 6 і 7. 4) Центр мас ланки 3 розташований посередині довжини ланки ($l_{CS3}/l_{BC}=0,5$).

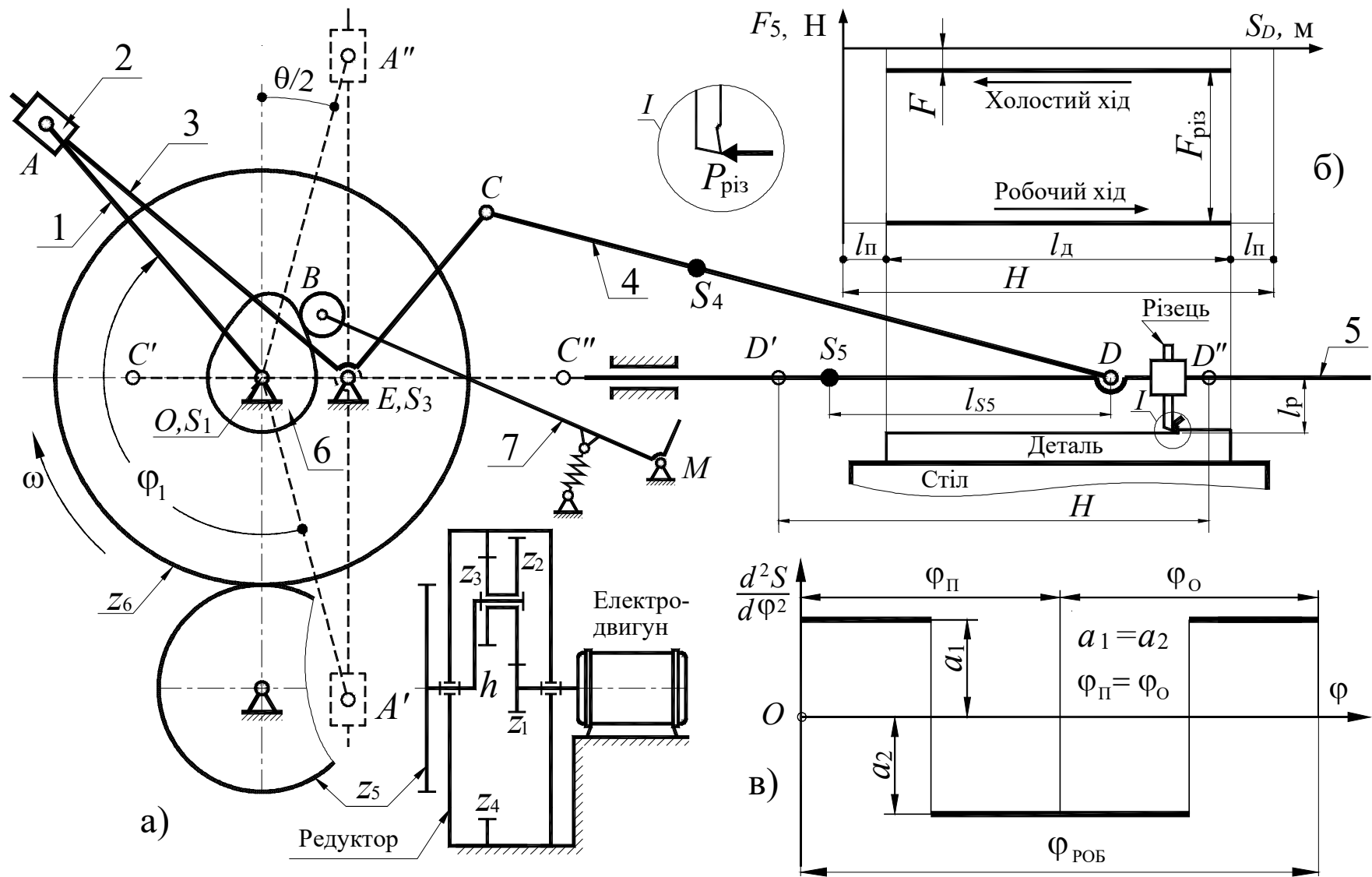


Рисунок 7. Механізми стругального верстата

Вихідні дані

Таблиця 7

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Максимальна довжина ходу повзуна, м	H	0,28	0,20	0,25	0,30	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3
2	Довжина перебігу різця, м	l_{π}	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H
3	Міжосьова відстань у кривошипно–кулісному механізмі, м	l_{OE}	0,040	0,050	0,050	0,065	0,030	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
4	Співвідношення між розмірами ланок 3 і 4	$\lambda=l_{CE}/l_{CD}$	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
5	Коефіцієнт зміни швидкості повзуна 5	K_V	1,3	1,40	1,45	1,40	1,6	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
6	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	90	80	100	85	110	75	75	120	120	120
7	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	1440	1440	2890	2890	2890	1440	1440	2890	2890	2890
8	Виліт різця, м	l_p	0,08	0,05	0,07	0,09	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
9	Сила різання, Н	$P_{різ}$	2000	1800	1500	2500	1800	2000	2200	2400	2700	3000
10	Сила тертя між повзуном 5 і напрямними, Н	F_5	200	200	150	250	180	200	220	240	260	280
11	Маса ланки 5, кг	m_5	50	40	40	60	30	30	35	40	45	50
12	Маса шатуна 4, кг	m_4	10	13	15	12,5	12	10	12	14	16	18
13	Маса куліси 3, кг	m_3	15	15	15	20	15	15	15	15	20	20
14	Маса кулісного повзуна 2, кг	m_2	0,5	1,0	0,4	0,5	0,3	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
15	Координата центру мас повзуна 5, м	ls_5	0,15	0,10	0,12	0,18	0,10	0,1	0,1	0,12	0,12	0,15
16	Відношення, що визначає положення центру мас шатуна 4	l_{CS4}/l_{CD}	0,3	0,35	0,40	0,30	0,50	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
17	Положення центру мас куліси 3	l_{ES3}/l_{CE}	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3
18	Коефіцієнт нерівномірності обертання головного вала	δ	0,075	0,050	0,080	0,060	0,040	0,05	0,05	0,06	0,06	0,75
19	Момент інерції ротора електродвигуна, зубчастого механізму, валів і т.д., зведений до вала кривошипа, кг·м ²	$I_{зв1}$	50	70	80	60	25	25	35	50	50	50
20	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ	45	150	30	60	150	180	90	120	210	75
21	Числа зубців коліс 5 і 6	z_6/z_5	16/10	14/9	15/10	15/9	13/8	14/10	13/9	12/8	15/9	16/10
22	Модуль зубчастих коліс 5 і 6, мм	m	5	5	4	6	6	5	5	5	5	5
23	Довжина важеля штовхача, м	l_{BM}	0,2	0,3	0,15	0,18	0,12	0,2	0,22	0,24	0,24	0,26
24	Дуговий хід точки В штовхача 7, м	h	0,08	0,10	0,06	0,07	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
25	Максимально допустимий кут тиску штовхача, градуси	$\alpha_{доп}$	40	42	35	30	30	35	35	40	40	30
26	Число сателітів у планетарному редукторі	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Примітка: Момент інерції шатуна 4 і куліси 3 визначити за залежностями: $I_{S4} = 0,1m_4l_{CD}^2$; $I_{S3} = 0,1m_3l_{CE}^2$.

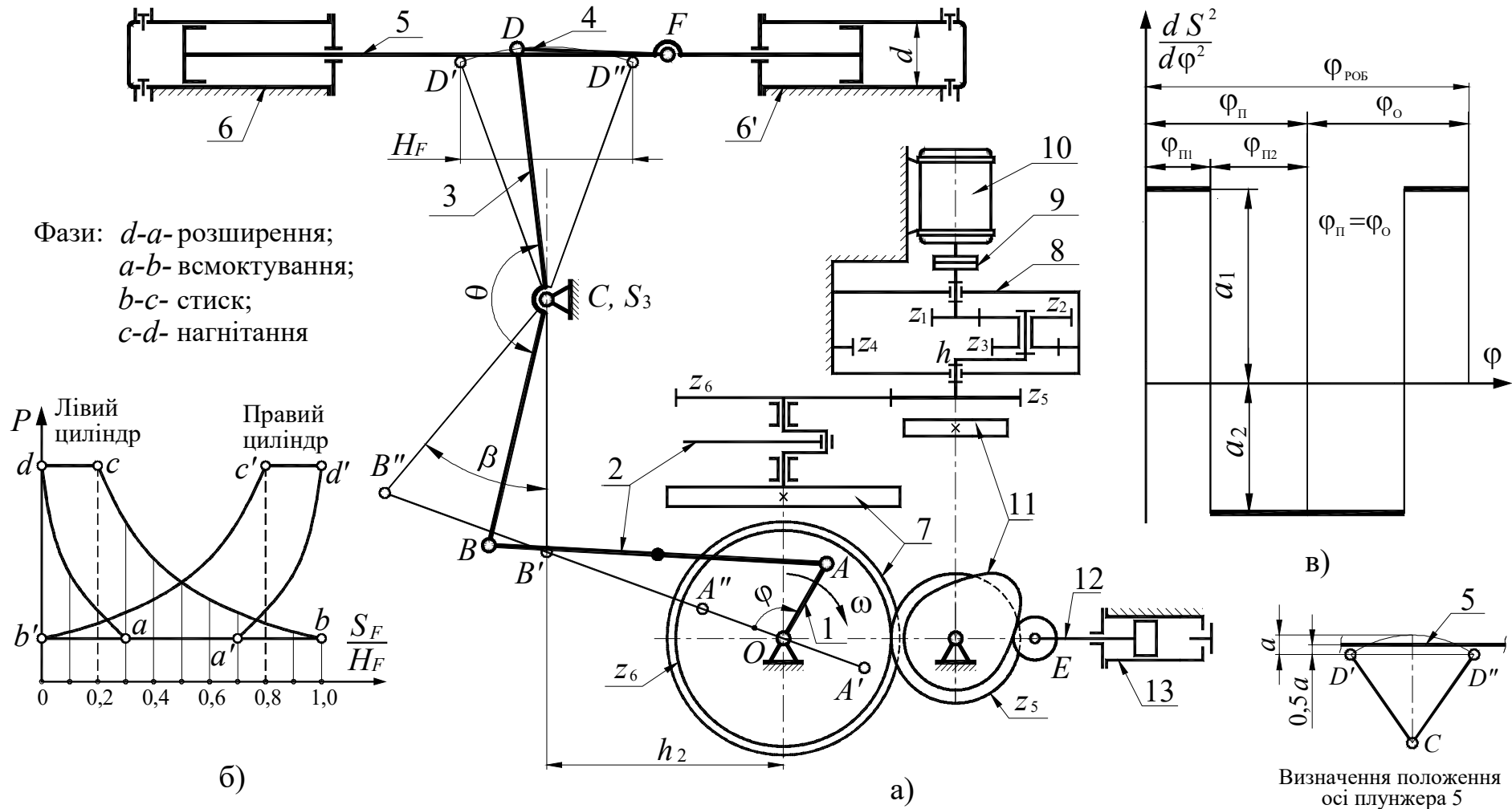


Рисунок 8. Механізми двохциліндрового компресора

Вихідні дані

Таблиця 8.1

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Максимальний хід поршнів, м	H_F	0,070	0,065	0,060	0,075	0,08	0,085	0,09	0,055	0,08	0,095
2	Кут хитання коромисла, градуси	β	36	30	40	38	30	40	40	40	40	40
3	Конструктивний кут, градуси	θ	165	160	155	165	170	160	160	160	160	160
4	Розмір по стійці, м	h_2	0,118	0,120	0,125	0,120	0,120	0,115	0,110	0,100	0,11	0,115
5	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	140	120	135	130	145	10	105	110	115	125
6	Максимальний тиск у циліндрі, МПа	P_{max}	15	12	14	15,5	16	17	18	19	20	22
7	Діаметр циліндра, м	d	0,075	0,08	0,07	0,075	0,08	0,08	0,08	0,06	0,075	0,09
8	Маса ланок, кг	m_2	1,2	1,3	1,1	1,4	1,5	1,4	1,5	1,0	1,5	1,6
		m_3	2,8	3,0	2,6	2,9	3,0	2,8	3	2,2	2,5	3,0
		m_5	4,9	5,0	4,8	4,5	5,2	5,0	5,0	3,5	4,0	6,0
9	Момент інерції ланок 1-ї групи, зведений до вала кривошипа, кг·м ²	I_0	0,2	0,18	0,15	0,25	0,3	0,3	0,35	0,15	0,25	0,35
10	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	δ	1/15	1/18	1/22	1/20	1/25	1/12	1/15	1/16	1/18	1/20
11	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	60	120	140	300	330	30	90	150	120	60
12	Кут робочого профілю кулачка, градуси	$\delta_{роб}$	180	160	240	200	180	150	210	180	240	180
13	Хід плунжера насоса (штовхача кулачкового механізму), м	h	0,035	0,04	0,045	0,030	0,050	0,03	0,04	0,025	0,035	0,03
14	Відношення величин прискорень штовхача	a_1/a_2	1	2	1	2	1	2	1,5	1,5	1	1
15	Число зубців	z_6/z_5	14/12	15/11	12/10	13/12	14/10	14/9	16/8	14/13	12/9	12/8

Значення тиску в циліндрах компресора в частках від p_{max} в залежності від положення поршня

Таблиця 8.2

Рух поршнів S		S_F/H_F	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Циліндр 6	Вправо	p/p_{max}	1	0,5	0,28	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	Вліво		1	1	1	0,74	0,57	0,46	0,38	0,32	0,27	0,23	0,2
Циліндр 6'	Вправо	p/p_{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,28	0,5	1,0
	Вліво		0,2	0,23	0,27	0,32	0,38	0,46	0,57	0,74	1	1	1

Примітки: 1) Центри мас ланок 2 і 5 прийняти посередині їхніх довжин. 2) Довжину шатуна 4 прийняти рівної $l_{DF}=H_F$. 3) Момент інерції шатуна 2 і коромисла 3 визначити за залежністю $I_S=m_l^2/10$. 4) Визначення розмірів $l_{OA}, l_{AB}, l_{BC} = l_{CD}$ слід зробити за заданими $H_F, \theta, \beta, \alpha_{max}, K_V$ і h_2 , враховуючи, що стрижень DC ланки 3 у середній позиції займає вертикальне положення. 5) Модуль зубчастих коліс 5 і 6 $m=5$ мм. 6) Число сателітів у планетарному редукторі $k=3$. 7) Частота обертання вала електродвигуна $n_{дв}=2920$ об/хв. 8) Коефіцієнт зміни середньої швидкості $K_I=1$. 9) Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі $\alpha_{доп}=30^\circ$.

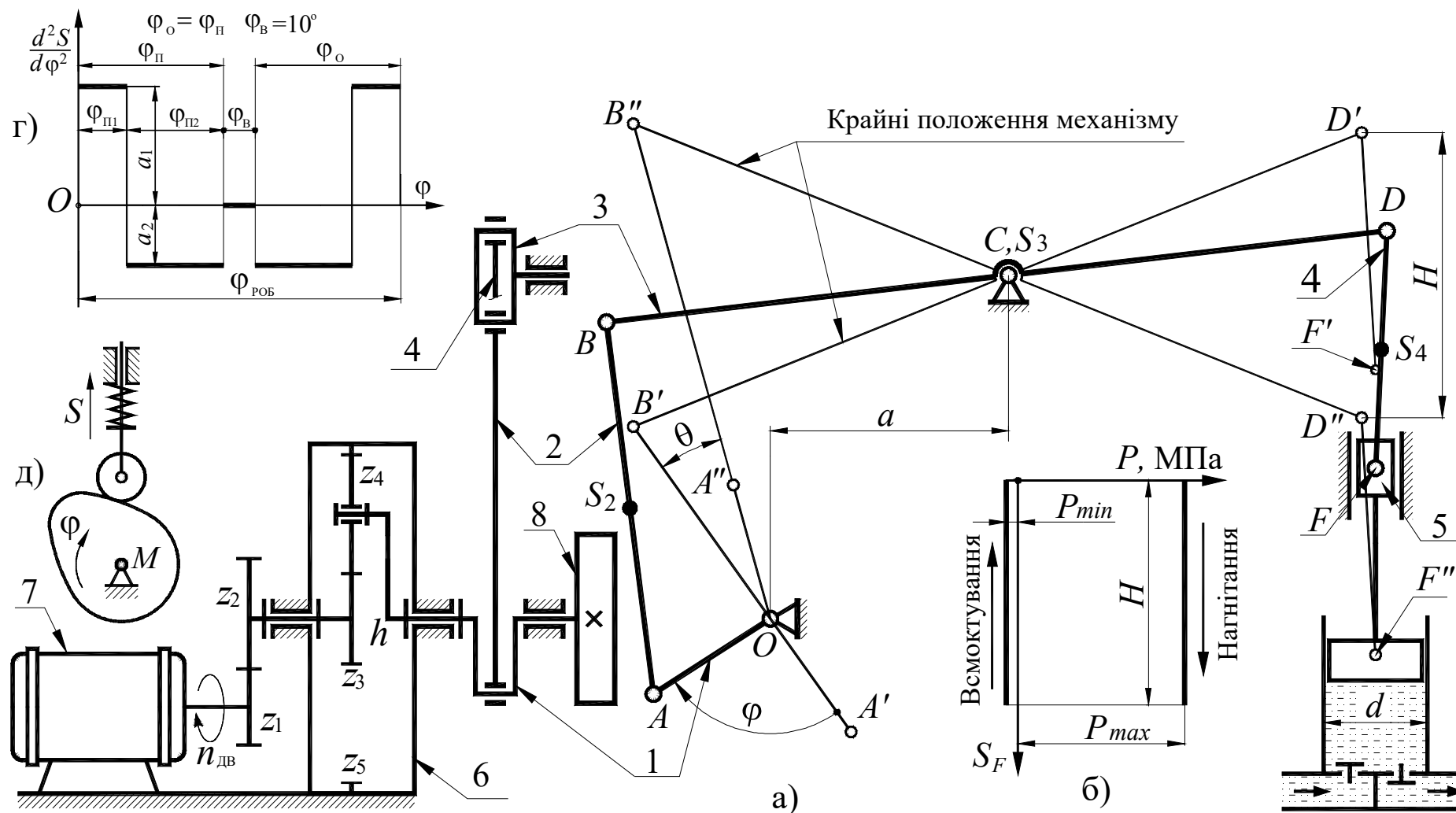


Рисунок 9. Механізми поршневого насоса

Вихідні дані

Таблиця 9

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	960	960	960	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440
2	Частота обертання вала кривошипа, об/хв	n_1	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
3	Діаметр циліндра, мм	d	0,110	0,115	0,120	0,125	0,130	0,1	0,11	0,12	0,125	0,130
4	Хід поршня, м	H	0,120	0,130	0,140	0,150	0,160	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
5	Максимальний тиск рідини в циліндрі, МПа	p_{max}	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
6	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипного вала	δ	1/12	1/12	1/10	1/10	1/8	1/12	1/14	1/15	1/16	1/17
7	Розміри ланок, м	l_{BC}	0,170	0,180	0,190	0,200	0,210	0,175	0,185	0,195	0,205	0,210
		l_{CD}	0,160	0,170	0,180	0,190	0,200	0,170	0,180	0,190	0,2	0,205
		l_{DF}	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
8	Зведений до вала кривошипа момент інерції ланок 1–ї групи, кг·м ²	I_0	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
9	Маса ланки 5 (поршень із повзуном), кг	m_5	4	4	4,5	4,5	5	5,5	6	6,5	6	5
10	Маса одиниці довжини ланок 8, 9, 10, кг/м	q	6	6	7	8	9	10	11	12	11	10
11	Кутова координата ланки 1 для силового розрахунку, градуси	φ_1	200	220	240	260	280	180	270	300	330	330
12	Числа зубців коліс 1, 2	z_1/z_2	11/17	14/19	15/20	12/21	13/24	9/13	10/14	10/15	11/15	12/16
13	Модуль зубчастої передачі 1, 2, мм	m	2,5	2,5	3	3	3,5	5	5	5	5	3
15	Кут робочого профілю кулачка, градуси	$\delta_{роб}$	160	120	140	200	230	170	100	150	120	130
16	Хід штовхача кулачкового механізму, м	h	0,035	0,04	0,045	0,030	0,050	0,030	0,040	0,025	0,035	0,030
17	Відношення величин прискорень штовхача	a_1/a_2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2

Примітки: 1) Центри мас S_2 і S_4 прийняті посередині ланок. 2) Моменти інерції I_{S_2} , I_{S_3} , I_{S_4} підрахувати за формулою $I_S = ml^2/10$, де m – маса ланки і l – довжина ланки. 3) Коефіцієнт зміни середньої швидкості поршня $K_V = 1,2$; 4) Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі $\alpha_{доп} = 30^\circ$. 5) Число сателітів у планетарному редукторі $k = 3$.

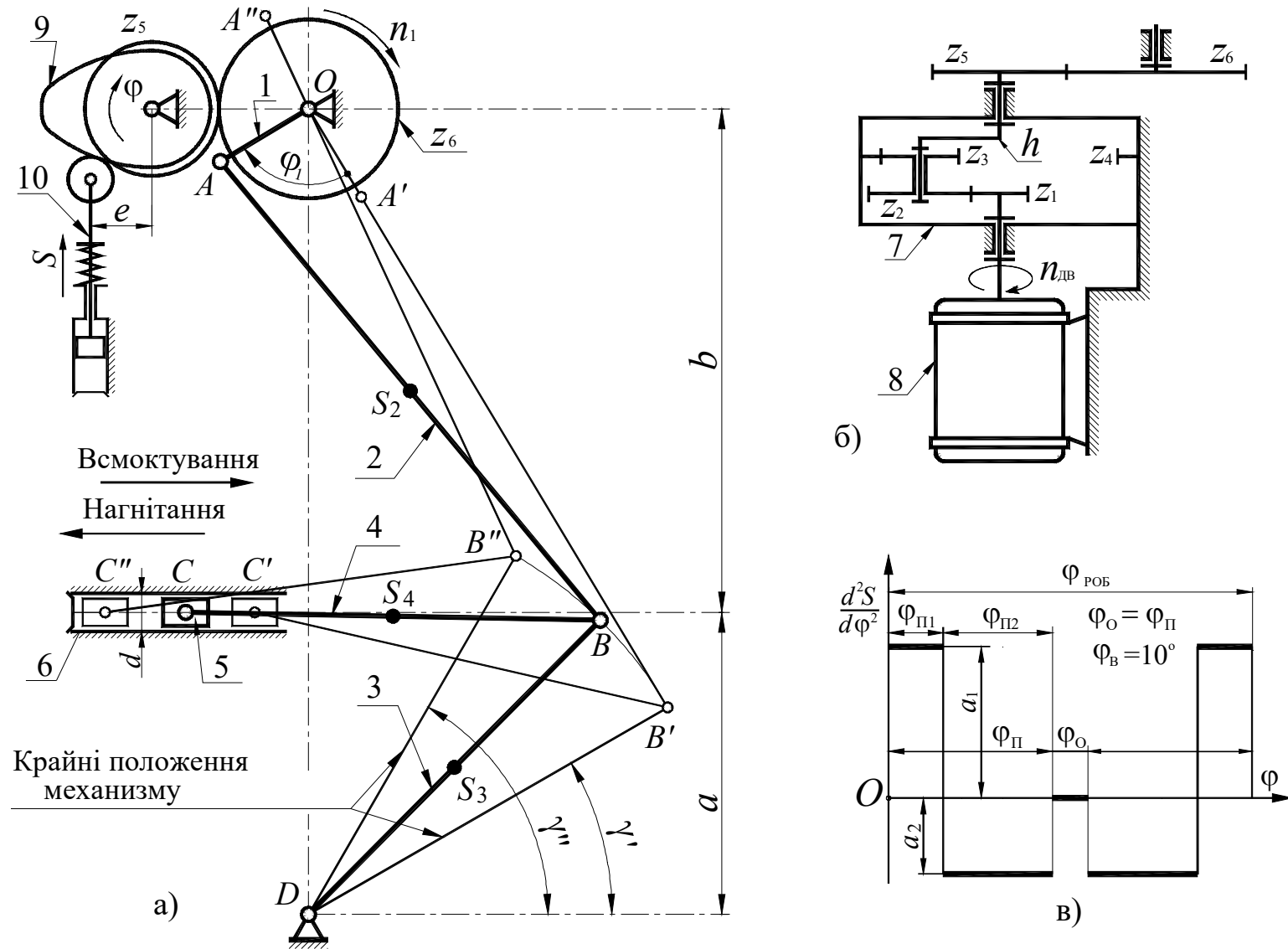


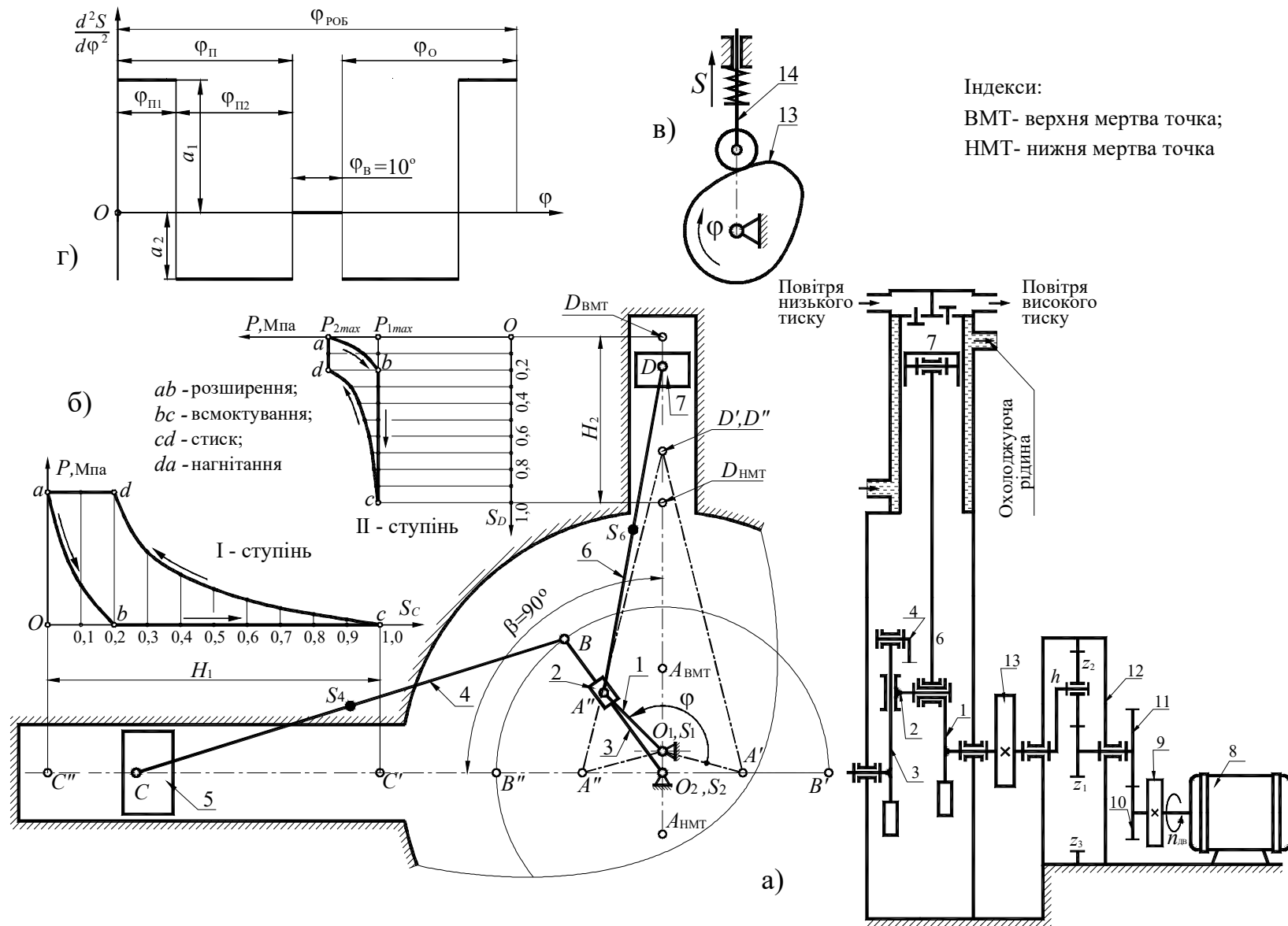
Рисунок 10. Механізми плунжерного насоса

Вихідні дані

Таблиця 10

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Координата центра обертання O кривошипа, м	a	0,135	0,130	0,120	0,125	0,140	0,145	0,150	0,155	0,160	0,165
		b	0,225	0,225	0,225	0,225	0,225	0,230	0,240	0,245	0,250	0,250
2	Довжина ланок l_3 і l_4 , м	$l_{BD} = l_{BC}$	0,185	0,170	0,180	0,190	0,200	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24
3	Кутові координати крайніх положень ланки 3 (відлік від горизонтальної прямої), градуси	γ_1	30	25	35	20	30	25	15	20	20	15
		γ_2	60	65	60	50	70	60	50	45	55	45
4	Діаметр плунжера насоса, м	d	0,05	0,06	0,04	0,05	0,04	0,08	0,09	0,1	0,1	0,1
5	Частота обертання кривошипа 1, про/хв	n_1	100	120	130	100	80	100	90	110	100	120
6	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	975	1440	1440	975	975	1440	1440	1440	1440	1440
7	Тиск рідини в циліндрі при нагнітанні (по ходу плунжера – постійний), МПа	p	2,5	2,8	3,0	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	2,5	3,0
8	Маса шатуна 2, кг	m_2	20	21	25	17	19	20	22	24	25	26
9	Маса шатуна 4, кг	m_4	16	17	15	17	20	20	20	22	23	24
10	Маса повзуна із плунжером, кг	m_5	50	55	55	45	50	50	55	50	55	60
11	Момент інерції ланок 1–ї групи, зведений до вала кривошипа, кг·м ²	I_0	6,0	6,5	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10
12	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипного вала	δ	1/10	1/12	1/9	1/11	1/14	1/10	1/15	1/16	1/15	1/16
13	Координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	30	35	25	15	10	60	120	90	30	45
14	Кут робочого профілю кулачка, градуси	$\delta_{раб}$	240	250	200	150	140	180	160	120	140	150
15	Хід плунжера масляного насоса, м	h	0,016	0,020	0,030	0,017	0,025	0,03	0,025	0,02	0,017	0,016
17	Ексцентриситет штовхача, м	e	0,007	0,010	0,020	0,025	0,010	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
18	Співвідношення між прискореннями штовхача	$v = a_1/a_2$	3	2,5	2	2,7	2,3	2	2	2	2	2
19	Числа зубців коліс 5 і 6	z_6/z_5	15/12	15/11	16/11	15/10	16/13	12/9	14/10	14/11	15/9	13/10

Примітки. 1) Момент інерції шатунів 2 і 4 обчислити за формулою $I_S = ml^2/10$. 2) Вважати, що положення центрів мас знаходяться посередині ланок. 3) Число сателітів у редукторі $k = 3$. 4) Модуль зубчастих коліс 5 і 6 $m = 5$ мм. 5) Визначення основних розмірів механізму виконати за заданими l_{OD} , l_{BC} , l_{BD} . Крайні положення ланки 3 визначаються кутами γ_1 і γ_2' . 6) Тиск рідини в циліндрі 6 при всмоктуванні вважати рівним атмосферному. 7) При силовому розрахунку механізму кут φ_1 відраховується від крайнього положення при куті коромисла 3, рівному γ' . 7) Геометричний розрахунок евольвентної зубчастої передачі виконати для коліс із числами зубів z_5 і z_6 . 8) Допустимий кут тиску в кулачковому механізмі, $\alpha_{доп} = 30^\circ$.



Індокси:
 ВМТ- верхня мертва точка;
 НМТ- нижня мертва точка

Рисунок 11. Механізми двохступінчастого компресора

Вихідні дані

Таблиця 11.1

№	Найменування параметра	Позначення	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Середня швидкість поршня II ступеня, м/с	V_{cp}	2,0	1,85	1,6	2,1	2,25	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
2	Частота обертання колінчастого вала, об/хв	n_1	600	500	400	650	700	450	550	750	700	500
3	Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
4	Діаметр циліндра I ступеня, м	d_1	0,30	0,28	0,27	0,31	0,32	0,34	0,36	0,38	0,38	0,36
5	Діаметр циліндра II ступеня, м	d_2	0,20	0,18	0,17	0,21	0,22	0,19	0,21	0,23	0,23	0,21
6	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	δ	1/80	1/90	1/100	1/90	1/80	1/50	1/60	1/70	1/80	1/90
7	Маса поршня I ступеня, кг	m_5	18	17	16	19	20	22	24	26	27	25
8	Маса поршня II ступеня, кг	m_7	12	11	10	13	14	15	17	19	20	18
9	Маса шатуна I ступеня, кг	m_4	20	19	18	21	22	25	27	30	30	28
10	Маса шатуна II ступеня, кг	m_6	18	17	16	19	20	23	25	27	28	26
11	Момент інерції ланок I групи, зведений до вала кривошипа, кг·м ²	I_0	13	14,5	18	17	15	18	19	20	15	14
12	Кутова координата для силового розрахунку, градуси	φ_1	60	90	180	270	45	30	60	120	270	45
13	Хід штовхача кулачкового механізму, мм	h	13	12	11	10	14	15	18	20	15	20
14	Кути повороту кулачка, градуси	$\varphi_{II}=\varphi_{OP}$	80	75	70	75	80	90	75	75	80	90
15	Максимально допустимий кут тиску, градуси	$\alpha_{доп}$	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
17	Співвідношення між величинами прискорень штовхача	a_1/a_2	1,8	1,8	2	2	2,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,0
18	Число зубців коліс	z_{10}/z_{11}	9/13	10/15	11/15	12/16	12/15	10/12	9/14	12/16	11/17	10/15

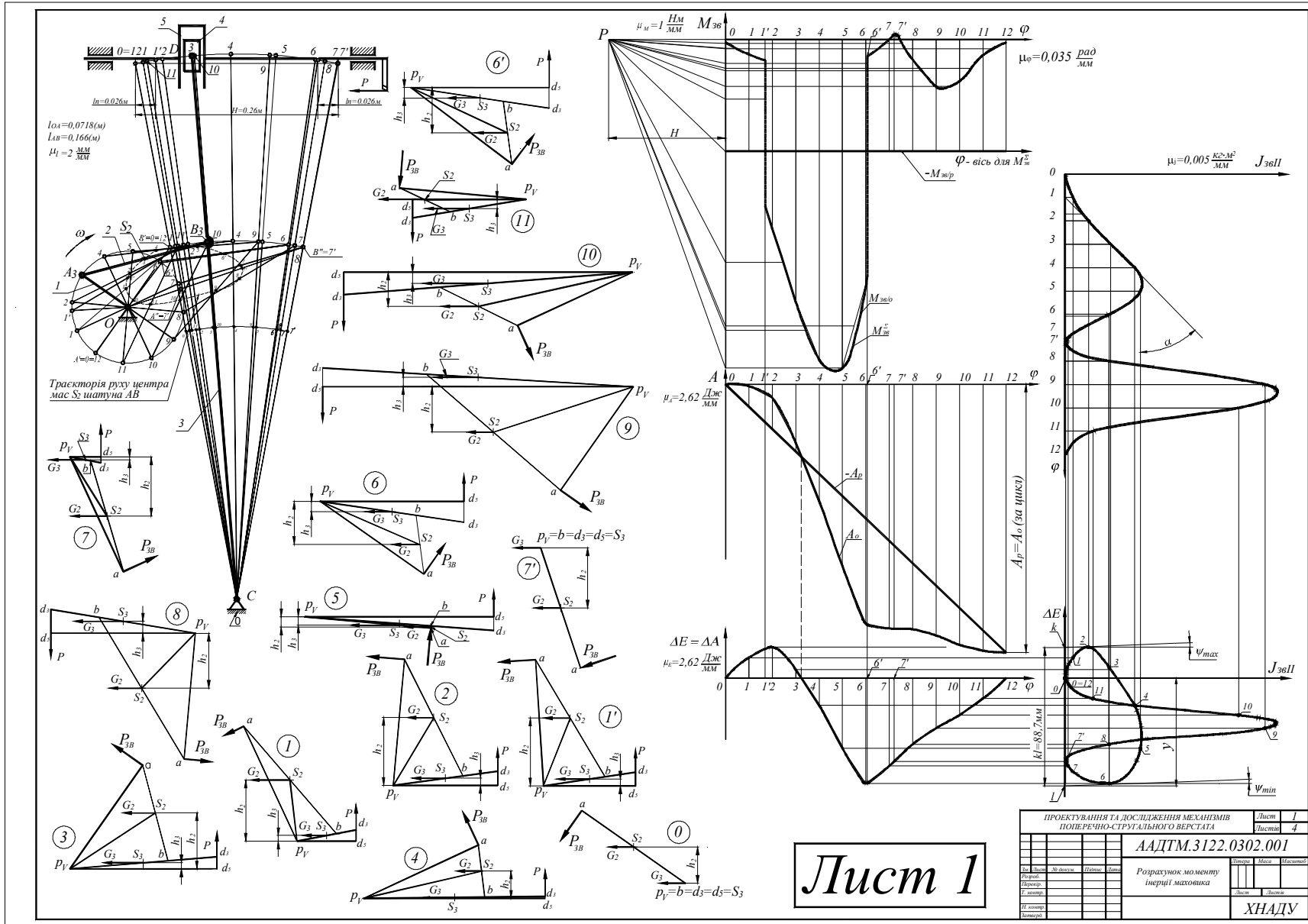
Значення k_p в залежності від положень поршня

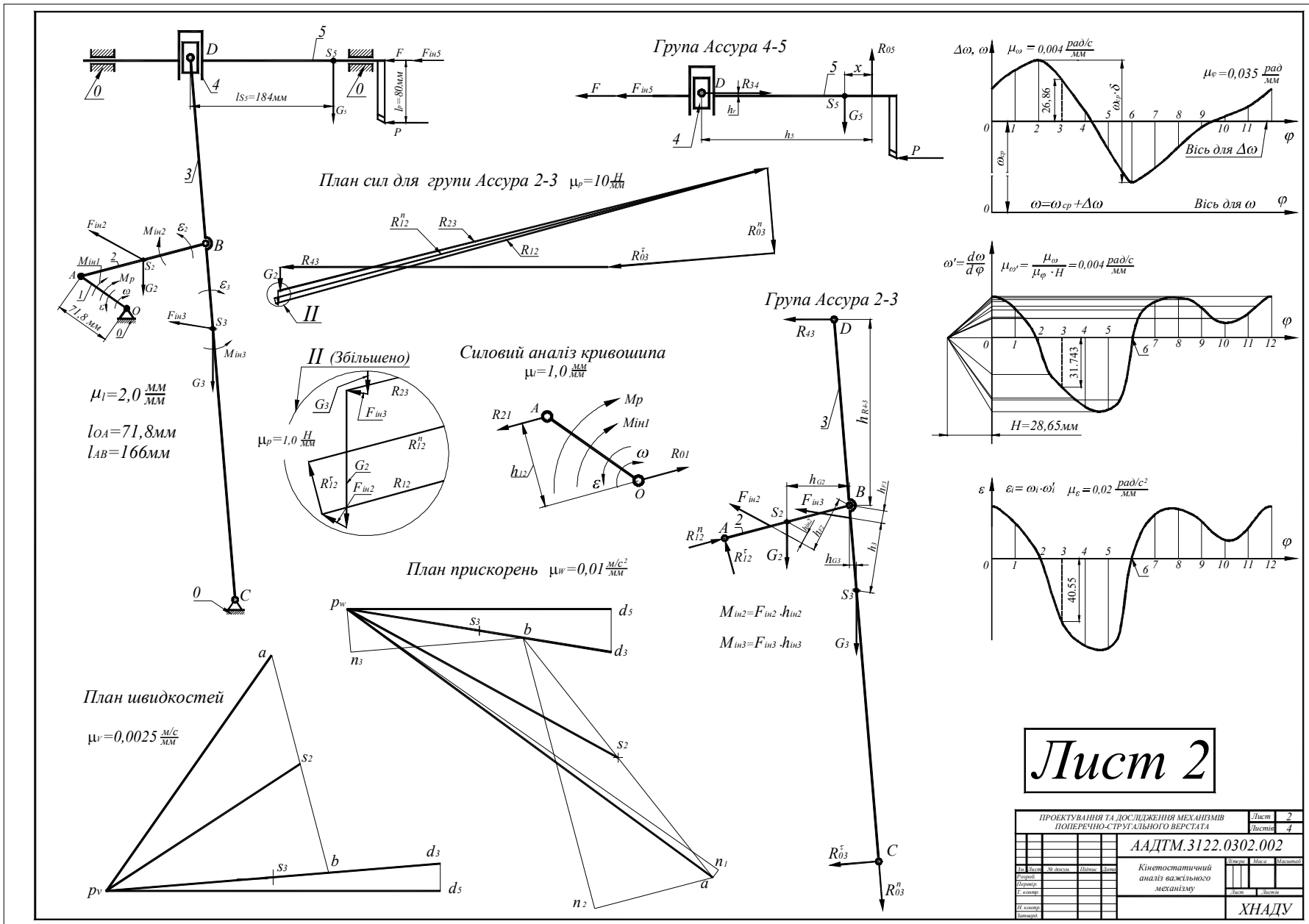
Таблиця 11.2

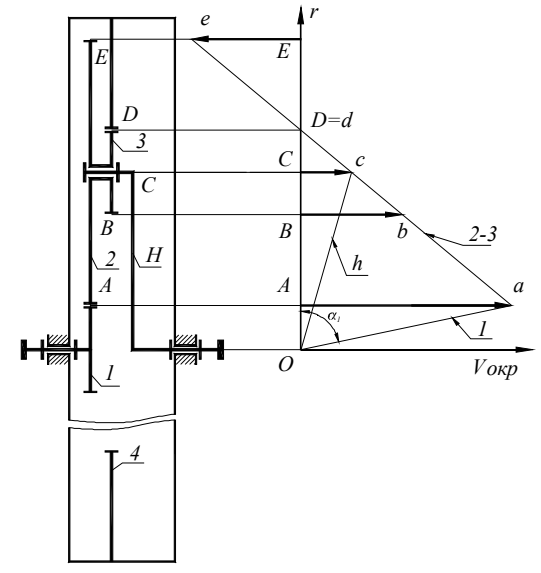
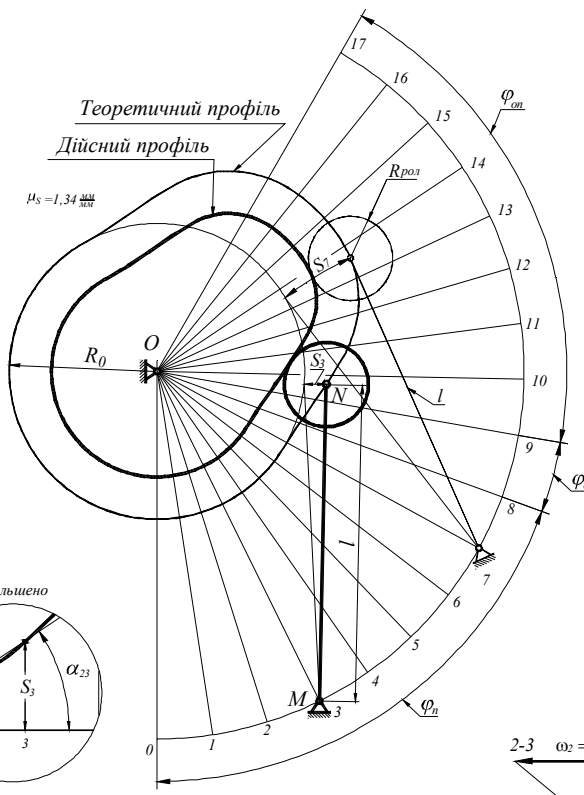
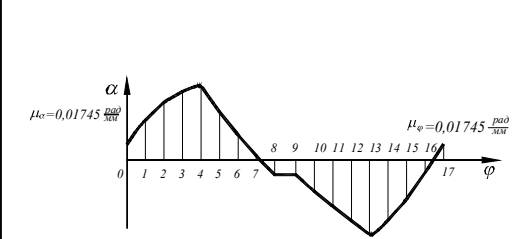
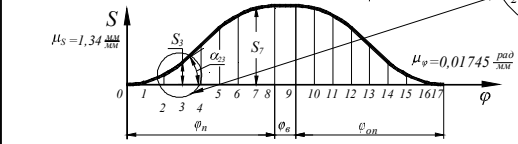
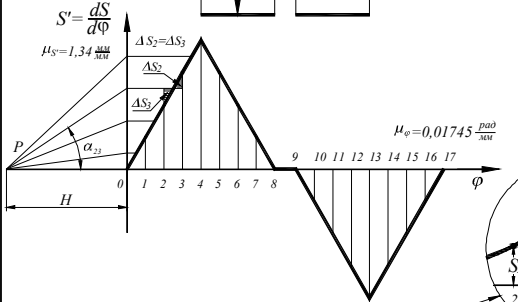
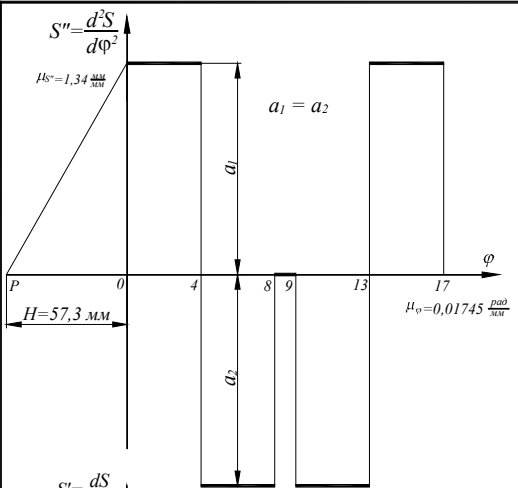
Переміщення поршня (у частках ходу H)		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Для ходу поршня вниз	$k_p = \frac{\Delta p_1}{p_{1max}} = \frac{\Delta p_2}{p_{2max} - p_{1max}}$, де $\Delta p_1 = p_1$; $\Delta p_2 = p_2 - p_{1max}$	1	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Для ходу поршня вгору		1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

Примітки: 1) Для I ступеня $p_{1max} = 0,8$ МПа. 2) Для II ступеня $p_{2max} = 1,1$ МПа. 3) Момент інерції ланок 3, 4 і 6 визначити за залежністю $I = m l^2/10$. 4) Положення центрів мас ланок прийняти посередині їх довжин. 5) $H_1 = 2H_2$, де H_1 – хід поршня I ступеня, H_2 – хід поршня II ступеня. 6) Модуль зубчастих коліс 10 і 11 $m = 4$ мм. 7) Число сателітів у редукторі $k = 3$. 8) Ексцентриситет штовхача $e = 5$ мм. 9) Коефіцієнт зміни середньої швидкості поршня I ступеня $K_V = 1,4$. 9) Довжини шатунів 4 і 6 дорівнюють: $l_{AD} = 4 \cdot l_{O1A}$; $l_{BC} = 3 \cdot l_{O2B}$.

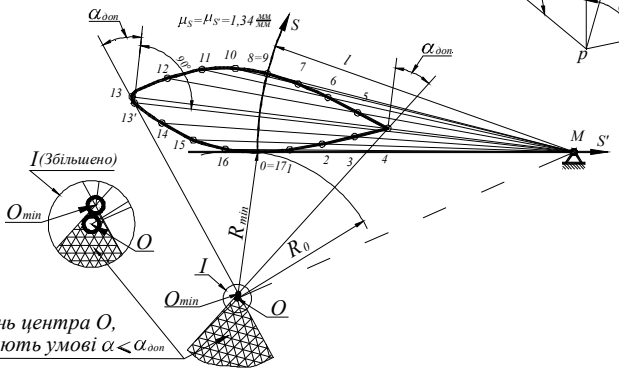
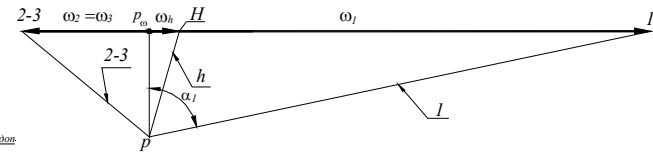
Додатки







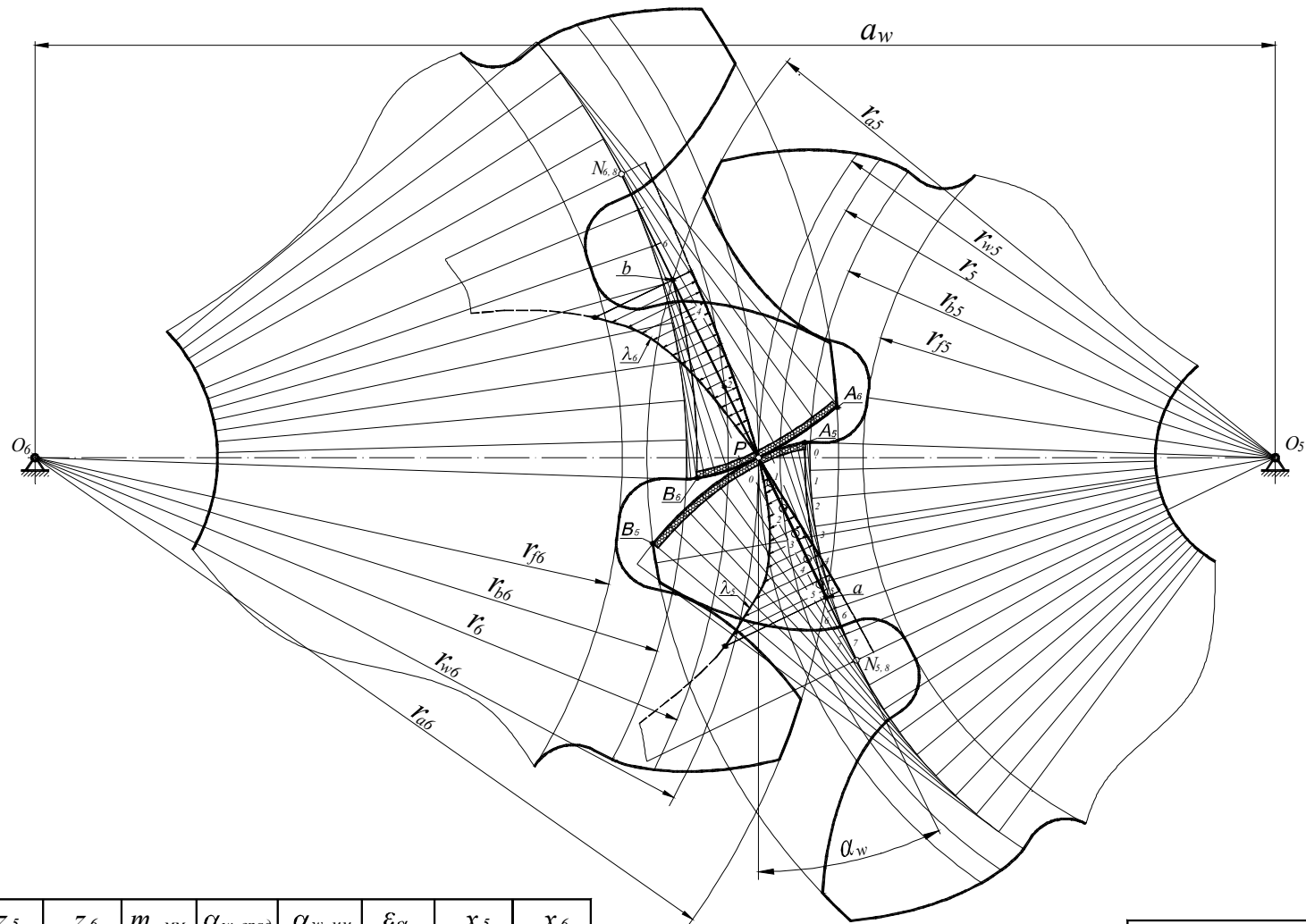
k	z ₁	z ₂	z ₃	z ₄	i ⁽⁴⁾ _{1-н необх}	i ⁽⁴⁾ _{1-н дійсн}	ε, %
3	21	63	20	104	16.9	16.6	1.8



Зона положень центра O, які задовільняють умові $\alpha < \alpha_{доп}$

Лист 3

ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОПЕРЕЧНО-СТРУЖАЛЬНОГО ВЕРСТАТА				Лист	3
				Листів	4
ААДТМ.3122.0302.003					
Синтез кулачкового і планетарного механізмів					
Ізгот.	Відр.	Перев.	Ізв.	Лист	Листів
				ХНАДУ	



Z_5	Z_6	m , мм	α_w , град	α_w , мм	ϵ_α	x_5	x_6
10	14	3,5	25,8	43,84	1,21	0,412	0,18

Лист 4

ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГУЛЬНОГО ВЕРСТАТА				Лист	4
				Листів	4
ААДТМ.3122.0302.004				Витрати	Маса
Побудова картини свольвентного зачеплення				Лист	Листів
				ХНАДУ	
Ізгот.	Відп.	Перев.	Затв.		
Проєкт.	Проєкт.	Проєкт.	Проєкт.		
І. констр.					
І. констр.					

Література

1. Перегон В. А., Воропай О. В., Коряк О. О., Поваляев С. І. Синтез механізмів і динаміка машин: навчальний посібник. Х. : ФОП Бровін О.В., 2023. 164 с. ISBN 978-617-8238-36-0
2. Перегон В. А., Воропай О. В., Коряк О.О., Єгоров П. А. Важливі механізми, передачі та зачеплення: навчальний посібник. Х. : ФОП Бровін О.В., 2025. 188 с. ISBN 978-617-8238-90-2
3. Voropaу A. V., Karpenko V. A., Koriak O. O., Povaliaiev S. I., Sharapata A. S. Theory of mechanisms and machines: Lecture notes Kharkiv National Automobile and Highway University. Kharkiv : KhNAHU, 2023. 95 p.
4. Воропай О. В., Шарапата А. С. Технічна механіка: Конспект лекцій. Харків : ХНАДУ, 2022. 124 с.
5. Воропай О. В., Шарапата А. С., Єгоров П. А. Методичні вказівки до РГР, СРС і практичних занять для студентів денної та заочної форм навчання з дисципліни «Технічна механіка» з спеціальності 275.03 Транспортні технології (на автомобільному транспорті). Харьков : ХНАДУ, 2022. 64 с.
6. Міщенко І.В., Воропай О.В., Красніков С.В. Теоретична механіка. Частина І. Статика. Кінематика: навчальний посібник. Х.: ФОП Бровін О.В. 2025. 158 с. ISBN 978-617-8238-95-7
7. Міщенко І.В., Воропай О.В., Красніков С.В. Теоретична механіка. Частина ІІ. Динаміка: навчальний посібник. Х.: ФОП Бровін О.В. 2025. 154 с. ISBN 978-617-8238-94-0
8. Красніков С.В. Theoretical mechanics: навчальний посібник. Kharkiv: ХНАДУ, 2024. 104 p.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

і завдання до курсового проекту, СРС та практичних занять
з дисципліни «Теорія механізмів і машин»
для студентів денної і заочної форм навчання спеціальностей:
015.32, 015.38, 131, 133, 142

Укладачі: ПЕРЕГОН Володимир Андрійович,
ВОРОПАЙ Олексій Валерійович,
ЄГОРОВ Павло Анатолійович,
КОРЯК Олександр Олексійович,
ШАРАПАТА Андрій Сергійович

Відповідальний за випуск *О.В. Воронай*

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка *Н.В. Ольховської*

План 2025 р. Поз. 5

Підписано до друку 25.09.2025 р. Формат 60×84 1/16.

Гарнітура Times New Roman Cyr.

Ум. друк. арк. 4,6. Обл.-вид. арк. 5,1.

Зам. № 61/25-В Наклад сайт.

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03,
e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення
України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції,
серія № ДК №897 від 17.04 2002 р.