

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(повна назва факультету)

кафедра автоматизації технологічних процесів і виробництв
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістра

(назва освітнього ступеня)

на тему: «Розробка та дослідження автоматичної системи керування
приводами крокуючого шасі мобільного робота»

Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи КАмз-61
спеціальності 151 «Автоматизація
та комп'ютерно-інтегровані технології»

(шифр і назва спеціальності)

	<u>Сава Б. В.</u>
	(прізвище та ініціали)
Керівник	<u>Медвідь В.Р.</u>
	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	<u>Козбур В.Р.</u>
	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	<u>Савків В.Б.</u>
	(прізвище та ініціали)
Рецензент	<u>Левицький В.В.</u>
	(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2021

АНОТАЦІЯ

В магістерській кваліфікаційній роботі розроблено основні вузли та систему керування приводами крокуючого шасі мобільного робота високої прохідності. Проведено динамічний аналіз системи гідроприводу крокуючого шасі в цілому та окремих елементів, – LS-золотників, гідроциліндрів, розподільників.

Крокуюче шасі забезпечить високу адаптацію до нерівностей опорної поверхні, принципово більшу високу маневреність, що допускає переміщення машини в довільному напрямку й повороти на місці, опорну прохідність по ґрунтах з низькою несучою здатністю. Крокуюча машина використовує закладені в принципі крокування можливі розв'язки руху корпусу машини в залежності від дороги. За рахунок зміни руху стоп щодо корпусу крокуюча машина може забезпечити рівномірний і прямолінійний рух корпусу машини при переміщенні по поверхні з нерівностями, що досягають величини дорожнього просвіту машини.

Розроблено систему автоматичного керування, на базі однокристальної мікро-ЕОМ та РІС процесорів. Система керування приводами ніг крокуючої машини забезпечує послідовності циклів руху кожної окремої ноги та забезпечує синхронізацію переміщення всіх ніг згідно заданого алгоритму. При виконанні крокуючої машини у шестиногому варіанті, розроблено циклові алгоритми керування руху трійками ніг, коли в будь-якому положенні вона спирається на три опорні точки, що забезпечує стійке положення. Крім цього система враховує нерівності та стан опорної поверхні для визначення позиції кожної з трьох опорних ніг, з метою забезпечення відповідного заданого положення корпусу крокуючої машини, проводить контроль в точці опори стопи ноги крокуючої машини порівнюючи навантаження в ній з заданим значенням стійкого положення, коли нога забезпечить стійку позицію (відсутність її занурення в опорну поверхню та зміщення по горизонталі, осування).

THE ABSTRACT

In masters qualifying work are developed the basic units and a control system of motives of the mobile robot of tall possibility walking the chassis. The dynamic analysis of system of the hydraulic drive walking the chassis as a whole and separate elements, - LS-valves, hydrocylinders, allocators is lead.

The walking chassis will provide tall adaptation to roughness of a bearing area, basic a greater tall maneuverability which supposes moving the machine to an any direction and turns on a place, basic possibility on soils with low bearing ability. The walking machine uses the circulations incorporated basically possible decoupling of traffic of the case of the machine depending on road. Due to change of traffic concerning the case the walking machine can provide stop uniform and rectilinear motion of the case of the machine at moving on a surface with roughness which attain magnitude of a road clearance of the machine.

The automatic-control system, on the basis of single-crystal micro-CPU and PIC processors is developed. The control system of motives of legs of the walking machine provides sequences of motion cycles of each separate leg and provides synchronization of moving of all legs according to the set algorithm. At accomplishment of the walking machine in six-legs alternative, cyclic control algorithms of traffic are developed by three of legs when in be to which a rule it supports on three basic points which provides a resistant rule. Except for it the system considers roughness and condition a bearing area for definition of a position of everyone from three basic legs, with the purpose of maintenance of the matching set rule of the case of the walking machine, spends the control over a point of support stops of a leg of the walking machine comparing loading in it with a preset value of a resistant rule when the leg will provide a resistant position (absence its plunging in a bearing area and displacement on level, a depression).

ЗМІСТ

ЗМІСТ	5
ВСТУП	7
1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	8
2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА.....	23
2.1 Розробка і аналіз системи гідроприводів ноги крокуючого шасі	23
2.2 Математична модель гідроприводу одного ступеня свободи ноги КМ при використанні насоса з LS-Керуванням.....	23
2.2.1 Математична модель насоса з LS-Керуванням.....	24
2.2.2 Рівняння руху плунжера LS-Золотника:	24
2.2.3 Рівняння руху шайби насоса й штоків гідроциліндрів керування:	25
2.2.4 Рівняння плунжер, пілотний золотник:	26
2.2.5 Рівняння плунжер, основний золотник:.....	26
2.2.6 Рівняння поршень, силовий гідроциліндр.....	27
2.2.7 Початкові умови	29
2.3 Лінійна модель гідроприводу з LS-Регулюванням.....	36
2.3.1 Рівняння напруг в електричному колі магніту (ЕМ).....	36
2.3.2 Рівняння руху плунжера пілотного золотника:	37
2.3.3 Рівняння витрат через основний золотник	40
2.3.4 Рівняння руху поршня силового гідроциліндра	41
2.3.5 Рівняння руху плунжера LS-Золотника.....	42
2.3.6 Рівняння витрати робочої рідини через LS - золотник:	43
2.3.7 Рівняння балансу витрати через LS-Золотника:	43
2.3.8 Рівняння руху поршнів гідроциліндрів керування	44
3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	49
3.1 Характеристики типів опорних поверхонь.....	49
4 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	56

4.1 Типи механізмів крокових машин опорної прохідності	56
4.2 Аналіз кінематичних і динамічних характеристик механізмів крокування з одним ступенем свободи.....	56
4.3 Конструктивні особливості:.....	62
4.4 Класифікація кінематичних схем механізмів крокування.....	67
4.5 Вид використаного в конструкції рушія механізму підйому- опускання опорної стійки (ПОС).	79
4.6 Конструкція опорної стійки.	80
4.7 Спосіб організації руху опорної стійки в заданій площині.	80
4.8 Аналіз розрахункових схем механізмів крокування	82
4.9 Розробка системи керування приводами крокуючої машини	83
5 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА.....	87
5.1 Дослідження динаміки гідроприводу з LS-Регулюванням в середовищі Simulink	87
5.2 Результати моделювання.....	88
6 БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ, ОХОРОНА ПРАЦІ.....	96
6.1 БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	96
6.1.1 Методи захисту та безпека підприємств промисловості, відновлення інженерно-технічного комплексу цеху (заводу).....	96
6.1.3 Основні заходи підвищення безпеки роботи.....	97
6.2 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	100
6.2.1 Розрахунок освітленості робочого місця.....	100
6.2.2 Визначення оптимальних умов праці інженера-оператора	103
ВИСНОВОК.....	107
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	110

ВСТУП

Способи пересування сучасних робототехнічних наземних систем (РТС) характеризуються великою різноманітністю. Основою будь-якого мобільного робота (МР) є шасі тієї чи іншої конструкції. Шасі (або самохідне шасі) являє собою сукупність частин, що забезпечують передачу механічної енергії від двигунів до активних елементів рушія – привідним колесам, зірочкам, шківам, вихідним ланкам механізмів зміни геометрії шасі або механізмів крокування тощо, – об'єднаних разом з приводами в функціональну конструктивну підсистему.

Мета даної кваліфікаційної роботи – якомога повніший структурний аналіз та систематизація застосовуваних на сьогоднішній день схем шасі (СШ). За результатами аналізу великої кількості розробок пропонується класифікація конструктивних і схемних рішень шасі, які відбилися у проектах різних МР, робиться висновок про тенденції розвитку та принципи їх побудови.

У конструкціях наземних РТС, за аналогією з транспортними машинами загального призначення, зазвичай знаходять застосування колісний і гусеничний рушії з найпростішими схемами шасі: фіксованою конфігурацією та різним числом ЕД. У той же час загальна тенденція розвитку наземних РТС у бік мініатюризації, зростаючі вимоги щодо профільної прохідності МР з одночасним зниженням розмірів та маси призводять до необхідності ускладнення конструкцій шасі шляхом додавання різних пасивних чи активних механізмів адаптації. Це дозволяє суттєво підвищити показники профільної прохідності машини та наділити її поруч додаткових функцій

Також розвиваються теоретичні дослідження та створюються конструкції МР (в т. ч. малогабаритні) з крокуючим (наприклад, Boston Dynamics (США), та повзаючим (Hirose Fukushima Robotics (Японія), University of Hamburg (Німеччина), Carnegie Mellon University (США)) принципами пересування.

1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Моделювання умов стабілізації руху автоматичного крокуючого апарата

Розглянемо проблему стабілізації руху крокуючого апарата (мал. 1.1) з метою забезпечення заданої програмної кінематики. Досліджується модель, у якій масивний корпус опирається на ноги, що не мають маси. Керування здійснюється за допомогою моментів, що діють у шарнірах ніг.

Нехай $OXYZ$ – головні центральні осі інерції корпусу. Положення осей $OXYZ$ щодо абсолютних $0_1\xi\eta\zeta$ будемо характеризувати координатами центра мас апарата $\xi\eta\zeta$ і кутами φ, θ, γ (мал. 1.1). Обрані кути визначають положення корпусу відносно нерухомо орієнтованих осей з початком у центрі мас. Проекції $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ вектора кутової швидкості корпусу на осі $OXYZ$ пов'язані з величинами $\dot{\varphi}, \dot{\theta}, \dot{\gamma}$ формулами:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= (\omega_z \cos \gamma - \omega_x \sin \gamma) / \cos \theta \\ \theta &= \omega_x \cos \gamma - \omega_z \sin \gamma \quad \gamma = \omega_y - \varphi \sin \gamma \end{aligned} \quad (1.1)$$

рівняння руху корпусу мають вигляд

$$m \ddot{\xi} = \sum_i N_{i\xi} + F_\xi ; \quad m \ddot{\eta} = \sum_i N_{i\eta} + F_\eta ; \quad m \ddot{\zeta} = \sum_i N_{i\zeta} + F_\zeta ;$$

$$A \dot{\omega}_x = M_x - (C - B) \omega_x \omega_z ; \quad B \dot{\omega}_y = M_y - (A - C) \omega_z \omega_x$$

$$C \dot{\omega}_z = M_z - (B - A) \omega_x \omega_y \quad (1.2)$$

де $N_i = (N_{i\xi}, N_{i\eta}, N_{i\zeta})$ — реакція поверхні в точці опори; F — рівнодіюча всіх інших сил, прикладених до апарата; m — маса; A, B, C - моменти інерції корпусу; $M = (M_x, M_y, M_z)$ – вектор моменту щодо центра мас всіх сил, прикладених до апарата:

$$M = \sum_i r_{ci} * N_i + M_F ; \quad (1.3)$$

де радіус-вектори точок опори; M_F — момент сил, що не є реакціями опори.

Прийmemo, що кожна нога складається із двох ланок - стегна а гомілки має одноступеневий шарнір у коліні й двоступеневий, шарнір у крапці підвісу стегна до корпуса [1, 2]. Кут у коліні між гомілкою й стегном позначимо через q - кут між негативним напрямком осі OZ і стегном - через β , а кут між віссю OX , а проекцією стегна на площину OXY - через α (мал. 1.2). Для визначення реакції поверхні в точці опори маємо формули

$$N_x = \frac{M_\alpha \cos \alpha}{L^S} + \frac{M_\alpha L_S - M_q L^S}{l_1 l_1 \sin q} \cos q$$

$$N_y = -\frac{M_\alpha \cos \alpha}{L^S} + \frac{M_\beta L_S - M_q L^S}{l_1 l_1 \sin q} \sin \alpha \quad (1.4)$$

$$N_z = -\frac{M_\beta L_C - M_q L^C}{l_1 l_1 \sin q}$$

у яких $N_x N_y N_z$ - керуючі шарнірні моменти;

$$L^S = l_1 \sin \varphi - l_2 \sin \beta \quad L_S = l_1 \sin \varphi$$

$$L^C = l_1 \cos \varphi - l_2 \cos \beta \quad L_C = l_1 \cos \varphi \quad (1.5)$$

l_1 - довжина гомілки; l_2 - довжина стегна; $\varphi = q + \alpha - \beta$ - кут між гомілкою й негативним напрямком осі OZ (мал. 1.2)

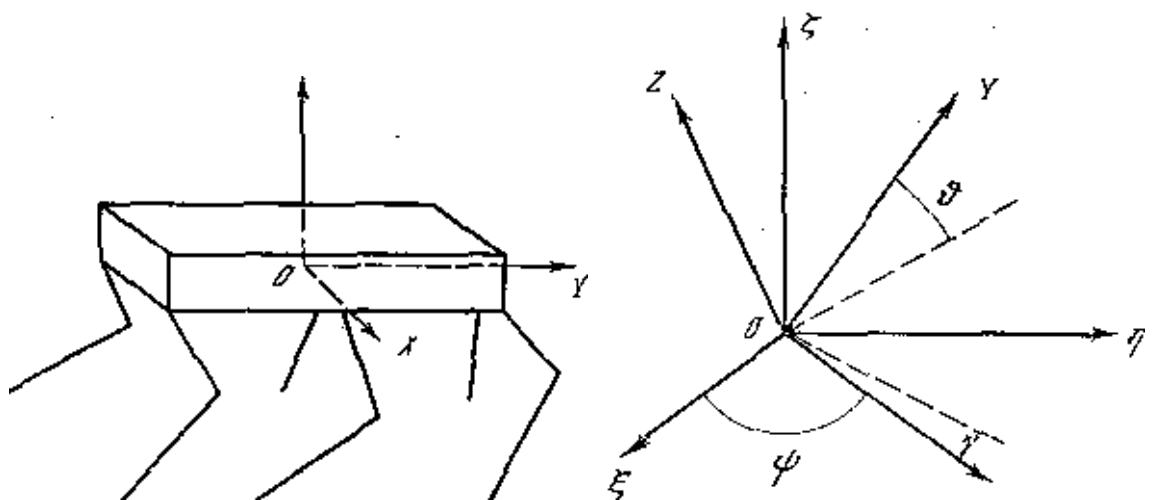


Рисунок 1. 1 – Модель крокуючого апарата. Кутові характеристики корпуса

Узагальнені координати апарата Q визначаються за допомогою чисельного інтегрування рівнянь (1.2) з врахуванням (1.3) і (1.4). Таким шляхом здійснюється імітація реального руху корпусу апарата й перевірка ефективності алгоритму керування [5].

1.2 Керування корпусом апарата

Завдання керування корпусом апарата сформулюємо в такий спосіб. Нехай у фазовому просторі (Q_i) узагальнених координат і швидкостей корпусу задана програмна крива. Потрібно за рахунок керування шарнірними моментами ніг, що перебувають в опорній фазі, забезпечити вихід фазових координат на криву (1.6).

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_H(t) \quad (1.6)$$

Рівняння руху (1.1), (1.2) можна дозволити щодо других похідних від узагальнених координат

$$\ddot{Q} = f(Q, \dot{Q}, N, M, W) \quad (1.7)$$

де через W позначені всі реальні збурювання, що діють на апарат. Під збурюваннями W розуміють, наприклад, відхилення геометричних параметрів, ваги й моментів інерції корпусу від розрахункових значень, помилки визначення напрямку й початку головних центральних осей інерції, помилки відпрацьовування керуючих моментів двигунами, невідомі зовнішні сили, що діють на апарат, і т.д. Позначимо

$$u = f(Q, \dot{Q}, N, M, 0) \quad (1.8)$$

$$v = f(Q, \dot{Q}, N, M, W) - f(Q, \dot{Q}, N, M, 0) \quad (1.9)$$

Таким чином, і являє собою праву частину дозволених щодо других похідних рівнянь руху за умови, що збурювання відсутні [5], Рівняння (1.7) приймає вид,

$$\ddot{Q} = f(Q, \dot{Q}, N, M, W)$$

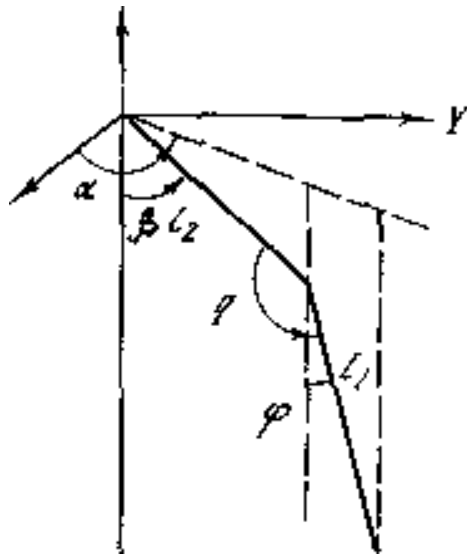


Рисунок 1. 2 – Кінематика ноги

Для можливості врахування діючих на апарат збурювань, введемо корекції керування. Відповідно до ідей про побудову багатокрокового алгоритму керування, викладеними в [3] і [4], будемо робити корекції в дискретні моменти часу, обчислюючи необхідні параметри керування для всього інтервалу часу до моменту наступної корекції.

Нехай t_k — момент корекції. Наступну корекцію заплануємо в момент $t_{k+1} = t_k + T$, де T — величина стандартного інтервалу. Припустимо, що в момент t_{k+1} реалізувалися значення $Q(t_k)$, $\dot{Q}(t_k)$. Зажадаємо від u , щоб у момент t_{k+1} виконувалися рівності

$$Q(t_{k+1}) = Q_H(t_{k+1}), \dot{Q}(t_{k+1}) = \dot{Q}_H(t_{k+1}) \quad (1.10)$$

Рівняння (1.10) має безліч рішень. Шукаємо рішення у вигляді лінійної функції часу [3]

$$u = a_k + b_k(t - t_k), \quad (1.11)$$

де a_k і b_k — параметри, що підлягають визначенню з рівнянь (1.9), (1.10). Справедливі формули

$$a_k = \frac{2}{T[3/T(Q_H - Q_{II}) - (\dot{Q}_H - \dot{Q}_{II})]} \quad (1.12)$$

$$b_k = \frac{6}{T^2[(\dot{Q}_H - \dot{Q}_{II}) - 2/T(Q_H - Q_{II})]}$$

де

$$\dot{Q}_{II} = \dot{Q}(t_k) + \int_0^T v dt;$$

$$Q_{II} = Q(t_k) + \dot{Q}(t_k) T \int_0^T \int_0^T v(\tau) d\tau dt; \quad (1.13)$$

Припустимо, що для $t_k \leq t \leq t_{k+1}$ функція $v(t)$ відома, а керування задається формулами (1.12), (1.13). Рішення рівняння (1.9) на зазначеному інтервалі назовемо лінією переходу. Якщо реальні збурювання співрозмірні із врахованими, то фазова точка буде рухатися уздовж цієї лінії. У протилежному випадку фазова точка зійде неї. Будемо вважати, що додаткових корекцій не потрібно, якщо фазова точка перебуває усередині деякої ε -смуги біля лінії переходу. Як тільки фазова точка виходить за межі ε -смуги, поточний момент вважається новим моментом корекції.

Припустимо, що при $t_{k-1} \leq t \leq t_k$ функція $v(t)$ може бути представлена як лінійна функція часу

$$v(t) = c_{k-1} + d_{k-1}(t - t_{k-1}) \quad (1.14)$$

Виправлення Δc_{k-1} і Δd_{k-1} , що враховують відхилення точки від лінії переходу, обчислюються по формулах

$$\Delta c_{k-1} = \frac{2}{t_k - t_{k-1}} \left[\frac{3}{t_k - t_{k-1}} (Q_{II} - Q) - (\dot{Q}_{II} - \dot{Q}) \right]$$

$$\Delta d_{k-1} = \frac{6}{(t_k - t_{k-1})^2} \left[(\dot{Q}_{II} - \dot{Q}) - \frac{2}{t_k - t_{k-1}} (Q_{II} - Q) \right] \quad (1.15)$$

де \dot{Q}_{II} — координати точки та лінії переходу; Q — координати, що реалізувалися, апарата в момент t_k . Для наступного інтервалу між корекціями приймемо

$$v(t) = c_k + d_k(t - t_k),$$

$$d_k = d_{k-1} + \Delta d_{k-1} c_k$$

$$v(t) = c_{k-1} + \Delta c_{k-1} + d_k(t - t_{k-1})$$

Вираз для проєкцій головного вектора й головного моменту реакцій опорної поверхні, що відповідають руху уздовж лінії переходу, мають вигляд

$$\begin{aligned} N_{\xi} &= tu_{\xi} - F_{\xi} ; M_{N_x} = A(u_{\theta}^{\infty} \cos \gamma + u_{\phi}^{\infty} \cos \theta \sin \gamma) - M_{F_x} \\ N_{\eta} &= tu_{\eta} - F_{\eta} ; M_{N_y} = A(u_{\gamma}^{\infty} + u_{\phi}^{\infty} \sin \theta) - M_{F_y} \\ N_{\zeta} &= tu_{\zeta} - F_{\zeta} ; M_{N_z} = C(u_{\phi}^{\infty} \cos \theta \cos \gamma + u_{\theta}^{\infty} \sin \gamma) - M_{F_z} \end{aligned} \quad (1.16)$$

де $u_{\phi}^{\infty} = u_{\phi} + u_{g\phi}$ $u_{\theta}^{\infty} = u_{\theta} + u_{g\theta}$ $u_{\gamma}^{\infty} = u_{\gamma} + u_{g\gamma}$ відповідають рівнянням (1.9).

Величини визначені формулами

$$\begin{aligned} u_{g\phi} &= \frac{1}{\cos \theta} \left[\omega_y \left(\frac{C+B-C}{C} \omega_x \cos \gamma + \frac{A+B-C}{A} \omega_z \sin \gamma \right) - \right. \\ &\quad \left. - 2(\omega_z \sin \gamma + \omega_x \cos \gamma)(\omega_z \cos \gamma - \omega_x \sin \gamma) \operatorname{tg} \theta \right] \\ u_{g\theta} &= \omega_y \left(\frac{A+B-C}{A} \omega_z \cos \gamma - \frac{C+B-A}{C} \omega_x \sin \gamma \right) - (\omega_z \cos \gamma - \omega_x \sin \gamma)^2 \sin \theta ; \\ u_{g\gamma} &= \frac{A-C}{B} \omega_x \omega_z + (\omega_z \cos \gamma - \omega_x \sin \gamma)(\omega_z \cos \gamma + \omega_x \sin \gamma) + u_{gf} \sin \theta \end{aligned} \quad (1.17)$$

Одержуємо наступну схему обчислення керування. Періодично в кожний момент корекції визначаються коефіцієнти апроксимації c_k і d_k , що дають наближення збурювання для розрахункового інтервалу часу з урахуванням інформації про рух па попередніх інтервалах. Перебувають коефіцієнти функцій і $u(t)$, які забезпечують одержання наприкінці інтервалу необхідних значень Q і \dot{Q}_i . Далі для кожного поточного моменту часу по формулах (1.16), (1.17) можуть бути отримані компоненти головного вектора й головного моменту реакцій, що діють у точках контакту ніг з опорною поверхнею [5].

Реакції в опорних точках повинні задовольняти наступній системі рівнянь:

$$\sum_i N_i = N, \quad \sum_i r_{ci} * N_i = M_N \quad (1.18)$$

де N і M_N обчислюються по формулах (1.16), (1.17). Є обмеження, що описують властивості контакту ноги з поверхнею

$$v_i N_i \geq 0, \quad |N_i - v_i(1 \cdot v_i N_i)| \leq k_i(1 \cdot v_i N_i) \quad (1.19)$$

де k_i — коефіцієнти тертя; v_i — одиничний вектор зовнішньої нормалі до поверхні в точках опори.

Система (1.18) з врахуванням (1.19) має безліч рішень. Наявність ступенів свободи дозволяє врахувати деякі додаткові умови, спрямовані на створення більш високої прохідності. Так, при русі по місцевості, для якої несуча: здатність ґрунту недостатньо добре відома, розумно прагнути до того, щоб реакції в точках опори були по можливості меншою. Критерій

$$\min \max |N_i| \quad (1.20)$$

задовольняє цій вимозі. Для деяких поверхонь коефіцієнт тертя може бути досить малим або його величина відома неточно. Тоді доцільно зажадати, щоб реакція опори перебувала якнайглибше усередині конуса тертя. У результаті приходимо до іншого критерію

$$\min \max |N_i| \frac{|N_i - v_i(v_i N_i)|}{v_i N_i} \quad (1.21)$$

Розглянемо рішення завдання (1.18), (1.19) для випадку, коли всі нормалі V^* паралельні одиничному вектору v . Нехай $N = N_0$, N_0 — одиничний вектор напрямку сумарної сили, $N > 0$. При $M_N = 0$ кут між векторами N_0 і v мінімальний з погляду критерію (1.21), Виберемо систему координат так, щоб вісь $O\xi$ була спрямована уздовж вектора N_0 . Проекції зусиль на вісь $O\xi$ задовольняють системі рівнянь

$$\begin{aligned} \sum_i N_{i\xi} &= N \\ \sum_i N_{i\xi} \xi_i &= -M_{\eta'} + \sum_i N_{i\xi} \zeta_i \\ \sum_i N_{i\xi} \eta_i &= M_{\xi'} + \sum_i N_{i\eta'} \zeta_i \end{aligned} \quad (1.22)$$

Проекції реакцій на площину $O\xi' \eta'$ описуються рівнянням

$$\sum_i N_{i\xi'} = 0 \quad \sum_i N_{i\eta'} = 0$$

$$\sum_i (N_{i\eta'} \xi_i - N_{i\xi'} \eta') = M \zeta' \quad (1.23)$$

Якщо точки опори належать площині, паралельній $O\xi' \eta'$ тоді рівняння (1.22) не залежать від $N_{i\xi'}$ і $N_{i\eta'}$ і завдання про розподіл компонентів $N_{i\xi'}$ вирішується незалежно від завдання (1.23). Якщо точки опори не належать одній площині, паралельній $O\xi' \eta'$, тоді рішення задачі (1.18), (1.19) виходить послідовним. Спочатку вирішується задача (1.22) у припущенні, що $N_{i\xi'} = K$, і $N_{i\eta'} = K$, і визначаються ті точки опори в яких $N_{i\xi'} \neq 0$. Потім для знайденого складу опорних ніг розв'язується завдання (1.23). Отримані значення $N_{i\xi'}$ і $N_{i\eta'}$ використовуються для обчислення точних значень N_i' при повторному рішенні рівнянь (1.22).

Будемо вважати, що праві частини рівнянь (1.22) задані. Невідомими є $N_{i\xi'}$. Позначимо через n число точок опори ($n \geq 3$). Рішення задачі (1.22), що задовольняє критерію (1.20), може відповідати випадку внутрішнього екстремуму, коли $n - 2$ невідомих рівні й максимальні, або екстремуму на границі коли m невідомих дорівнюють нулю, а $n - m - 2$ невідомих рівні й максимальні.

Нехай $P = \max N_{i\xi'}$, Позначимо $R = \sum_i r_i$ де r_i — вектори, задовольняючі рівностям, —

$$\begin{aligned} r_{i\xi'} &= 0; \\ r_{i\xi'} &= \xi'_i - \left(\sum_i N_{i\xi'} \xi'_i - M \eta' \right) / N; \\ r_{i\eta'} &= \eta'_i - \left(\sum_i N_{i\eta'} \eta'_i + M \xi' \right) / N; \end{aligned} \quad (1.24)$$

Позначимо r_1 , r_2 вектори точок, у яких реакції відмінні від максимальних. Оптимальне рішення у випадку внутрішнього екстремуму при $r_1 * r_2 \neq 0$ має вигляд

$$\begin{aligned} P &= N / (1. n - \alpha_1 - \alpha_2); \\ N_{1\xi'} &= P(1.1 - \alpha_1); \quad N_{2\xi'} = P(1.1 - \alpha_2); \end{aligned}$$

де α_1 і α_2 такі, що $R = r_1 \alpha_1 + r_2 \alpha_2$.

Якщо $r_1 * r_2 = 0$, рішення має вигляд (1.25) де $\alpha_2 = K$,

Тому що $0 \leq N_{1\xi'} \leq P$, $0 \leq N_{2\xi'} \leq P$, тобто коефіцієнти задовольняють умовам

$$0 \leq \alpha_1 \leq 1, 0 \leq \alpha_2 \leq 1 \quad (1.26)$$

які являють собою необхідні умови екстремуму. Якщо пара векторів, що задовольняють (1.26), то згідно з ними них (1.25) зведеться до такого вибору, для якого досягається

$$\min_i (\alpha_1 + \alpha_2) \quad (1.27)$$

Екстремум на границі приводиться до розглянутого випадку внутрішнього екстремуму з кількістю опорних ніг, меншим n .

У ряді випадків працездатною виявляється стратегія пояса рішень [5], Виберемо систему координат так, щоб вісь $O\xi'$ збіглася по напрямку з вектором R . Знайдемо дві опорні точки з найбільшими значеннями $r_{i\xi}$ по обох сторонах від осі $O\xi'$. Якщо паралелограм, побудований на векторах r_i цих точок, містить вектор R , беремо, як рішення, відповідний внутрішній екстремум. Якщо зазначений паралелограм не поглинає R , то викидається опорна точка, для якої $\alpha_i > 1$, Якщо $\alpha_2 > 1$ і $\alpha_1 > 1$, викидаємо обоє знайдених вектора. Якщо при такому викиданні кількість опорних ніг, що залишилися, менше трьох, рішення відсутнє, У протилежному випадку процес пошуку рішення триває аналогічно викладеному.

Перейдемо до завдання (1.23). Позначимо $F_i = \sqrt{N_{i\xi'}^2 + N_{i\eta'}^2}$, ψ_i — кут, утворений вектором $F_i = (N_{i\xi'}, N_{i\eta'})$ з віссю $O\xi'$. Будемо шукати рішення системи (1.23) у вигляді

$$F_i = \chi * N_{i\xi'} * k_i \quad (1.28)$$

причому кути ψ_i зводять до мінімуму коефіцієнт K . Екстремуми досягаються при

$$\psi_i = \omega_i + \pi / 2 + \chi_i \pi, \chi_i = 0, 1. \quad (1.29)$$

Кути ω_i визначаються з формул

$$\cos \omega_i = \frac{\xi'_i - \lambda}{\sqrt{(\xi'_i - \lambda)^2 + (\eta'_i - \mu)^2}}; \quad \sin \omega_i = \frac{\eta'_i - \mu}{\sqrt{(\xi'_i - \lambda)^2 + (\eta'_i - \mu)^2}};$$

у яких λ и μ – множники Лагранжа відповідно для першого й другого рівнянь (1.23),

Примускаючи в різних комбінаціях χ_i , рівними 0 і 1, одержуємо всі стаціонарні точки задачі, У випадку опуклого опорного багатокутника комбінація $\chi_i=0$ дає коефіцієнту χ глобальний максимум.

Після рішення завдання (1.23) процес розподілу реакції завершується уточненням компонентів $N_{i\xi}$.

1.3 Моделювання процесу керування

Моделювання процесу керування здійснюється відповідно до блок-схеми, наведеної на мал. 1.3. Блок аналізу ситуації визначає моменти корекцій. Якщо в деякий момент t відхилення фазових координат від лінії переходу лежать у межах ε - смуги, здійснюється наступний крок інтегрування рівнянь руху (1.1), (1.2). По завершенні стандартного часового інтервалу або при виході фазової точки з ε -смуги призначається корекція. При настанні моменту зміни складу опорних ніг відбувається звертання до інформаційного блоку за новими даними. Інформаційний блок видає абсолютні координати опорних ніг, коефіцієнти тертя й вектори нормалей до поверхні.

Блок Модель апарата здійснює інтегрування рівнянь руху, що імітують реальний рух. Значення керуючих шарнірних моментів обчислюються у результаті послідовної роботи трьох блоків.

Визначаються головні керуючі вектори сили й моменту реакцій щодо центра мас корпусу. У блоці розподілу зусиль обчислюються реакції в опорних точках, необхідні для забезпечення головних керуючих векторів сили й моменту. Потім відбувається перевірка, чи попадають сили реакції у відповідний конус тертя. Якщо сила й конус тертя не попадає, блок перераховує реакцію так, щоб вона виявилася на границі конуса тертя.

Блок розрахунку керуючих шарнірних моментів працює відповідно до формул:

$$M_{\alpha_i} = f_i(N_i * r_{ci})$$

$$M_{\beta_i} = e_z(N_i * r_{ci})$$

$$M_{\gamma_i} = f_i(N_i * l_{2i})$$

де l_{2i} — вектор гомілки; e_z — одиничний вектор осі OZ, f_i — одиничний вектор перпендикуляра до площини ноги; N_i — розрахункові опорні реакції.

При чисельному моделюванні процесу керування для виміру довжини була прийнята одиниця, зручна при демонстрації руху на екрані дисплея. Кути вимірялися в радіанах, за одиницю часу прийнята 1 сек.

Розглянемо деякі із варіантів. На рис. 1.4 показана залежність узагальнених координат від часу при виході апарата в деяку фіксовану позу. Збурювання відсутні. Стандартний інтервал між корекціями дорівнює 5 сек. Сформована в початковий момент лінія переходу не переглядається. Порівняно складний характер цієї лінії обумовлений наявністю початкових швидкостей

$$\dot{\xi}_0 = 3; \quad \dot{\eta}_0 = 4; \quad \dot{\zeta}_0 = 5; \quad \dot{\phi}_0 = 0.1; \quad \dot{\theta}_0 = -0.1; \quad \dot{\gamma}_0 = -0.1;$$

На мал. 1.3 показане поведження в цьому варіанті керуючих моментів $M_\alpha, M_\beta, M_\gamma$ у шарнірах шести опорних ніг апарата.

На мал. 1.6 зображений перехід апарата із однієї фіксованої пози в іншу за умови, що є відносні погрішності маси й моментів інерції: $\delta m = 0,005$; $\delta A = 0,02$; $\delta B = 0,25$. Були прийняті наступні припустимі відхилення від лінії переходу:

$$\varepsilon_\xi = \varepsilon_\eta = \varepsilon_\zeta = 1; \quad \varepsilon_\phi = \varepsilon_\theta = \varepsilon_\gamma = 0.01; \quad \varepsilon_{\dot{\xi}} = \varepsilon_{\dot{\eta}} = \varepsilon_{\dot{\zeta}} = 0.1 \quad \varepsilon_{\dot{\phi}} = \varepsilon_{\dot{\theta}} = \varepsilon_{\dot{\gamma}} = 0.1$$

В процесі руху перші три корекції відбуваються в середньому через 0,5 сек при збереженні пози через 3 сек. Стандартний інтервал, як і колись, рівний 5 сек.

На мал. 1.4 представлені графіки шарнірних моментів, що відповідають розглянутому варіанту.

На мал. 1.5 зображене поведження фазових координат апарата при відстеженні програми $\xi=\eta=0, \zeta=65$, а залежність кожної з кутових координат являє собою синусоїду. На апарат діє сила, що обурює, $F = (0,05 \text{ mg}, 0,05 \text{ mgt}, 0,05 \text{ mg})$, а момент, що збурює, $M=(0,03A, 0,03B, 0,06C)$. Початкові умови і кутові координати збігаються із програмними. Початкова швидкість центра мас відмінна від нуля. На малюнку видно високу якість відстеження програмного руху, незважаючи на збурювання.

Поведження шарнірних моментів, що реалізують зазначений рух, показані на мал.1.5 Плавний характер залежності керування від часу пояснюється тим, що проекція центра мас апарата на площину опорного багатокутника в розглянутому варіанті майже нерухлива. Результати математичного моделюванні показують на те, що побудований алгоритм керування забезпечує надійну реалізацію руху для широкого класу програмних залежностей при наявності збурювань.

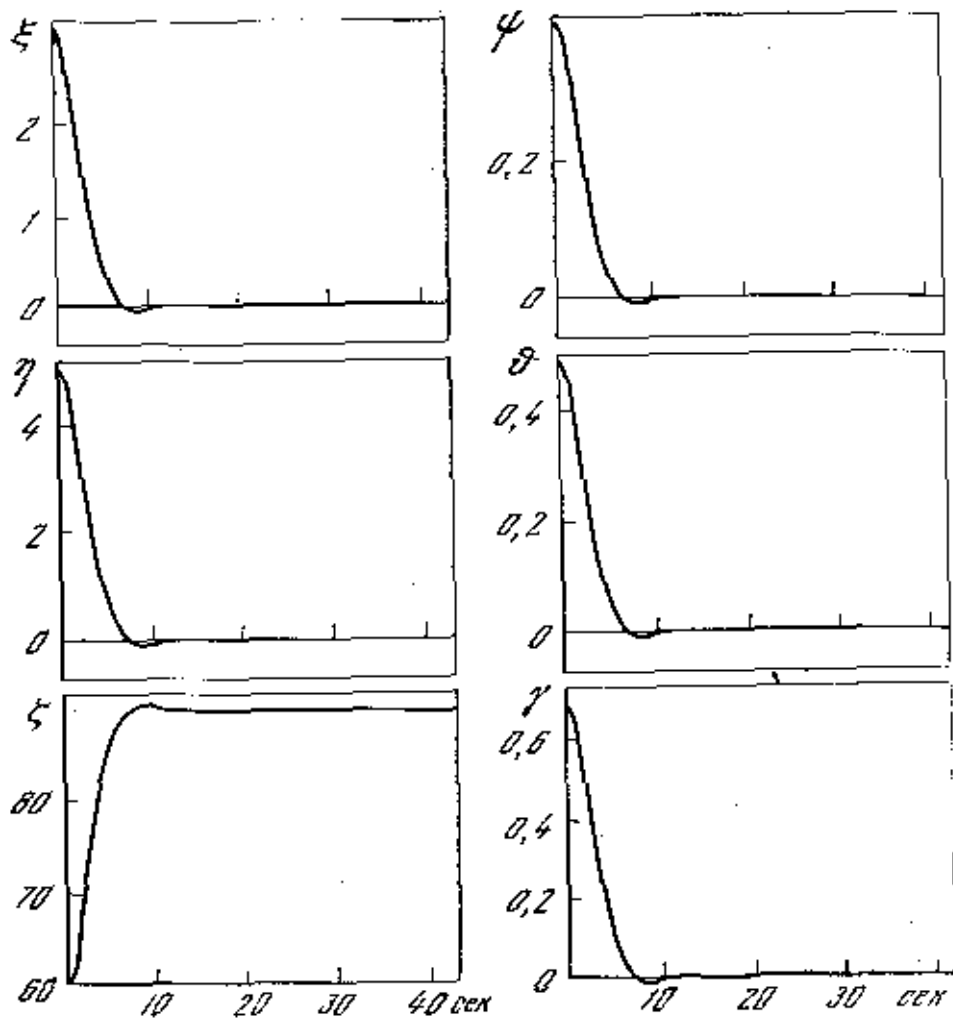


Рисунок 1.3 – Вихід і позиція при наявності похибок у значеннях маси й моментів інерції апарата

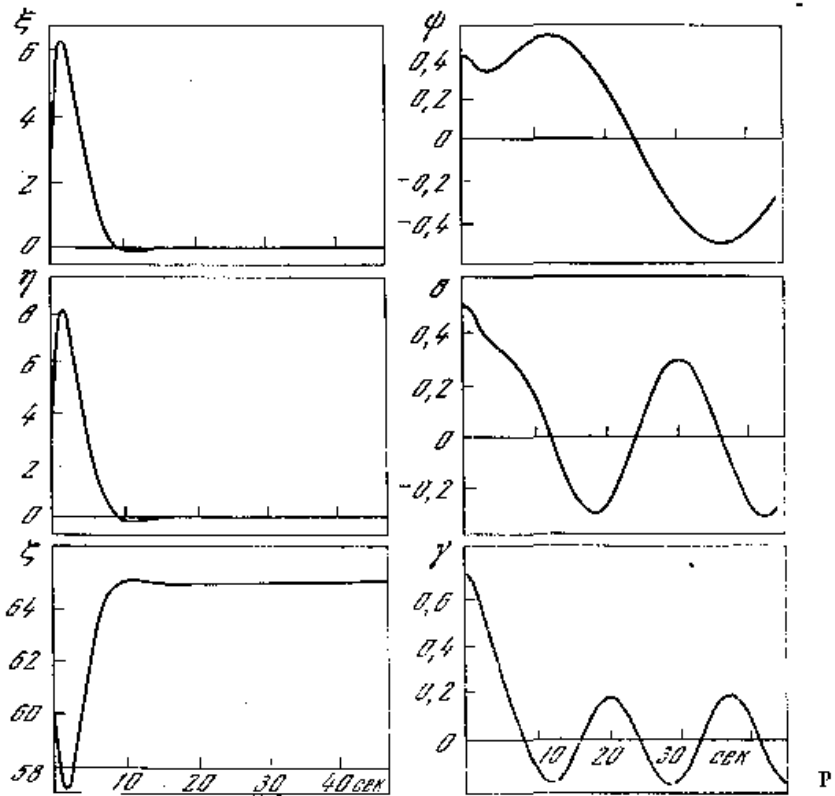
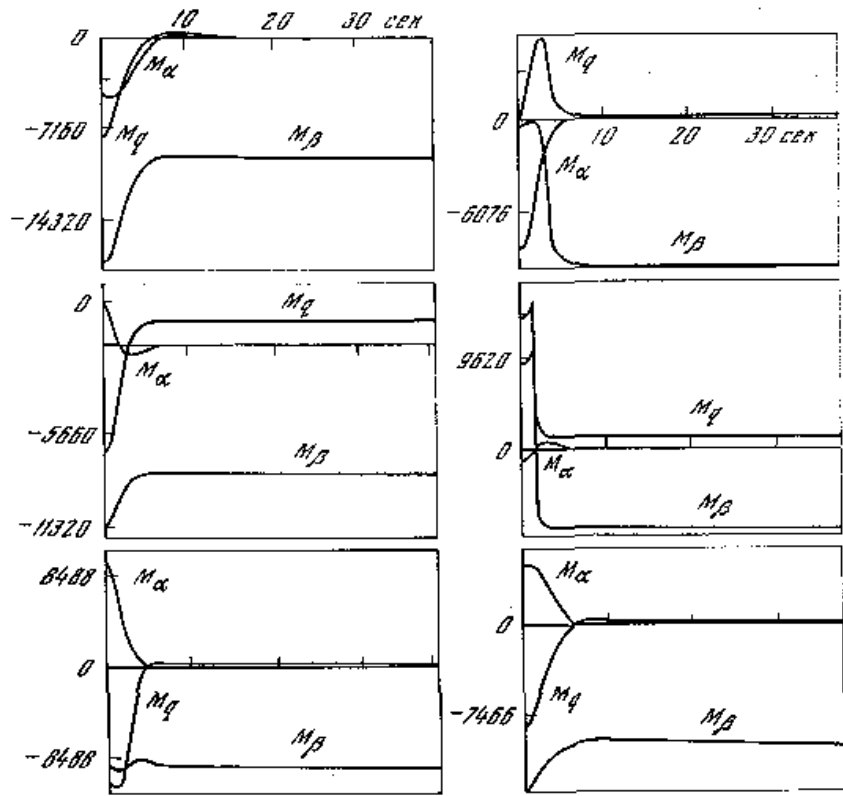


Рисунок 1.4 — Поводження шарнірних моментів при відстеженні програмної кривої.

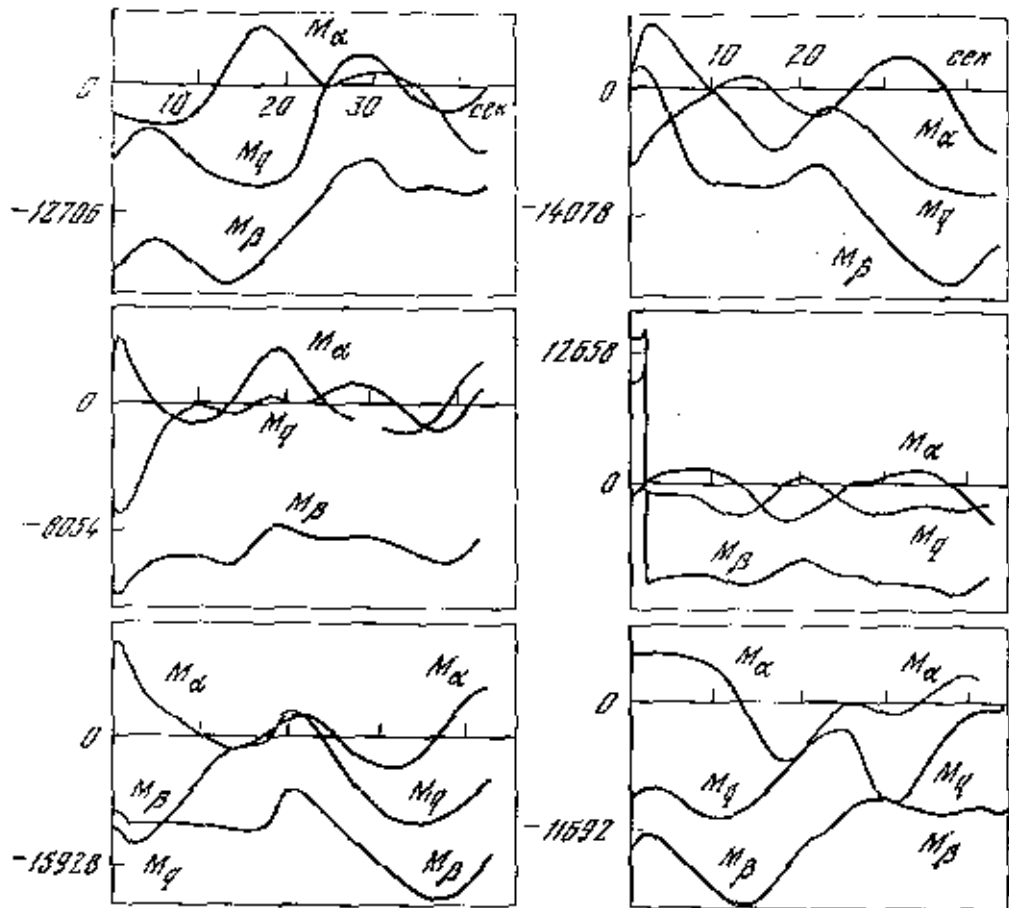


Рисунок 1.5 – Поводження шарнірних моментів при відстеженні програмної кривої. Діють збурююча сила, і момент

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

2.1 Розробка і аналіз системи гідроприводів ноги крокуючого шасі

При проектуванні крокуючих машин великого розміру призначених для вантажопідйомних, транспортних, аварійно-рятувальних операцій однієї з основних проблем є розробка привода ніг. Привод повинен працювати при значних навантаженнях і малих швидкостях протягом фази опори й більших швидкостей і малих навантажень протягом фази переносу.

Серед основних типів гідроприводів, застосовуваних на сьогоднішній день у техніку, був обраний гідропривід з машинно-дросельним регулюванням, що дозволяє забезпечити досить високі динамічні характеристики при високих енергетичних показниках. Після попереднього аналізу було вирішено використовувати на КМ гідропривід з машинно-дросельним регулюванням з використанням насоса з LS-Регулюванням (load sensing - чутливий до навантаження) (мал.2.1).

2.2 Математична модель гідроприводу одного ступеня свободи ноги КМ при використанні насоса з LS-Керуванням

Гідравлічна система керування (ГСК) крокуючої машини (КМ) наведена на мал.2.1. ГСК однієї ноги, що має три ступені свободи, містить у собі три гідроциліндри, три пропорційних розподільники й один насос із LS-Керуванням (load sensing - чутливий до навантаження). Математична модель гідросистеми заснована на рівняннях, що визначає витрати рідини через дросельні пристрої, на рівняннях нерозривності плинину, на рівняннях стану робочої рідини й на рівняннях руху окремих механічних ланок.

Математична модель містить у собі математичні моделі пропорційного розподільника, гідроциліндра, насоса з LS-Керуванням.

При складанні математичної моделі були прийняті наступні припущення:

коефіцієнти робочих вікон золотників та витрат дроселів і є постійними, перетікання робочих рідин через радіальні зазори гідроциліндра та золотника і є достатньо малі, навантажуючий момент на шайбі насоса створюється тільки наведеною до штока гідроциліндра масою рухомих частин, тиск зливу постійний, гідродинамічні сили діючі на золотники, ураховуються як дії гідродинамічних пружин, сили сухого тертя в розподільниках і гідроциліндрах не враховувалися.

2.2.1 Математична модель насоса з LS-Керуванням.

Математична модель насоса містить у собі математичні моделі LS-Розподільника, обмежувача тиску, циліндрів керування, а також співвідношення, що визначають подачу насоса, і витрати робочої рідини в керуючому каскаді.

Подача насоса: $Q_n = \frac{q_n}{\gamma_{\max}} \cdot \omega_n \gamma$, де q_n – характеристичний об’єм насоса; γ_{\max} – максимальний кут повороту шайби; ω_n – кутова швидкість обертання вала насоса; γ – поточне значення кута повороту шайби насоса.

$\gamma = \arctg \frac{y_{\max} - y}{R}$, де y – координата, що визначає положення поршня гідроциліндра; y_{\max} – максимальне значення, що може приймати y ; R – радіус опорної шайби насоса.

2.2.2 Рівняння руху плунжера LS-Золотника:

$$m_{3.ls} \cdot \frac{d^2 x_{ls}}{dt^2} + k_{mp.ls} \frac{dx_{ls}}{dt} + c_{np.ls} \cdot x_{ls} + P_{n.ls} + R_{zd.ls} = (p_n - p_{yc}) \cdot F_{3.ls},$$

де $m_{3.ls}$ – маса плунжера LS-Золотника й приєднаних до нього рухомих частин; x_{ls} – переміщення плунжера LS-Золотника; $k_{mp.ls}$ – коефіцієнт, що

враховує в'язке тертя в зазорі між плунжером LS-Золотника й корпусом;
 $c_{np.ls}$ – твердість пружини; $P_{n.ls}$ – сила попереднього підтиснення пружини;
 $R_{zd.ls}$ – гідродинамічна сила, що діє на золотник з боку робочої рідини;
 $F_{z.ls}$ – площа плунжера золотника.

Рівняння аналогічного виду описують рух плунжера обмежувача тиску.

2.2.3 Рівняння руху шайби насоса й штоків гідроциліндрів керування:

$$(m_{cy1} + m_{cy2}) \frac{d^2 y}{dt^2} + (k_{mpcy1} + k_{mpcy2}) \frac{dy}{dt} + c_{nrcy1} y + P_{nn1} + (p_{cy1} - p_{cl}) F_{cy1} + P_{po} = (p_{cy2} - p_{cl}) \cdot F_{cy2}$$

де m_{cy1}, m_{cy2} – маси поршнів гідроциліндрів керування й приєднаних до них рухомих частин механізму регулювання подачі насоса;
 k_{mpcy1}, k_{mpcy2} – коефіцієнти в'язкого тертя в зазорах між поршнями й гільзами циліндрів керування; c_{nrcy1} – твердість пружини гідроциліндра керування №1; P_{nn1} – сила попереднього підтиснення пружини;
 F_{cy1}, F_{cy2} – площі поршнів гідроциліндрів керування; P_{po} – сумарний момент опору, прикладений до органа регулювання насоса,
 y – переміщення штока гідроциліндра керування.

Відповідно до принципової схеми насоса з LS-Золотником і обмежником тиску (мал.1) співвідношення, що визначають витрату через LS-Золотник і обмежник тиску залежно від положення плунжерів LS-Розподільника й обмежувача тиску. Якщо $(x_{ls} < 0.01x_{ls,max})$ й $(x_{озд} < 0.01x_{озд,max})$, то

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{ozd} &= \mu_{ozd} \cdot \pi \cdot d_{ozd} \cdot k_{n.ozd} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (0.01x_{ozd.max} - x_{ozd}) \cdot \sqrt{|p_{ozd} - p_{ls}|} \cdot \text{sign}(p_{ozd} - p_{ls}), \\
 Q_{ls} &= \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{ls} \cdot k_{n.ls} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (0.01x_{ls.max} - x_{ls}) \cdot \sqrt{|p_{ls} - p_{cl}|} \cdot \text{sign}(p_{ls} - p_{cl}), \\
 Q_{op} &= \mu_{op} \cdot f_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_{uy2} - p_{ozd}|} \cdot \text{sign}(p_{uy2} - p_{ozd}) \\
 Q_{ozd} &= Q_{ls} = Q_{op}
 \end{aligned} \right\}$$

Для інших випадків зсуву плунжерів обмежувача тиску й LS-Золотника співвідношення мають аналогічний вигляд [3].

Математична модель пропорційного розподільника містить у собі рівняння руху плунжерів пілотного й основного золотників, рівняння напруги в обмотці електромагніта, співвідношення визначальні витрати робочої рідини в керуючому каскаді.

2.2.4 Рівняння плунжер, пілотний золотник:

$$m_{nz} \frac{d^2 x_{nz}}{dt^2} + k_{mp.nz} \frac{dx_{nz}}{dt} + c_{np.nz} x_{nz} + R_{zd.nz} = P_{элм}$$

де m_{nz} – маса пілотного золотника; $k_{mp.nz}$ – коефіцієнт, що враховує в'язке тертя в зазорі між золотником і корпусом; $R_{zd.nz}$ – гідродинамічна сила, що діє на золотник з боку робочої рідини; $P_{элм}$ – сила електромагніта; $c_{np.nz}$ – твердість пружини пілотного золотника.

2.2.5 Рівняння плунжер, основний золотник:

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + k_{mp3} \frac{dx_3}{dt} + c_{np3} x_3 + R_{zd3} + R_{mp3} = F_3 \Delta p_y,$$

гідродинамічна сила, що діє на плунжер основного золотника з боку робочої рідини; R_{mp3} – сила сухого тертя діюча на плунжер основного золотника; Δp_y – перепад тиску робочої рідини на торцях плунжера основного золотника; F_3 – площа торця плунжера основного золотника.

2.2.6 Рівняння поршень, силовий гідроциліндр

Рівняння має вигляд:

$$m_{\text{цс}} \frac{d^2 z_{\text{цс}}}{dt^2} + k_{\text{тр.цс}} \frac{dz_{\text{цс}}}{dt} + P^{\Sigma}_{\text{нагр}} = p_{\text{пор}} \cdot F_{\text{порш}} - p_{\text{шт}} \cdot F_{\text{шт}}$$

де $m_{\text{цс}}$ – наведена маса поршня й рухомих елементів навантаження;
 $k_{\text{тр.цс}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя в силовому гідроциліндрі; $P^{\Sigma}_{\text{нагр}}$ – зовнішнє навантаження, що діє на шток.

Система диференціальних рівнянь опису роботи гідравлічної системи керування однієї ноги КМ, наведена до нормальної форми Коші має 4 й порядок.

Система диференціальних рівнянь, записана в нормальній формі Коші має вигляд:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{K_{\text{сж}}} (Q_n - Q_s - Q_y)$$

$$\frac{dx_{\text{озд}}}{dt} = V_{\text{озд}}$$

$$\frac{dV_{\text{озд}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{з.озд}}} \left((p_n - p_{\text{сл}}) \cdot F_{\text{з.озд}} - k_{\text{мп.озд}} \frac{dx_{\text{озд}}}{dt} - c_{\text{мп.озд}} x_{\text{озд}} - P_{\text{н.озд}} \right)$$

$$\frac{dx_{\text{лс}}}{dt} = V_{\text{лс}}$$

$$\frac{dV_{\text{лс}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{з.лс}}} \left((p_n - p_{\text{цс}}) \cdot F_{\text{з.лс}} - k_{\text{мп.лс}} \frac{dx_{\text{лс}}}{dt} - c_{\text{мп.лс}} \cdot x_{\text{лс}} - P_{\text{н.лс}} \right)$$

$$\frac{dy}{dt} = V_{\text{цв}}$$

$$\frac{dV_{\text{цв}}}{dt} = \frac{1}{(m_{\text{цв1}} + m_{\text{цв2}})} \left((p_{\text{цв2}} - p_{\text{сл}}) \cdot F_{\text{цв2}} - (k_{\text{мпцв1}} + k_{\text{мпцв2}}) \frac{dy}{dt} - c_{\text{мпцв1}} y - P_{\text{нн1}} \right)$$

$$\frac{dp_{uy1}}{dt} = \frac{B_{\text{жс}}}{V_{uy1}} \left(Q_{uy1} - F_{uy1} \cdot \frac{dy}{dt} \right)$$

$$\frac{dp_{uy2}}{dt} = \frac{B_{\text{жс}}}{V_{uy2}} \left(Q_{uy2} - F_{uy2} \frac{dy}{dt} + Q_{\text{канцuy2}} \right)$$

$$\frac{dI_y}{dt} = \frac{1}{L_y} \left(U_{yc} - R_y \cdot I_y - C_l \cdot \frac{dx_{n3}}{dt} \right)$$

$$\frac{dp_{y1}}{dt} = \frac{B_{\text{жс}}}{V} \left(Q_{y1} - F_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} \right)$$

$$\frac{dp_{y2}}{dt} = \frac{B_{\text{жс}}}{V} \left(F_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} - Q_{y2} \right)$$

$$\frac{dx_{n3}}{dt} = V_{n3}$$

$$\frac{dV_{n3}}{dt} = \frac{1}{m_{n3}} \left(P_{\text{эЛМ}} - k_{mp.n3} \frac{dx_{n3}}{dt} - c_{np.n3} x_{n3} - R_{\text{зд.n3}} \right)$$

$$\frac{dx_3}{dt} = V_3$$

$$\frac{dV_3}{dt} = \frac{1}{m_3} \left(F_3 \Delta p_y - k_{mp3} \frac{dx_3}{dt} - c_{np3} x_3 - R_{\text{зд3}} - R_{mp3} \right)$$

$$\frac{dp_{nop}}{dt} = \frac{B_{\text{жс}}}{V_{nop.yc}} \left(Q_{nop.yc} - F_{nop.yc} \cdot \frac{dz_{yc}}{dt} \right)$$

$$\frac{dp_{um}}{dt} = \frac{B_{\text{жс}}}{V_{um.yc}} \left(F_{um.yc} \cdot \frac{dz_{yc}}{dt} - Q_{um.yc} \right)$$

$$\frac{dz_{yc}}{dt} = V_{yc}$$

$$\frac{dV_{yc}}{dt} = \frac{1}{m_{yc}} \left(p_{nop} \cdot F_{nop.ум} - p_{um} \cdot F_{um} - k_{mp.yc} \frac{dz_{yc}}{dt} - P_{\text{нагр}}^{\Sigma} \right)$$

2.2.7 Початкові умови

$$\begin{aligned}
 &x_{nz}(t_0) = 0, V_{nz}(t_0) = 0, x_3(t_0) = 0, V_3(t_0) = 0, x_{ozd}(t_0) = 0, V_{3.ozd}(t_0) = 0, \\
 &x_{ls}(t_0) = 0, V_{3.ls}(t_0) = 0, z_{ucn}(t_0) = -0.12, V_{ucn}(t_0) = 0, p_{nop}(t_0) = p_{nop0}, \\
 &p_{uum}(t_0) = p_{uum0}, p_{y1}(t_0) = p_{y10}, p_{y2}(t_0) = p_{y20}, p_{uy1}(t_0) = p_{uy10}, p_{uy2}(t_0) = p_{uy20}, \\
 &y(t_0) = 0, V_{uy}(t_0) = 0, I_y(t_0) = 0, p_n(t_0) = p_{n0}, z_{ucb}(t_0) = 0.0272, V_{ucb}(t_0) = 0, \\
 &z_{ucz}(t_0) = 0, V_{ucz}(t_0) = 0.
 \end{aligned}$$

Для рішення системи диференціальних рівнянь необхідно застосовувати програмний комплекс, що дозволяє досліджувати динамічні й енергетичні характеристики гідросистеми.

Нижче наведені значення коефіцієнтів, які попередньо уведені в програмі й забезпечують роботу ГСК повороту стойки в слідкуючому режимі по швидкості виконавчих гідроциліндрів.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти передачі каналу керування та зворотних зв'язків ГСК повороту стойки.

1.	Коефіцієнт зворотних зв'язків по положенню пілотного золотника	В/м	25000
5.	Коефіцієнт підсилення пілотного золотника		4
3.	Коефіцієнт зворотних зв'язків по положенню основного золотника	В/м	5000
4.	Коефіцієнт підсилення основного золотника		4
5.	Коефіцієнт зворотного зв'язку по положенню гідроциліндра	В/м	0
6.	Коефіцієнт підсилення гідроциліндра		1
1.	Коефіцієнт зворотного зв'язку по швидкості гідроциліндра	В*с/м	10
8.	Коефіцієнт підсилення по швидкості гідроциліндра		26

Таблиця 2. 2 – Параметри електромагніта.

1.	Довжина якоря магніту	м	0.05
5.	Постійна електромагніта	Н*м/А	1.2
3.	Індуктивність обмотки управління магніту	Гн	0.06
4.	Активний опір обмотки керування	Ом	300
5.	Повітряний зазор між якорем і сердечником	м	0.0002

Аналогічні дії необхідно проробити й з іншими елементами, що входять у ГСК, тобто ввести параметри пілотного золотника, основного золотника, гідроциліндра.

Таблиця 2.3 – Параметри пілотного золотника.

1.	Діаметр пілотного золотника	м	0.006
5.	Маса пілотного золотника	кг	0.02
3.	Твердість пружини	Н/м	40000
4.	Коефіцієнт повноти використання гільзи		0.3
5.	Максимальний зсув пілотного золотника	м	0.0004
6.	Коефіцієнт витрати		0.72
1.	Діаметр дроселя	м	0.0004
8.	Коефіцієнт витрати дроселя		0.72

Таблиця 2.4 – Параметри основного золотника

1.	Діаметр основного золотника	м	16
5.	Маса основного золотника	кг	0.04
3.	Твердість пружини	Н/м	50000
4.	Коефіцієнт повноти периметра гільзи штокової лінії		0.4
5.	Коефіцієнт повноти гільзи поршневої лінії		0.6
6.	Коефіцієнт витрати		0.72
1.	Максимальний зсув	м	0.002

Таблиця 2.5 – Параметри гідроциліндра привода повороту стойки

1.	Діаметр поршня	м	0.063
5.	Діаметр штока	м	0.032
3.	Приведена маса гідроциліндра	кг	70
4.	Твердість навантаження	Н/м	0
5.	Максимальний хід циліндра	м	0.05

Таблиця 2.6 – Коефіцієнти підсилення й зворотних зв'язків для ГСК стегна

1.	Коеф-Т зворотного зв'язку по положенню пілотного золотника	В/м	25000
5.	Коеф-Т посилення по положенню пілотного золотника		8
3.	Коеф-Т зворотного зв'язку по положенню основного золотника	В/м	5000
4.	Коефіцієнт підсилення основного золотника		8
5.	Коефіцієнт зворотного зв'язку по положенню Гц	В/м	0
6.	Коефіцієнт підсилення по положенню гідроциліндра		1
1.	Коефіцієнт зворотного зв'язку по швидкості гідроциліндра	В*с/м	60
8.	Коефіцієнт підсилення по швидкості гідроциліндра		15

Таблиця 2. 7 – Коефіцієнти зворотних зв'язків і посилення для ГСК гомілки.

1.	Коеф-Т зворотного зв'язку по положенню пілотного золотника	В/м	25000
5.	Коеф-Т посилення по положенню пілотного золотника		2
3.	Коеф-Т зворотного зв'язку по положенню основного золотника	В/м	5000
4.	Коеф-Т посилення по положенню основного золотника		4
5.	Коеф-Т зворотного зв'язку по положенню гідроциліндра	В/м	0
6.	Коеф-Т посилення по положенню гідроциліндра		1
1.	Коеф-Т зворотного зв'язку по швидкості гідроциліндра	В*с/м	28
8.	Коеф-Т посилення по швидкості гідроциліндра		5

Таблиця 2.8 – Параметри гідроциліндра привода стегна.

1.	Діаметр поршня	м	0.125
5.	Діаметр штока	м	0.07
3.	Наведена маса гідроциліндра	кг	70
4.	Твердість навантаження	Н/м	0
5.	Максимальний хід циліндра	м	0.4

Таблиця 2.9 – Параметри гідроциліндра привода гомілки.

1.	Діаметр поршня	м	0.063
5.	Діаметр штока	м	0.032
3.	Наведена маса гідроциліндра	Кг	70
4.	Твердість навантаження	Н/м	0
5.	Максимальний хід циліндра	м	0.05

Введення параметрів насоса з LS-Керуванням здійснюється аналогічним образом, як і для ГСК всіх ступенів рухливості ноги.

Таблиця 2.10 – Параметри регульованого насоса й елементів, що входять у нього.

1.	Робочий об'єм насоса	см ³	60
5.	Частота обертання вала насоса	про/хв	2500
3.	Наведена маса циліндрів керування й шайби насоса	кг	2
4.	Радіус шайби насоса	м	0.07
5.	Максимальний кут нахилу шайби насоса	град	17

Таблиця 2.11 – Параметри циліндрів керування.

1.	Діаметр циліндра керування №1	м	0.01
5.	Діаметр циліндра керування №2	м	0.025
3.	Твердість пружини	Н/м	40000
4.	Сила підтиснення пружини	Н	300
1.	Коефіцієнт витрати дроселя		0.7
8.	Зазор у циліндрі керування №2	м	0.00004
9.	Коефіцієнт витрати каналу		0.6

Таблиця 2.12 – Параметри LS-Золотника.

1.	Діаметр золотника	М	0.01
5.	Маса LS-Золотника	Кг	0.03
3.	Максимальний зсув золотника	Н	0.002
4.	Твердість пружини	Н/м	70000
5.	Сила підтиснення пружини	Н	50
6.	Коефіцієнт витрати		0.72
1.	Коефіцієнт повноти гільзи золотника		0.4

Таблиця 2.13 – Параметри ОГД-Золотника.

1.	Діаметр золотника	м	0.007
5.	Маса золотника	кг	0.03
3.	Максимальний зсув	м	0.001
4.	Твердість пружини	Н/м	120000
5.	Сила підтиснення пружини	Н	2200
6.	Коефіцієнт витрати		0.72
1.	Коефіцієнт повноти гільзи золотника		0.3

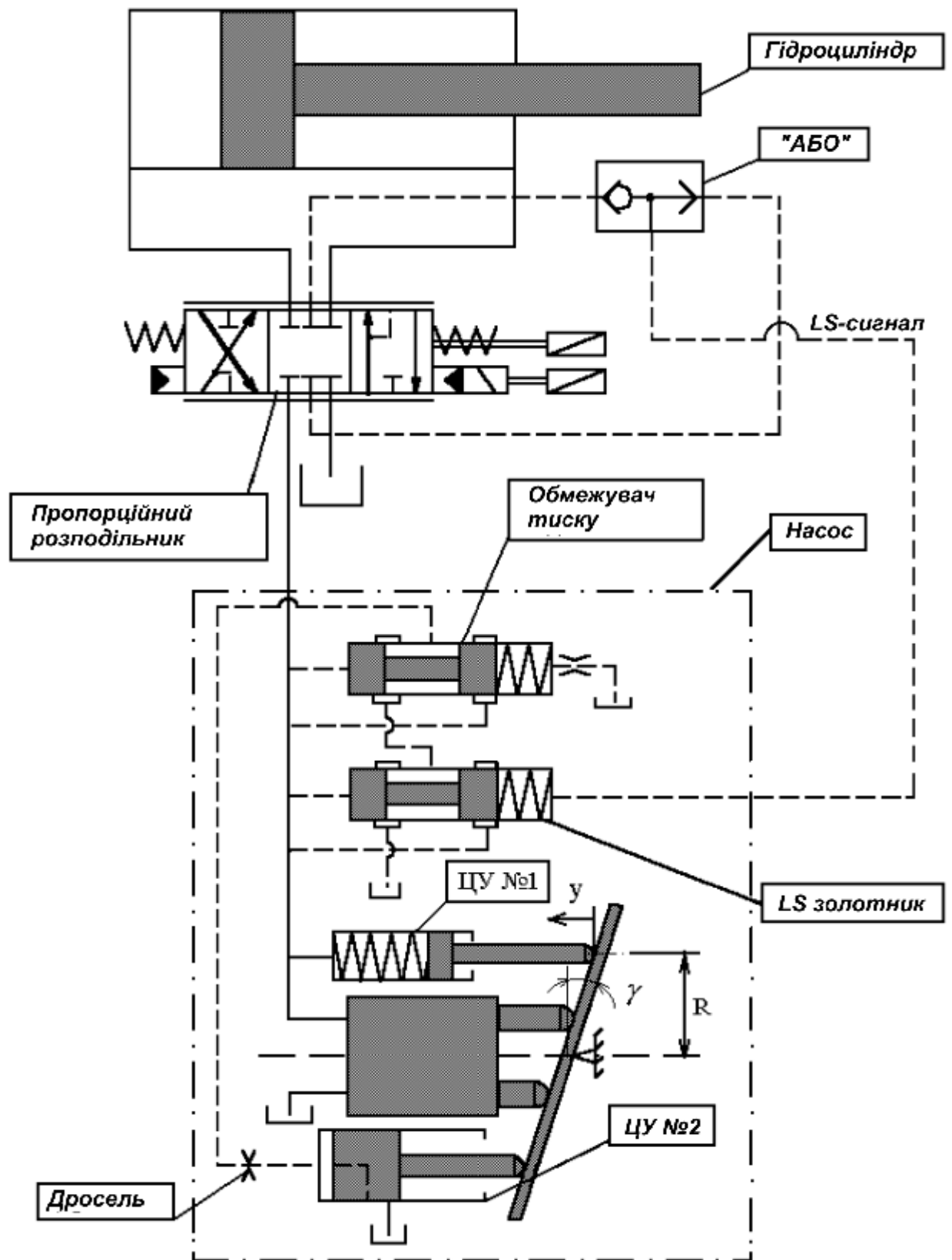


Рисунок 2. 6 – Принципова гідросхема одного ступеня рухливості ноги КМ.

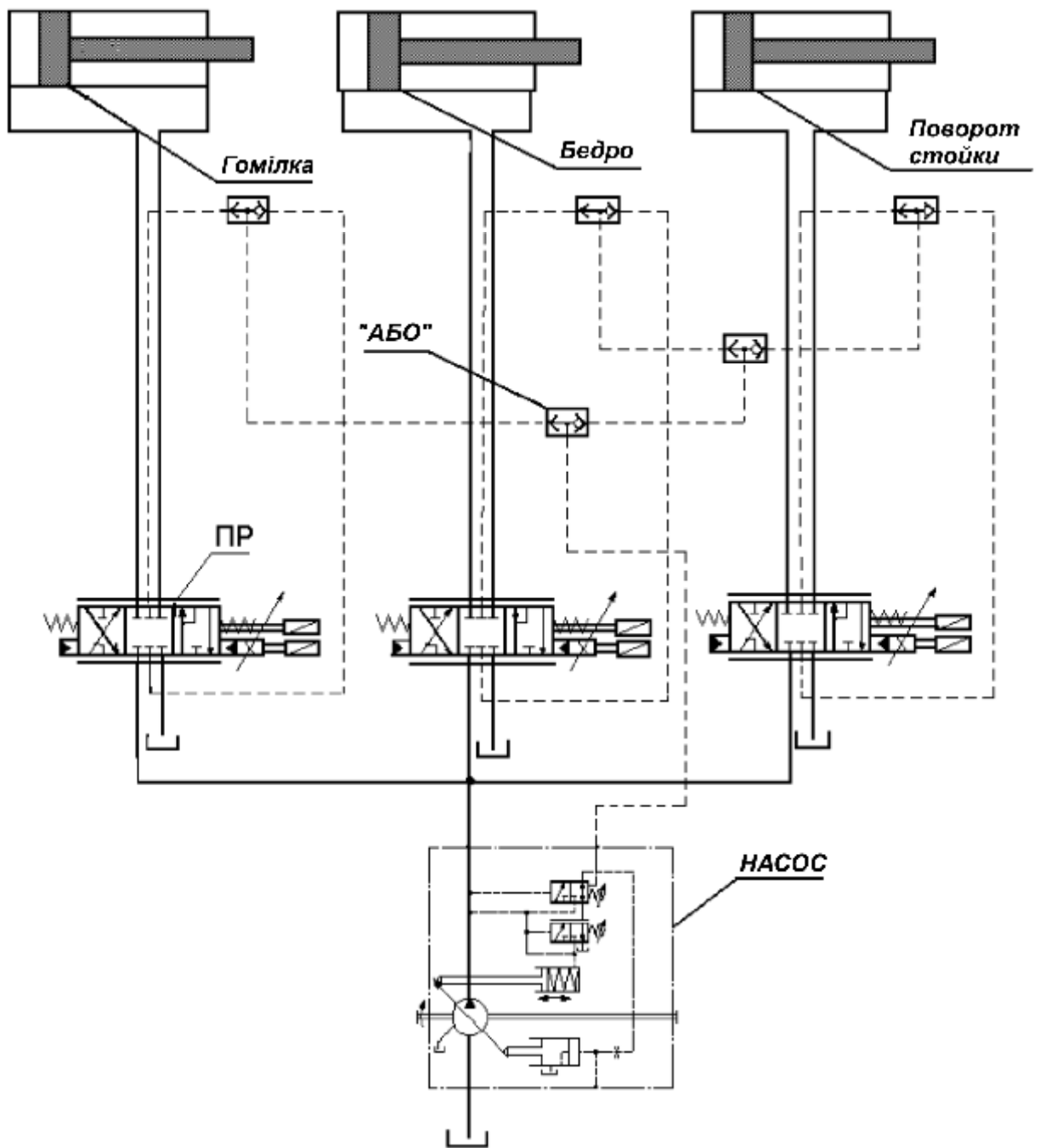


Рисунок 2.7 – Гідравлічна схема однієї ноги КМ.

2.3 Лінійна модель гідроприводу з LS-Регулюванням.

При складанні лінійної моделі гідроприводу КМ були прийняті наступні припущення й допущення: коефіцієнти витрат дроселів і робочих вікон золотника є постійними; гідродинамічні сили, що діють на золотники LS-Регулятора, обмежувача тиску, пілотного золотника пропорційного розподільника пренебрежимо малі; перетічки робочої рідини через радіальні зазори золотників і гідроциліндрів пренебрежимо малі; момент, що навантажує, на шайбі насоса створюється наведеної до штока керуючого гідроциліндра масою рухливих частин; тиск зливу постійно; величини в'язкості й модуля об'ємної пружності не змінюються.

На мал. 2.1, 2.2 наведені відповідно принципова й структурна схеми гідроприводу з LS-Керуванням. На мал. 2.3 наведена принципова схема пропорційного розподільника.

Математична модель двоступінчастого гідророзподільника (мал.3) із пропорційним керуванням являє собою сукупність рівнянь, записаних для окремих його елементів [2,3].

2.3.1 Рівняння напруг в електричному колі магніту (ЕМ)

$$U_{yc} = R_y I_y + L_y \frac{dI_y}{dt} + C_l \frac{dx_{n.3}}{dt}, \quad (2.1)$$

де U_{yc} – напруга на виході електронного підсилювача; R_y – активний опір обмотки управління електромагніта; L_y – індуктивність обмотки управління електромагніта; C_l – коефіцієнт проти-ЕРС; $x_{n.3}$ – зсув якоря електромагніта пілотного золотника.

Після перетворень рівняння ланцюга керування ЕМ буде мати вигляд:

$$T_{ynp} \cdot \frac{di_y}{dt} + i_y = k_{iu} \cdot U_y \quad (2.2)$$

З рівняння ланцюга управління електромагніта випливає, що передавальна функція ланцюга управління електромагніта буде наступною:

$$W(s) = \frac{k_{Fi} \cdot k_{iu}}{T_{ynp} \cdot s + 1} \quad (2.3)$$

Тут $T_{ynp} = \frac{L_y}{R_y + R_{вых}}$ – постійна часу передавальної функції ланцюга управління електромагніта, де L_y – індуктивність обмотки управління електромагніта; R_y – активний опір обмотки електромагніта; $R_{вых}$ – опір вихідного каскаду електронного підсилювача; k_{Fi} – постійна електромагніта, $k_{iu} = \frac{1}{R_y + R_{вых}}$ – коефіцієнт передачі електронного підсилювача.

2.3.2 Рівняння руху плунжера пілотного золотника:

$$m_{n.з} \frac{d^2 x_{n.з}}{dt^2} + k_{mp.n.з} \frac{dx_{n.з}}{dt} + c_{np.n.з} x_{n.з} + R_{зд.n.з} = P_{элм}, \quad (2.4)$$

де $m_{n.з}$ – маса плунжера пілотного золотника; $k_{mp.n.з}$ – коефіцієнт, що враховує грузле тертя в зазорі між плунжером пілотного золотника й гільзою; $R_{зд.n.з}$ – гідродинамічна сила, що діє на пілотний золотник з боку робочої рідини; $P_{элм}$ – сила електромагніта; $c_{np.n.з}$ – твердість пружини пілотного золотника.

Зневажаючи масою пілотного золотника, одержимо рівняння руху пілотного золотника у вигляді:

$$k_{mpnз} \cdot \frac{dx_{nз}}{dt} + c_{nз} \cdot x_{nз} = P_{элм}, \quad (2.5)$$

де k_{mnpz} – коефіцієнт в'язкого тертя пілотного золотника, c_{nz} – твердість пружин, що центрують, золотника золотника $P_{элм}$ – , сила, що діє з боку електромагніта.

Звідси передавальна функція пілотного золотника:

$$W_{nz}(s) = \frac{k_{nz}}{T_{nz}s + 1} \quad (2.6)$$

Тут $T_{nz} = \frac{k_{mnpz}}{c_{nz}}$ – постійна часу пілотного золотника,

$k_{nz} = \frac{1}{c_{nz}}$ – коефіцієнт підсилення пілотного золотника, $P_{элм} = k_{Fi} \cdot i$ –

електромагнітна сила пропорційного магніту, що діє на пілотний золотник.

Витрата рідини через пілотний золотник:

$$Q_y = k_{Qx_{nz}} \cdot x_{nz} - k_{Qp_y} \cdot p_y, \quad (2.7)$$

де $p_y = p_{y1} - p_{y2}$, коефіцієнти лінеаризації:

$$k_{Qx_{nz}} = k'_{nz} \cdot \sqrt{\frac{p_n - p_{сл} \mp p_{н0}}{2}}$$

$$k_{Qp_y} = \frac{k'_{nz} \cdot x_{z0}}{2\sqrt{2 \cdot (p_n - p_{сл} \mp p_{н0})}}, \quad (2.8)$$

$k'_{nz} = \mu_{nz} \cdot \pi \cdot d_{nz} \cdot k_{nnz} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – провідність вікон пілотного

золотника, p_n – тиск живлення, $p_{н0}$ – тиск навантаження в точці

лінеаризації, ρ – щільність робочої рідини, d_{nz} – діаметр пілотного

золотника, μ_{nz} – коефіцієнт витрати вікон пілотного золотника.

З іншої сторони витрата рідини на керування дорівнює

$$Q_y = F_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} \quad (2.9)$$

Стискуваністю робочої рідини в порожнинах керування основного золотника зневажаємо через невеликий об'єм.

Рівняння руху плунжера основного золотника має вигляд:

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + k_{mp.3} \frac{dx_3}{dt} + c_{np.3} x_3 + R_{zd.3} + R_{mp.3} = F_3 \Delta p_y, \quad (5.10)$$

де m_3 – маса плунжера основного золотника; $k_{mp.3}$ – коефіцієнт, що враховує гнучкість в зазорі між плунжером основного золотника й гільзою; $c_{np.3}$ – твердість пружини основного золотника; $R_{zd.3}$ – гідродинамічна сила, що діє на золотник з боку робочої рідини; $R_{mp.3}$ – сила сухого тертя діюча на золотник; Δp_y – перепад робочої рідини на торцях основного золотника.

Зневажаючи масою основного золотника, одержимо:

$$k_{mp.3} \cdot \frac{dx_3}{dt} + c_3 \cdot x_3 = p_y \cdot F_3 \quad (2.11)$$

Виразимо із цього рівняння p_y й підставимо його в (5.1). Дорівнявши (5.1) і (5.2) одержимо

$$\left(\frac{F_3^2 + k_{Qp_y} \cdot k_{mp.3}}{k_{Qp_y} \cdot c_3} \right) \cdot \frac{dx_3}{dt} + x_3 = \frac{F_3 \cdot k_{Qx_{nz}}}{k_{Qp_y} \cdot c_3} \cdot x_{nz}, \quad (2.12)$$

де $k_{mp.3}$ – коефіцієнт в'язкого тертя між плунжером основного золотника й гільзою; c_3 – твердість пружин, що центрують, основного

золотника P_y –; різниця тисків у порожнинах керування основного золотника F_3 –; площа торця плунжера основного золотника.

Після простих перетворень передавальну функцію для основного золотника запишемо у вигляді:

$$W(s) = \frac{k_3}{T_3 s + 1}, \quad (2.13)$$

де $T_3 = \frac{F_3^2 + k_{Qp_y} k_{mpz}}{k_{Qp_y} c_3}$ – постійна часу передавальної функції основного золотника, $k_3 = \frac{F_3 \cdot k_{Qx_{nz}}}{k_{Qp_y} \cdot c_3}$ – коефіцієнт підсилення передавальної функції основного золотника.

2.3.3 Рівняння витрат через основний золотник

Витрата через основний золотник:

$$Q_3 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \kappa_n \cdot x_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_n - p_{yc}|} \cdot \text{sign}(p_n - p_{yc}) \quad (2.14)$$

Лінеаризованное рівняння витрати через основний золотник:

$$Q_3 = Q_{yc} = k_{Qx_3} \cdot x_3 + k_{Qp} (p_n - p_{yc}), \quad (2.15)$$

де

$$k_{Qx_3} = \frac{\partial Q_3}{\partial x_3} = k'_3 \cdot \sqrt{\frac{p_n - p_{cl} \mp p_{yc0}}{2}}$$

$$k_{Qp} = \frac{\partial Q_3}{\partial p_{yc}} = \frac{k'_3 \cdot x_{30}}{2 \sqrt{2 \cdot (p_n - p_{cl} \mp p_{yc0})}} \text{ - коефіцієнти лінеаризації.}$$

З іншого боку, витрата через основний золотник дорівнює:

$$Q_3 = F_{uc} \cdot \frac{dz}{dt} + \frac{V_{uc}}{2B_{жс}} \cdot \frac{dp_{uc}}{dt} \quad (2.16)$$

Дорівнявши рівняння (3) і (4), після нескладних перетворень, одержимо:

$$\frac{V_{uc}}{2B_{жс} \cdot k_{Qp}} \cdot \frac{dp_{uc}}{dt} + p_{uc} = \frac{k_{Qx_3}}{k_{Qp}} \cdot x_3 + p_n - \frac{F_{uc}}{k_{Qp}} \cdot \frac{dz}{dt}, \quad (2.17)$$

де V_{uc} – об'єм порожнини силового гідроциліндра; x_3 – переміщення плунжера основного золотника пропорційного розподільника.

Структурна схема пропорційного розподільника й електронного підсилювача представлена на мал.1.4.

Гідродинамічні сили $R_{зд.з}$, що діють на золотник, визначаються по формулах для гідродинамічної пружини.

2.3.4 Рівняння руху поршня силового гідроциліндра

Рівняння руху поршня силового гідроциліндра має вигляд:

$$m_{y.c} \frac{d^2 z_{y.c}}{dt^2} + k_{тр.y.c} \frac{dz_{y.c}}{dt} + P_{нагр}^\Sigma = p_{пор} F_{порш} - p_{шт} F_{шт}, \quad (2.18)$$

де $m_{y.c}$ – наведена маса поршня й рухливих елементів силового гідроциліндра; $k_{тр.y.c}$ – коефіцієнт в'язкого тертя в гідроциліндрі; $P_{нагр}^\Sigma$ – зовнішнє навантаження, що діє на шток; $F_{шт}$ – площа, рівна площі поршня гідроциліндра за винятком площі штока; $F_{порш}$ – площа поршня; $p_{пор}$ – тиск у поршневій порожнині гідроциліндра, $p_{шт}$ – тиск у штоковій порожнині гідроциліндра, $z_{y.c}$ – переміщення поршня силового циліндра. Звідси передавальна функція тиску в силовому гідроциліндрі:

$$W_{p1}(s) = \frac{1}{T_{puc}s + 1}, \quad (2.19)$$

де $T_{puc} = \frac{V_{uc}}{2 \cdot B_{жс} \cdot k_{qp}}$ – постійна часу передавальної функції тиску

силового гідроциліндра. Структурна схема виконавчого гідроциліндра представлена на мал.2.5.

При розрахунках характеристик повільної гідравлічної крокуючої машини враховувалася вагомість ланок ніг і не враховувалася їх інерційність, отже, рівняння руху силового гідроциліндра запишемо у вигляді:

$$k_{mpuc} \cdot \frac{dz}{dt} = p_{uc} \cdot F_{uc}. \quad (2.20)$$

Після перетворення рівняння одержимо:

$$\frac{dz}{dt} = p_{uc} \cdot \frac{F_{uc}}{k_{mpuc}} \quad (2.21)$$

Передавальна функція для силового циліндра:

$$W(s) = \frac{k_{uc}}{s}, \quad (2.22)$$

де $k_{uc} = \frac{F_{uc}}{k_{mpuc}}$ – коефіцієнт підсилення передавальної функції

гідроциліндра;

2.3.5 Рівняння руху плунжера LS-Золотника

$$m_{3.ls} \frac{d^2 x_{3.ls}}{dt^2} + k_{mp.ls} \frac{dx_{3.ls}}{dt} + c_{np.ls} x_{3.ls} + P_{n.ls} + R_{zd.ls} = (p_n - p_{uc}) F_{3.ls}, \quad (2.23)$$

де $m_{3.ls}$ – маса плунжера LS-Золотника; $x_{3.ls}$ – переміщення плунжера LS-Золотника; $k_{mp.ls}$ – коефіцієнт, що враховує в'язке тертя в зазорі між плунжером золотника й корпусом;

$C_{np.ls}$ – твердість пружини; $P_{n.ls}$ – сила попереднього поджаття пружини; $R_{zd.ls}$ – гідродинамічна сила, що діє на золотник з боку робочої рідини; $F_{з.ls}$ – площа торця плунжера золотника.

Зневажаючи масою золотника одержимо передавальну функцію LS-Золотника:

$$W(s) = \frac{k_{ls}}{T_{ls}s + 1} \quad (2.24)$$

Тут $T_{ls} = \frac{k_{mpls}}{c_{ls}}$ – постійна часу передавальної функції LS-Золотника.

2.3.6 Рівняння витрати робочої рідини через LS - золотник:

$$Q_{ls} = \mu_{ls} \pi d_{ls} k_n x_{ls} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_n - p_{cy2}|} \cdot \text{sign}(p_n - p_{cy2}), \quad (2.25)$$

де μ_{ls} – коефіцієнт витрати вікна LS-Золотника; x_{ls} – переміщення LS – золотника; p_n – тиск насоса; p_{cy2} – тиск у ЦУ-2; d_{ls} – діаметр плунжера LS-Золотника.

Витрата рідини через канал у ЦУ-2

$$Q_{кан} = \mu_{кан} \cdot \pi \cdot d_{cy2} \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_{cy2} - p_{cl}|} \cdot \text{sign}(p_{cy2} - p_{cl}), \quad (2.26)$$

де $\mu_{кан}$ – коефіцієнт витрати каналу в ЦУ-2; d_{cy2} – діаметр ЦУ-2; δ – зазор між гільзою гідроциліндра й поршнем; ρ – щільність робочої рідини.

2.3.7 Рівняння балансу витрати через LS-Золотника:

$$Q_{ls} = Q_{cy2} = F_{cy2} \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_{cy2}}{B_{жс}} \cdot \frac{dp_{cy2}}{dt} + Q_{кан}. \quad (2.27)$$

Після перетворень одержимо:

$$\frac{dp_{cy2}}{dt} = \frac{B_{жс}}{V_{cy2}} \left(Q_{ls} - F_{cy2} \frac{dy}{dt} - Q_{кан} \right) \quad (2.28)$$

Структурна схема LS-Золотника представлена на мал.2.6.

2.3.8 Рівняння руху поршнів гідроциліндрів керування

Рівняння руху поршнів гідроциліндрів керування (ЦУ №1,2 на мал.2.1):

$$m_{c.y} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{mp} \frac{dy}{dt} + c_{np.c.y1} y + P_{n.n1} + \\ + (p_{c.y1} - p_{cl}) F_{c.y1} + P_{m.c} = (p_{c.y2} - p_{cl}) F_{c.y2}, \quad (2.29)$$

де $m_{c.y}$ – сумарна маса поршнів циліндрів керування й приєднаних частин; k_{mp} – коефіцієнт в'язкого тертя; $c_{np.c.y1}$ – твердість пружини; $P_{n.n1}$ – сила попереднього поджатия пружини; $F_{c.y1}, F_{c.y2}$ – площі поршнів циліндрів керування; $P_{m.c}$ – сумарний момент опору, прикладений до органа регулювання насоса, y – переміщення поршнів гідроциліндрів керування.

Зневажаючи масою поршнів гідроциліндра керування, одержимо рівняння руху гідроциліндра керування:

$$k_{mpcy2} \frac{dy}{dt} + c_{npcy1} y = p_{cy2} \cdot F_{cy2} - p_n \cdot F_{cy1}. \quad (2.30)$$

З (30) випливає, що передавальна функція циліндра керування:

$$W(s) = \frac{k_{cy2}}{T_{cy2} \cdot s + 1} \quad (2.31)$$

Тут $k_{cy2} = \frac{1}{c_{npcy1}}$ – коефіцієнт підсилення передавальної функції циліндра

керування.

Рівняння витрат у напірній гідролінії, виходячи з умови нерозривності плинину рідини, можна записати у вигляді:

$$\frac{V_{uc}}{B_{жс}} \cdot \frac{dp_n}{dt} = (Q_n - Q_s - Q_y), \quad (2.32)$$

де $Q_n = \frac{V_0}{2\pi} \cdot \omega_n \cdot \frac{\gamma}{\gamma_{max}}$ – подача насоса, V_0 – робочий об'єм насоса,

ω_n – кутова швидкість вала насоса, γ – кут нахилу шайби насоса; γ_{max} – максимальний кут нахилу шайби насоса.

$Q_s = F_{uc} \frac{dz}{dt}$ – витрата рідини, підведеної до гідроприводів;

$Q_y = Q_{ls}$ – витрата, що йде на керування.

Схема структурна гідроприводу повороту стойки складається з передатних функцій всіх елементів, що входять у нього (мал.2.7).

Структурна схема гідроприводів привода стегна й гомілки має аналогічний вигляд. Відмінності лише в значеннях коефіцієнтів зворотних зв'язків, коефіцієнтів підсилення, діаметрів поршнів.

Структурна схема гідроприводів ноги (поворот гомілки, стойки, стегна) складений з 3-х блоків аналогічних, представлених на мал.2.7.

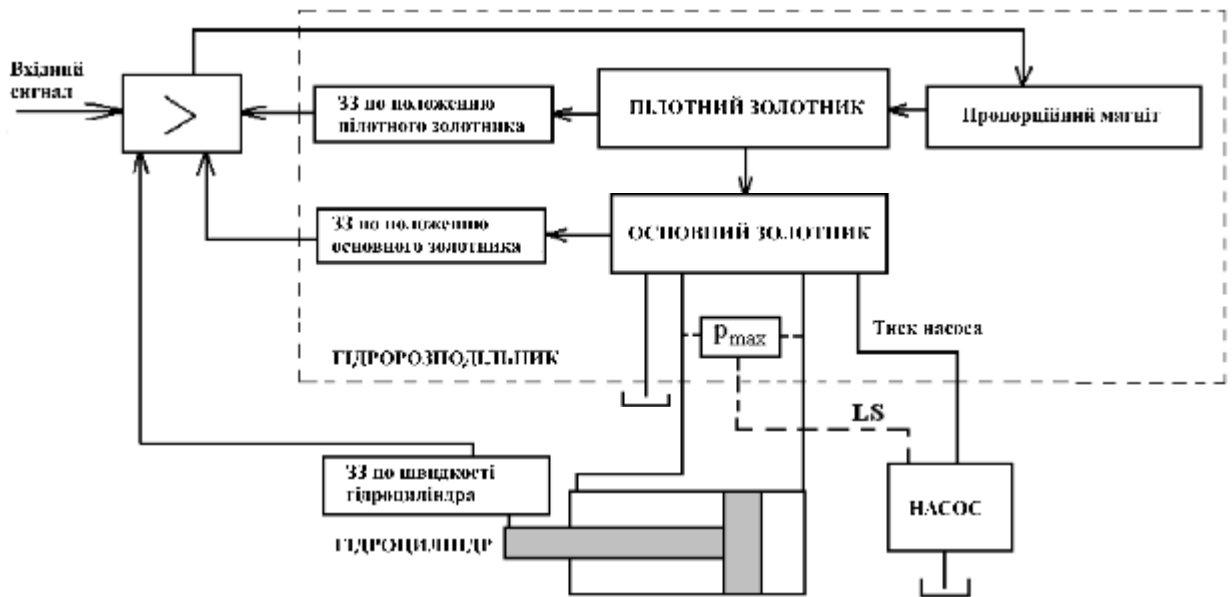


Рисунок 2.3 – Структурна схема гідروприводу з LS-Керуванням.

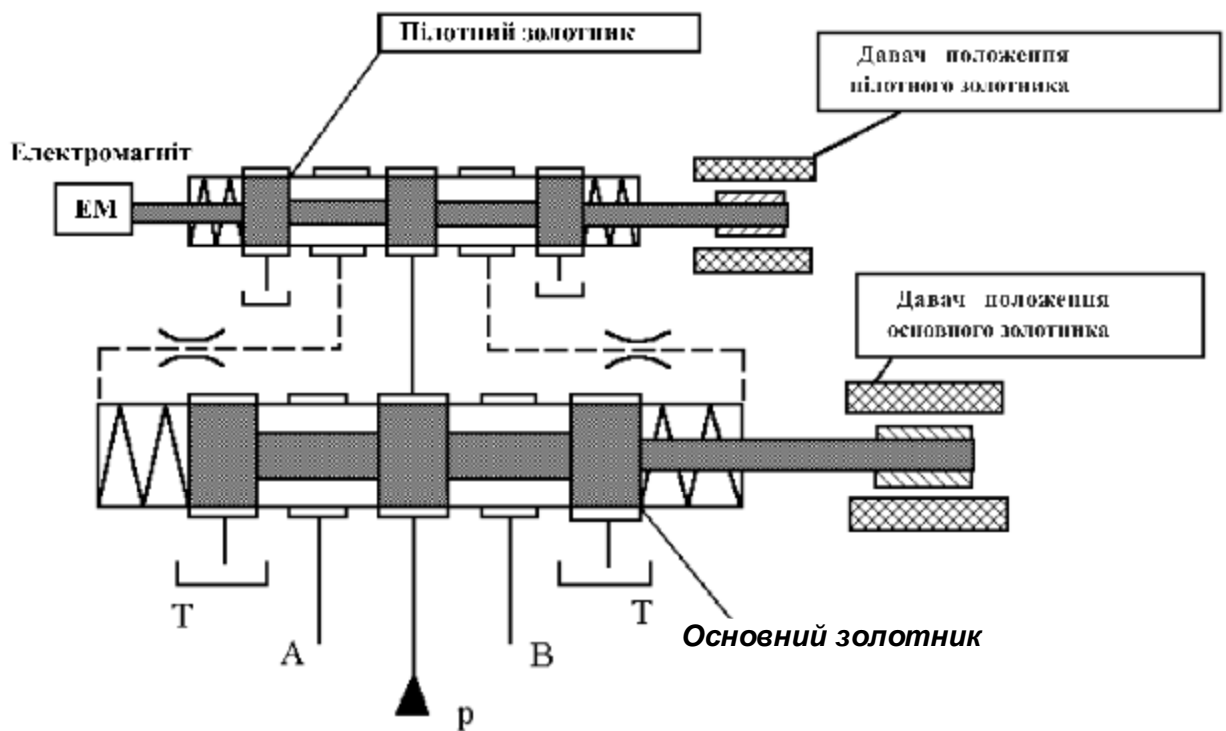


Рисунок 2.4 – Принципова схема пропорційного розподільника.

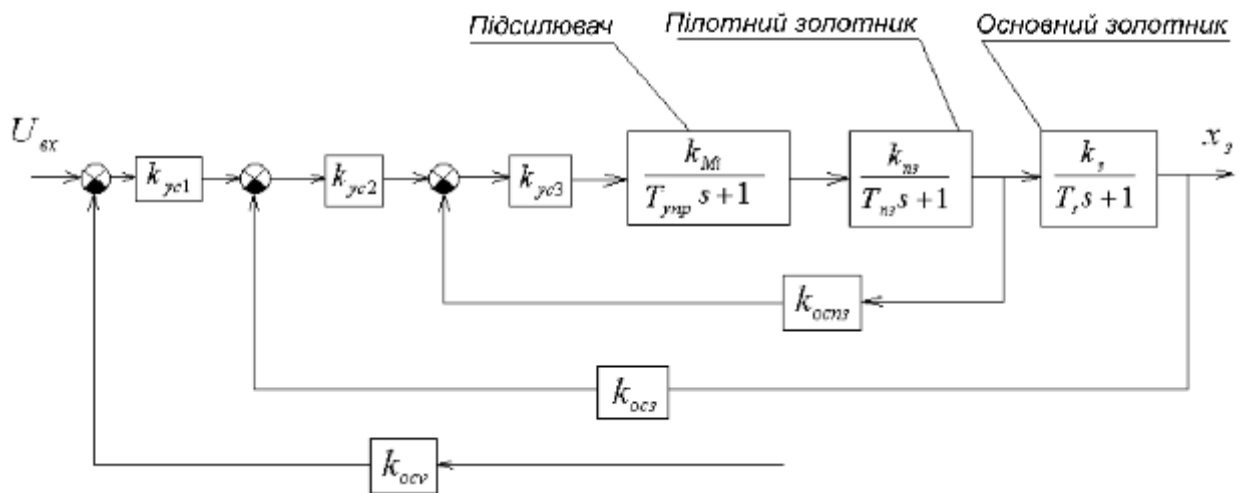


Рисунок 2.5 – Структурна схема пропорційного розподільника й електронного підсилювача. (У цій схемі k_{osc3} – коефіцієнт зворотного зв'язку по положенню пілотного золотника; k_{osc} – коефіцієнт зворотного зв'язку по положенню основного золотника; k_{osc1} – коефіцієнт зворотного зв'язку по швидкості основного золотника)

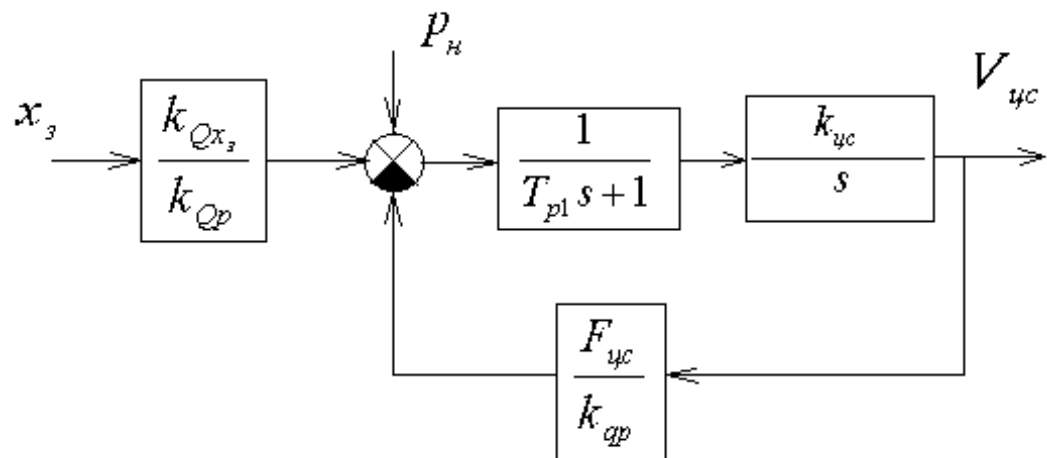


Рисунок 2.6 – Структурна схема виконавчого гідроциліндра.

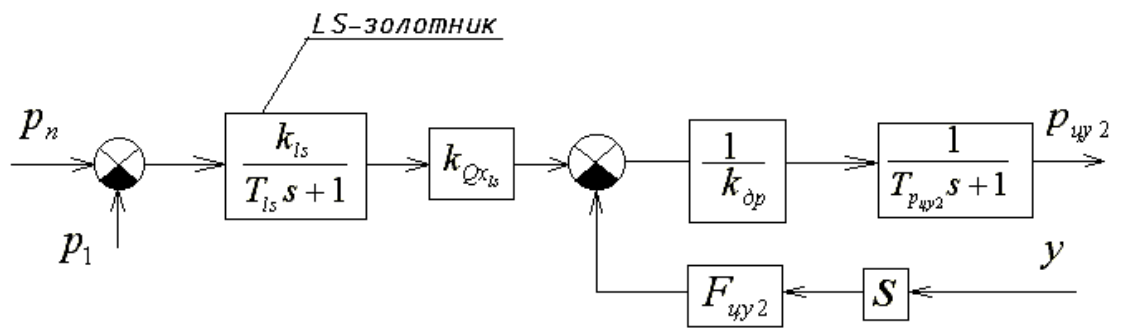


Рисунок 2.7 – Структурна схема LS-Золотника.

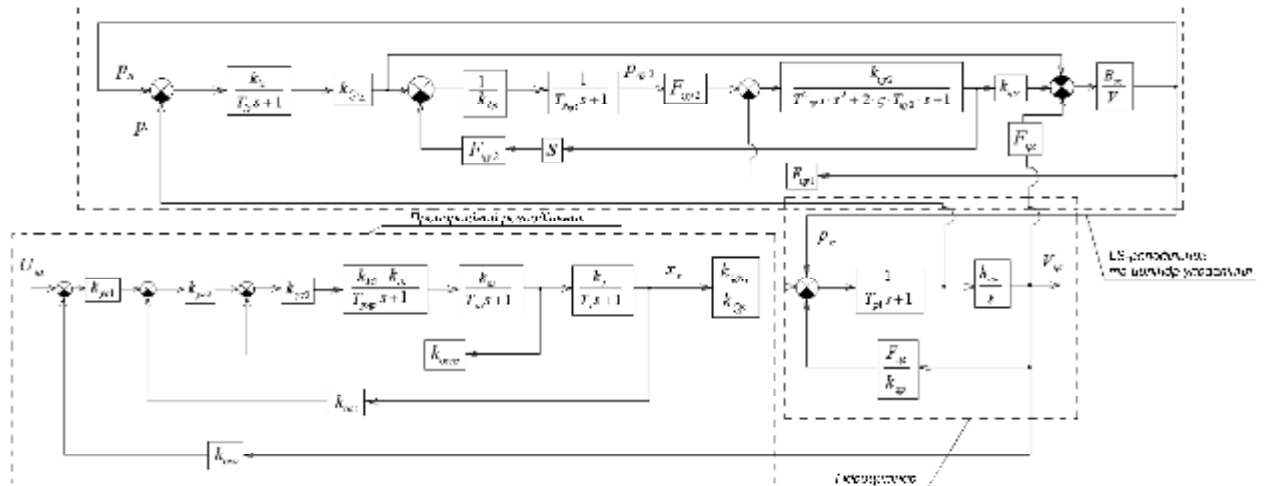


Рисунок 2.8 – Структурна схема гідроприводу повороту стійки ноги КМ.

3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

3.1 Характеристики типів опорних поверхонь

На характер руху крокуючої машини впливає тип, якість і стан опорної поверхні, на якій вона переміщається. Всі опорні поверхні, що впливають на показники ефективності переміщення крокуючої машини, можна розділити на групи по наступних характерних властивостях:

- по несучій здатності, характеризуваною гранично припустимими навантаженнями;
- по деформованості, обумовленою міцністю й будовою по глибині їх верхнє, несуче навантаження частини;
- по зчіпних властивостях;
- по параметрах профілю поверхні під опорами КМ.

Зразкова типізація умов руху КМ представлена в таблицях 3.1–3.4.

Таблиця 3.14 – Типи опорних поверхонь їх характеристика по несучій здатності

Клас опорної поверхні	Тип поверхні й ґрунтового масиву	Механічна модель і вид руйнування
1	2	3
1. Тверді опорні поверхні	Суцільний ґрунтовий масив (ґрунти з первинними твердими зв'язками)	Тверде тіло; опір за рахунок міцності зв'язків; руйнувань немає
	Твердий ґрунт над гірськими виробітками, пливунами без міцної опори	Тверде тіло; крихке руйнування суцільності шару з розколюванням на частини різної величини
	Кірка замерзлого ґрунту над слабкими опорами	
2. Деформовані опорні поверхні	Нев'язкі кістякові ґрунти й породи (насипні й природного походження); пухкий сипучий сніг	Сипуче тіло. Руйнування: а) у масиві - колієутворення; б) на укосах і в насипах - обвалення ґрунту
	Зв'язкові деформовані ґрунти у вигляді глибокого масиву; сніговий покрив землі	Пористе тіло; трифазна система або ґрунтова маса; руйнування у вигляді утворення колій
	Зв'язкові деформовані ґрунти на твердому, близько розташованому масиві	
3. Слабкі опорні поверхні	Шари перезволожених ґрунтів у текучому й близькому до текучого станах, що лежать на твердій основі	Грузла рідина на твердій основі
	Водонасичені ґрунтові утворення значної глибини (болота, спущені ставки й ін.)	Грузла й грузько-пластична рідина з низькою несучою здатністю, без твердої основи
	Немінеральні ґрунти органічного походження (торфовища) у масиві	Маломіцне пружне тіло; руйнування у вигляді утворення колій
	Суцільні рослинні утворення (трав'яний покрив) на болотах без міцної основи	Маломіцне крихке тіло; руйнування у вигляді розривів суцільності верхнього шару; можливе утворення колій
	Сніговий покрив із твердим наростом над маломіцним масивом снігу	Крихке тіло; руйнування у вигляді провалів у місцях навантаження

Таблиця 3.15 – Характеристики ґрунтових поверхонь по опору до деформування під нормальним навантаженням від опор КМ

Тип ґрунтового масиву	Вид ґрунтової поверхні або масиву	Модель реологічного стану, схема й можливі закони деформування визначаються по граничному стані рівноваги ґрунту
1. Деформовані опорні поверхні		
Нев'язкі кістякові ґрунти й породи (без твердих зв'язків)	Сипучі піски в ущільненому, розпушеному або зволоженому стані в масиві	Пружне тіло або нерелаксуюче пружнов'язке тіло. Лінійно-деформована опора або стійка функція деформування; безпечні навантаження
	Насипні піски, галька, щебені, кам'яні матеріали на ущільненій основі; сухий пил	
	Піски й породи в насипах і в країв виїмок	
В'язкі ґрунти й мінеральні ґрунти в масиві прилеглої твердої основи	Ґрунти, що зв'язуються, у твердопластичному стані при відносній вологості $W_{от}=0,3-0,4$	Пружнов'язке тіло
	Ґрунти, що зв'язуються, у в'язкопластичному стані при $W_{от}=0,5-0,6$	Пружнов'язкопластичне тіло або стійка функція деформування
	Ґрунти й цілина із трав'яним покривом і розвинутою кореневою системою у твердо- або в'язкопластичному стані	
В'язкі ґрунти й ґрунти на близько розташованій основі	Насипні молекулярнозв'язані ґрунти на твердій, добре фільтрованій опорі при $W_{от} < 0,7$	Пружнов'язке тіло; Пружнов'язкопластичне тіло
	Розмоклі ґрунтові дороги із пластичним верхнім шаром до 30-50 см.	
	Поораний ґрунт при $W_{от}=0,6-0,75$	

Продовження таблиці 2.2		
В'язкі ґрунти й ґрунти на близько розташованій основі	Сільськогосподарські поля без розвинутої кореневої системи при $W_{от} \leq 0,7-0,8$ (після збирання врожаю)	Пружнов'язке тіло; Пружнов'язкопластичне тіло
	Жнива зернових культур; трав'яні поклади; луги неполивні (зі слабким кореневим або трав'яним покривом)	
	Заплави рік і осушені водойми з мулистими структурними відкладеннями на щільній основі	
2. Слабкі опорні поверхні		
Водонасичені ґрунтові утворення на твердій основі	В'язкі ґрунти, що відтають від морозу	У текучому шарі - майже повністю відсутній опір: текуча рідина (схема Паскаля);
	Сільськогосподарські поля, рілля, цілина, лісові проїзди при інтенсивному зволоженні й поганому водовідводі ($W_{от} > 0,8$)	
	Перезволожені ґрунтові дороги на глибину до 30-50 см. і більше при слабкому водовідводі з поверхні й слабофільтрованій основі в'язкої рідини з'являється опір за рахунок деформованості зв'язків: в'язка рідина (схема Ньютона) і релаксуюча рідина (схема Максвелла)	
	Заливні луги, заплави рік, ділянки поливного землеробства	
Водонасичені ґрунтові утворення без твердої прилеглої основи	ґрунтові суспензії; мул у водоймах; пливуні піщаного й мулового складу	В'язка рідина; релаксуюча пружнов'язка рідина
	Деякі види боліт	
Немінеральні ґрунти й ґрунти ґрунтово-рослинного й органічного походження	Зволожені й водонасичені торфи різного складу	Пружне маломіцне тіло або пружно-пластичне тіло (схема Сен-Венана); опір за рахунок міцності зв'язків при відсутності внутрішнього тертя
	Лучно-болотні й болотні ґрунти, торф над шаром сапропелю або водойми значної глибини	
	Осушений торф'яний поклад різного органічного складу	Пружно-пластичне маломіцне тіло; опір за рахунок внутрішніх зв'язків при внутрішнім терті

Таблиця 3.16 – Характеристика опорних поверхонь руху по зчепленню КМ

Тип опорної поверхні	Вид і стан поверхні	Механічна модель і вид тертя-зчеплення
1. Тверді опорні поверхні		
Тверді ґрунти, породи	Сухе чисте покриття	Напівсухе тертя матеріалу опор об поверхню покриття
	Волога й мокра поверхня твердого покриття; трав'яний покрив ґрунту; наноси мокрого ґрунту й бруду на твердому покритті	Напіврідинне й рідинне тертя
	Зледенілий і засніжений стан поверхні; лід і ущільнений сухий чистий сніг при температурі повітря < -20С	Напівсухе тертя
	Лід, що тоне, і сніг при температурі повітря від мінус 2 до плюс 50С	Рідинне тертя
	Шар сипучого неущільненого снігу на зледенілому або засніженому покритті при температурі повітря від мінус 2 до плюс 50С	Напіврідинне тертя матеріалу опор об лід і внутрішнє тертя в снігу
	Зв'язний ґрунт, що відтає	Рідинне й в'язке тертя
2. Деформовані опорні поверхні		
Нев'язкі кістякові ґрунти	Масив незв'язного ґрунту (піски) у щільному стані	Напівсухе тертя опор об ґрунт
	Сипучі розпушені й насипні піски в масиві й на твердій основі, сухі й зволожені	Зчеплення за рахунок внутрішнього тертя в ґрунті
В'язкі ґрунти й ґрунти	ґрунти у твердопластичному стані $W_{от}=0,3 - 0,5$	Опір ґрунту зрушенню визначається внутрішнім тертям і зчепленням
ґрунти у в'язкопластичному стані $W_{от}=0,5 - 0,7$		
В'язкі ґрунти й ґрунти	ґрунти з дерновим покривом або кореневою системою в сухому або зволоженому станах	Опір ґрунту зрушенню визначається внутрішнім тертям і зчепленням

3. Слабкі ґрунтові утворення		
Водонасичені ґрунтові утворення без прилеглої твердої основи	В'язкі ґрунти в в'язкому стані при $0,7 < W_{от} < 0,95$	В'язке тертя: у текучому стані ґрунти мають незначне зчеплення й незначне внутрішнє тертя
		В'язкі й сипучі ґрунти, залиті з поверхні водою (заплав, берега рік і озер, спущені ставки з мулом і ін.)
Водонасичені ґрунтові утворення без прилеглої твердої основи	ґрунти у в'язкотекучому стані (болота)	На в'язкому ґрунті зчеплення обумовлене рідинним або грузлим тертям
Немінеральні ґрунти й ґрунти органічного й ґрунтового-рослинного походження	Осушений торф'яний поклад	Зчеплення обумовлене внутрішнім тертям і зчепленням
Зволожені торфовища; лучно-болотні ґрунти, перенасичені водою	Напіврідинне тертя по поверхні контакту й опір зрізу ґрунту в масиві	

Таблиця 2. 17 – Види нерівностей і перешкод на опорних поверхнях КМ

Клас опорної поверхні	Вид поверхонь	Типові нерівності, перешкоди і їхня характеристика
1. Тверді опорні поверхні	Дороги з нерівним покриттям, льодовим покривом і укоченим снігом	Хвилястість, вибої, нерівний лід, сніг. Нерівності описуються статистичними характеристиками випадкового мікропрофілю дороги.
	Міські дороги, будівельні майданчики	Вузькі вулиці й проїзди
	Природні проїзди на місцевості в лісах і на дрібнолісся, при лісорозробках	Деревинно-чагарникова рослинність, дерева, пні, зрізані дерева, чагарник
	Сухі ґрунтові дороги	Колійність, вибоїни, хвилястість, ями зі скупченнями пилу
	Спеціальні інженерні спорудження	Вертикальні стінки, окопи, ескарпи, рови, канали
	Кам'яна порода в кар'єрах і на місцевості	Валуни, велика галька, щебені
	Стиснуті проїзди в горах	Глибокі ущелини, дрібні гірські ріки, намиви каменів і піску

Продовження таблиці 3.4

2. Деформовані опорні поверхні	Оранка неборонована й боронована в сухому стані	Тверді структурні утворення із ґрунту; борозни
	Сільськогосподарські поля після збирання врожаю в сухому стані	Нерівності випадкового мікропрофілю, описувані статистичними характеристиками
	Щільні й сипучі піски в природному заляганні, сухі	Дрібні й середні бархани, хвилястість поверхні, пагорби
	Насипний ґрунт і кам'яні матеріали (галька, щебені) на будівельних майданчиках, у відвалах кар'єрів	Насипи й розсипи в стані хиткої рівноваги (можливі обвалення)
	Зволожені ґрунтові дороги	Глибокі колії, вибої, хвилястість; ями, залиті водою
3. Слабкі ґрунтові утворення	Заплави, осушена поклад, спущені ставки, береги водоймищ	Круті укоси берегів, канави, рови, загати, завалені
	Торфовища, лучно-болотні ґрунти, пливуни	Чагарник, купиняста рослинність, дрібнолісся

4 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

4.1 Типи механізмів крокових машин опорної прохідності

Структура функціонального привода визначається прийнятою кінематичною схемою одного механізму крокування, він є вихідним елементом для дослідження й проектування будь-якої схеми крокуючого рушія.

Очевидно, що схема кінематична механізму крокування істотно впливає також і на побудову системи повороту КМ, системи адаптації до місцевості й ін., у значній мірі визначає схему всієї машини й в остаточному підсумку її споживчі якості: прохідність, тягові властивості, економічність, надійність і т.д.

4.2 Аналіз кінематичних і динамічних характеристик механізмів крокування з одним ступенем свободи

Для рішення ряду технологічних завдань раціонально використовувати крокуючі машини з найпростішою системою керування, що забезпечує її функціонування в заздалегідь обумовленому середовищі.

Широке поширення одержали чотири механізми з погляду їхньої придатності як механізми крокування транспортно-технологічних машин опорної прохідності. Розглянуті схеми відібрані з відомих з урахуванням наступних якостей:

1. Точка однієї з ланок має прямолінійну ділянку, швидкість має майже постійне значення.
2. Бажана траєкторія точки утвориться при повному оберті ведучої ланки крокового механізму.
3. Оборотний механізм.
4. Прямолінійна ділянка розташовується зовнішнім чином стосовно ланок механізму.
5. Механізм має один ступінь свободи.

Цим вимогам задовольняють механізми зображені на мал. 4.2...4.5.

Коефіцієнти режимів, $k=0,5$ для рівномірного обертання вхідної ланки забезпечують схеми мал. 4.1, 4.4, 4.5, до складу яких включений лямбдамеханізм. Механізми таких схем дозволяють без вживання додаткових заходів по збільшенню швидкості обертання вхідної ланки у фазі переносу створити рушій у складі блоку із двох механізмів, що працюють зі зсувом фаз 180, що забезпечує безперервну опору на ґрунт у даний момент часу.

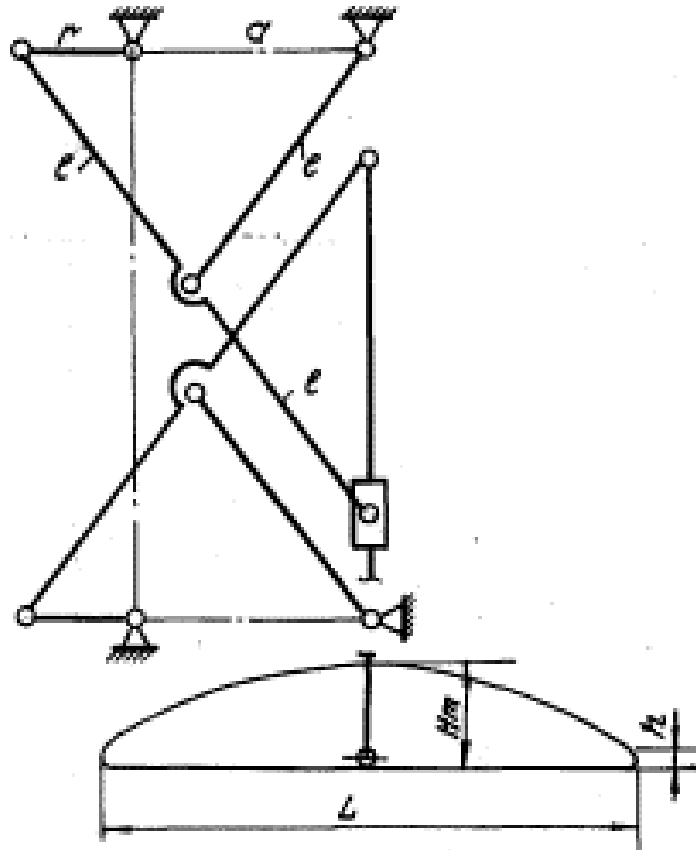


Рисунок 4. 8 – Здвоєний лямбдамеханізм для чотирьохланкового (див. мал. 2.2) $k=0,375$ і для шестиланкового (див. мал. 2.3) $k=0,292$.

Для збільшення коефіцієнта режиму до 0,5 необхідне введення додаткового механізму, наприклад, редуктора з некруглими зубчастими колесами, двохкривошипного чотирьохланкового, кривошипно-кулісного механізму й т.п., що приводить до значного ускладнення конструкції механізму крокування.

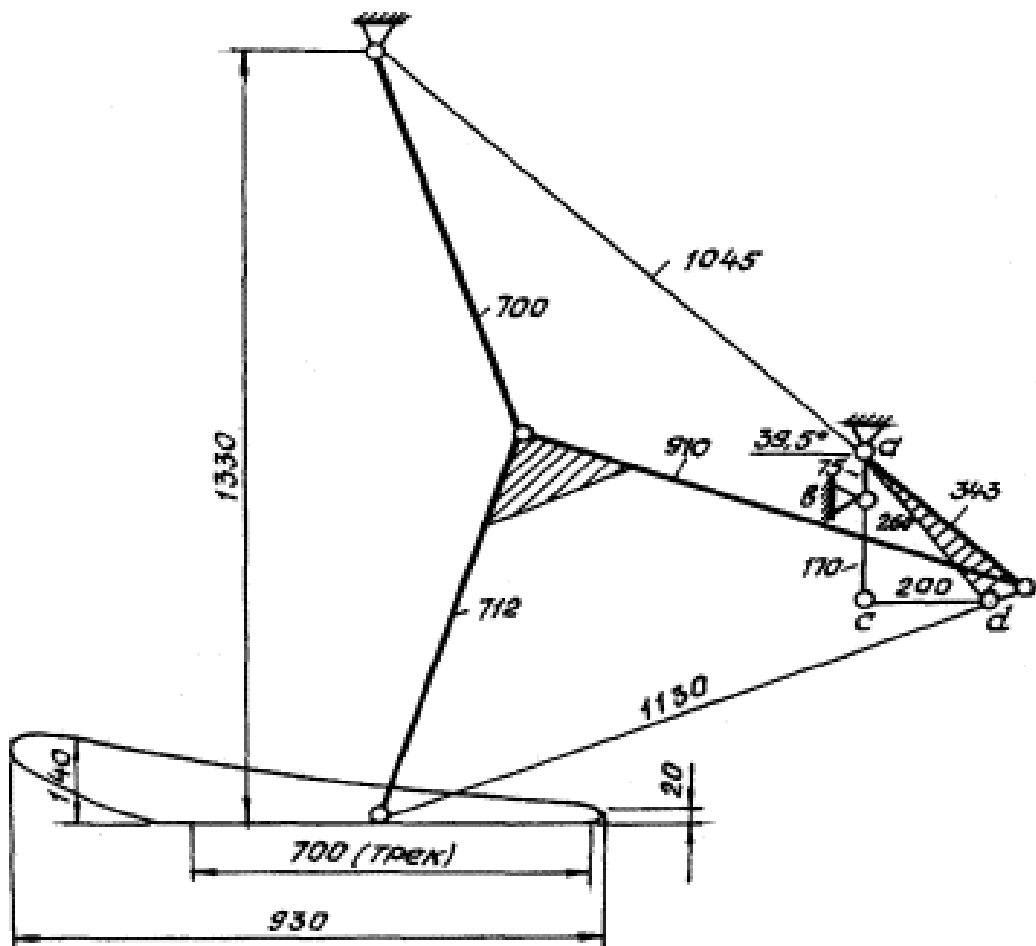


Рисунок 4. 9 –. Чотирьохланковий механізм, $k=0,375$ - коефіцієнт режиму (без acd). Приєднання 4-ланкового механізму з рівномірно обертовим кривошипом забезпечує $k=0,508$

По точності відтворення прямий механізм рис. 4.1 кращий за характеристиками ніж інші, для нього максимальне відхилення становить 5мм на 1000мм довжини опорної ділянки.

По рівномірності швидкості на прямолінійній ділянці помітних переваг жодна з розглянутих схем не має. Нерівномірність горизонтальної швидкості досягає 30%.

Кращу форму траєкторії має шестиланковий механізм (див. мал. 4.3): ділянки заходу й сходу з опорної ділянки нахилені під кутом 45 до обр'ю й мають висоту близько 60% від довжини треку.

Нога змінює напрям горизонтального руху вже піднявшись над опорною поверхнею, що зменшує ймовірність її волочіння. Форма траєкторії

близька до симетричної, що дозволяє досить успішно рухатися як переднім, так і заднім ходом.

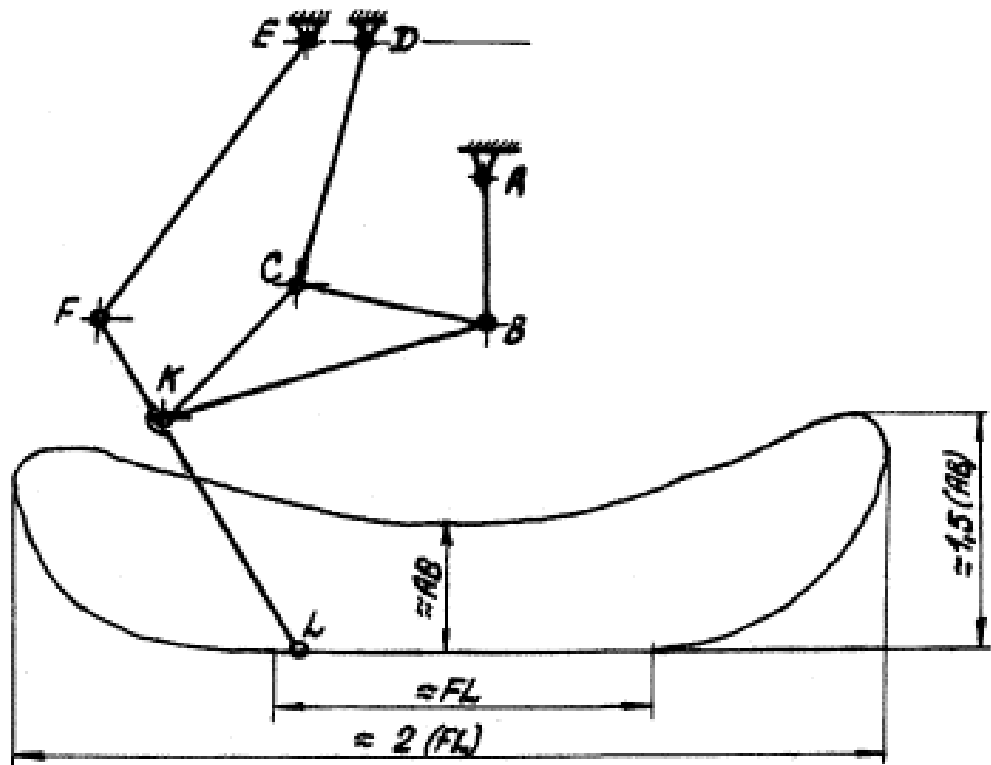


Рисунок 4. 10 – Шести ланковий крокуючий механізм.

$AB = 1$, $BC = 1,4555$, $CD = CK = 1,355$, $AD = 1,233$, $LBCK = 105^\circ$, $ED = 0,3836$,
 $AE = 1,502$, $EF = 2,091$, $FK = 0,8$, $FL = 2,727$

Лямбдаподібний механізм (див. мал. 4.1) має ділянки заходу й сходу з опорної траєкторії висотою близько 3% довжини треку. Так, при довжині кроку 800 мм, зміна напрямку горизонтальної швидкості на початку переносу відбувається при підйомі ноги над опорною поверхнею на 14 мм, що в реальних умовах руху дає практично неминуче волочіння ноги на початку переносу й горизонтальний удар при опусканні ноги наприкінці переносу.

Установка на виході лямбдаподібного механізму додаткового механізму підйому-опускання опорної стійки у вигляді двох або чотирьохланкового механізму (див. мал. 2.4, 2.5) дозволяє одержати висоту підйому ноги над опорною поверхнею на початку переносу в 2 або 4 рази більше зі збереженням сприятливого розподілу горизонтальних швидкостей і коефіцієнта режиму $k = 0,5$, що характеризують лямбдаподібний механізм.

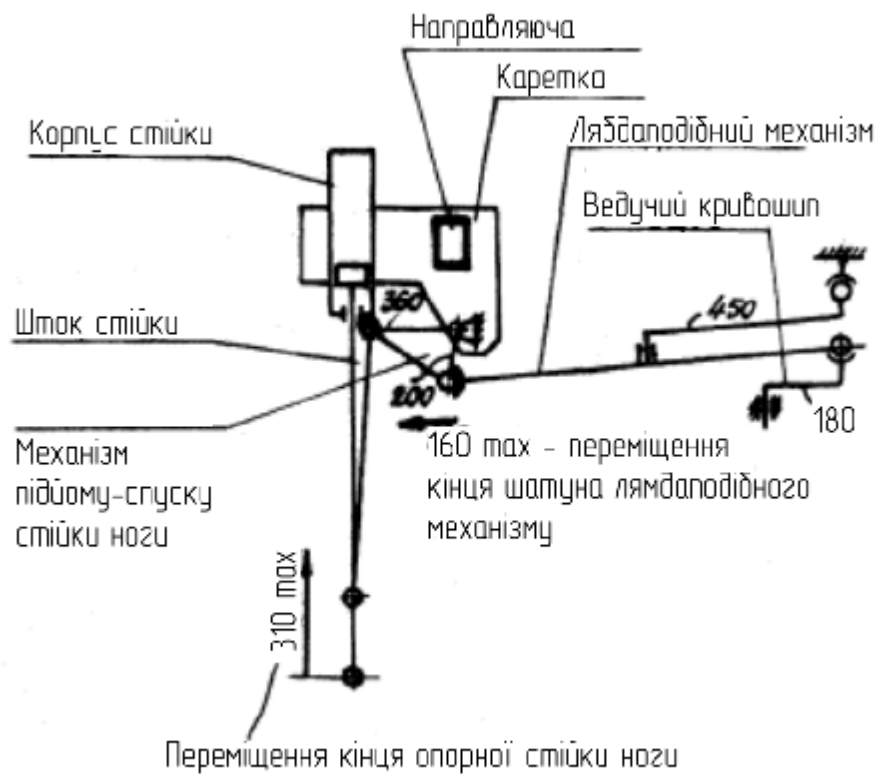


Рисунок 4.11 – Ортогональна нога із приводом від лямбдамеханізму та механізму підйому-спуску ноги у вигляді шарнірного двохланкового механізму

Максимальна висота піднімання кінцівки над опорною поверхнею для однакової величини кроку 800мм складає:

для схем мал. 4.1 - 160 мм; мал. 4.2 - 140 мм; мал. 4.3 - 500 мм; мал. 4.4 - 310 мм; мал. 4.5 - 365 мм.

Ці значення вважаємо задовільними для схем крокових рушіїв при проектуванні машини, призначених для крокового руху по порівняно рівній поверхні, таке можна стосувати до сільськогосподарських полів ряду регіонів.

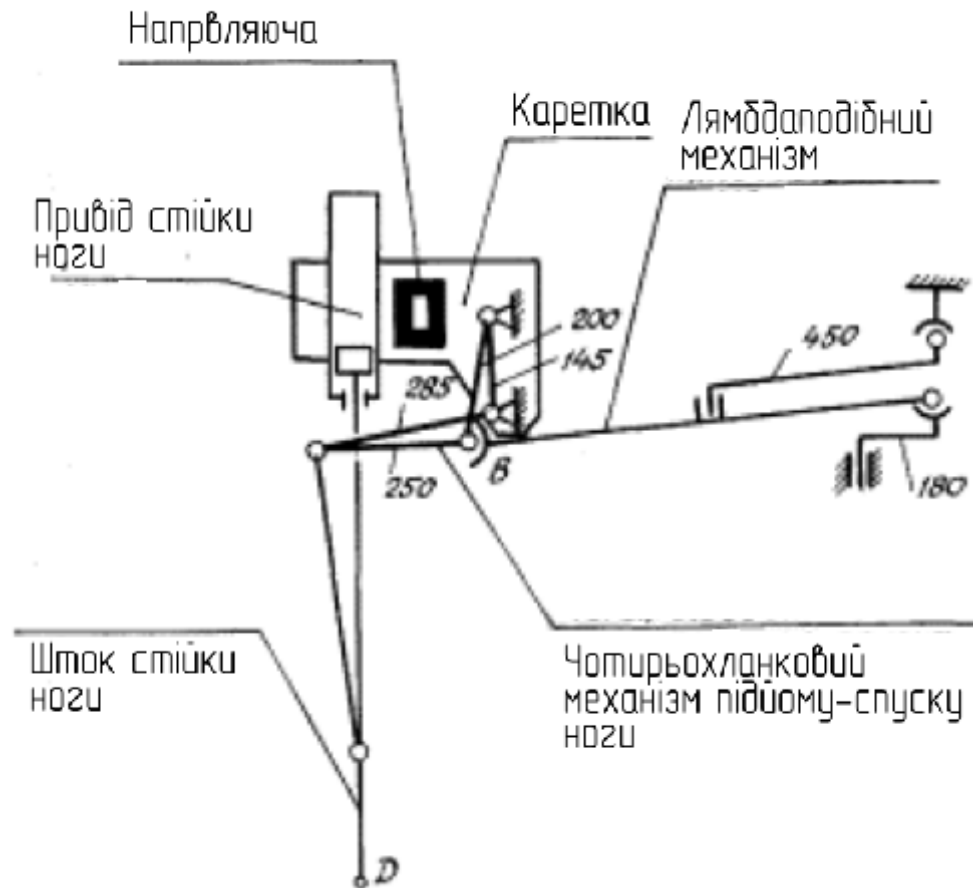


Рисунок 4.12 – Ортогональний механізм крокового руху із приводом від лямбдамеханізму з механізмом підйому-опускання ноги у вигляді шарнірного чотирьохланкового механізму

Максимальна величина прискорення ноги в горизонтальному русі до корпусу машини при крокуванні зі швидкістю 10км/год. складає для схем рис. 4.1, 4.4, 4.5 - 15м/с^2 , для схеми зображеної на рис. 4.2 - 23 м/с^2 , для схеми рис. 4.3 - 320м/с^2 . Як видно, схемні рішення на основі лямбдмеханізму забезпечують плавний рух ноги, найменші значення інерційних навантажень, найменші втрати по потужності на їх подолання. Для схеми мал. 2.3 миттєві прискорення ланок сягають більших значень, що може привести до ударів при роботі механізму та заклинювань механізму.

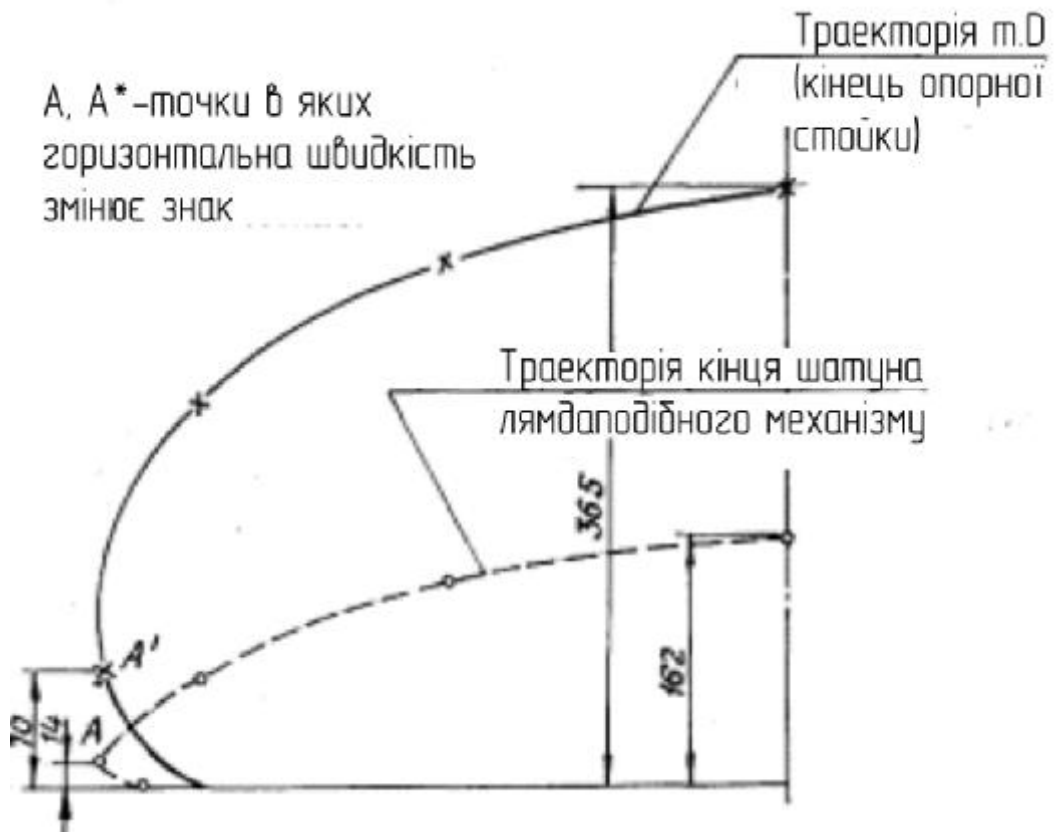


Рисунок 4. 13 – Траєкторії точок Д і В лежать відповідно у вертикальній. і горизонтальній площинах

4.3 Конструктивні особливості:

Мінімальна кількість площин, по яких повинні бути рознесені важелі з умови неперетинання їхніми точками підвісу становить для лямбдаподібного механізму - 2 площини, для подвійного лямбдаподібного механізму (див. рис. 4.1) - 5 площин, для схеми мал. 4.2 - 2 площини (без прискорювача), для схеми рис.4.3 - 4 площини (без прискорювача). Використання важільного прискорювача додає ще 2 площини.

Необхідність рознесення важелів у різні площини сильно ускладнює конструкцію, приводить до консольного кріплення кронштейнів, необхідних для організації нерухомих точок підвісу, через що конструкція виходить нежорсткою в поперечному напрямку. Із цього погляду схеми рис. 4.4, 4.5 виглядають переважніше;

Відносні розміри ланок механізму в порівнянні із заданою довжиною прямолінійної ділянки траєкторії. По цьому показнику ортогональні схеми рис. 4.4 і 4.5, у яких довжина треку становить 95% від розмаху траєкторії й не залежить від довжини ноги, більш кращі, чим важільні механізми. Так, у шестиланковому механізмі (див. мал. 4.3) довжина опорної частини траєкторії становить усього близько 50% розмаху й приблизно дорівнює довжині найбільш довгого важеля. Висота точки підвісу ноги становить 1,4 довжини опорної ділянки;

Наявність у механізмі поступальних пар спричиняє введення в конструкцію фізичних напрямних, ускладнюючих її, а також, збільшує втрати, на тертя. По цьому показнику схеми рис. 4.4 і рис. 4.5 поступаються важільним;

Перпендикулярність опорної стійки до треку на всій його довжині дозволяє вбудовувати в механізм гідроциліндр адаптації й полегшує дисциплінування опорної плити у фазі переносу. По цьому показнику перевага ортогональних схем очевидна (див мал. 4.4 і 4.5).

Проведений аналіз показує, що як основний варіант крокуючих рушіїв для машин ґрунтової прохідності можна рекомендувати ортогональний механізм із приводом від горизонтально розташованого лямбдаподібного механізму, до вільного кінця шатуна якого приєднується механізм підйому-опускання опорної стійки у вигляді важільного двохланкового механізму (див. мал. 4.4).

Ця схема сполучить достоїнства лямбдаподібного механізму - автоматичне одержання коефіцієнта режиму $k = 0,5$ при рівномірному обертанні вхідної ланки кривошипа; високу точність відтворення прямої лінії у фазі опори; прийнятну рівномірність руху на прямолінійній ділянці й відносно низькі прискорення у фазі переносу ($a = 1,5g$, при швидкості руху 10км/год.); оборотність руху; відносну простоту важільного лямбдаподібного чотирьохланкового механізму й двохланкового механізму підйому-опускання стійки - з достоїнствами ортогональної схеми: перпендикулярністю стійки до

опорної ділянки на всій його довжині, жорсткістю конструкції завдяки розвинутій основі корпуса стійки (ноги) у каретці в порівнянні із шарнірною підвіскою важільної ноги.

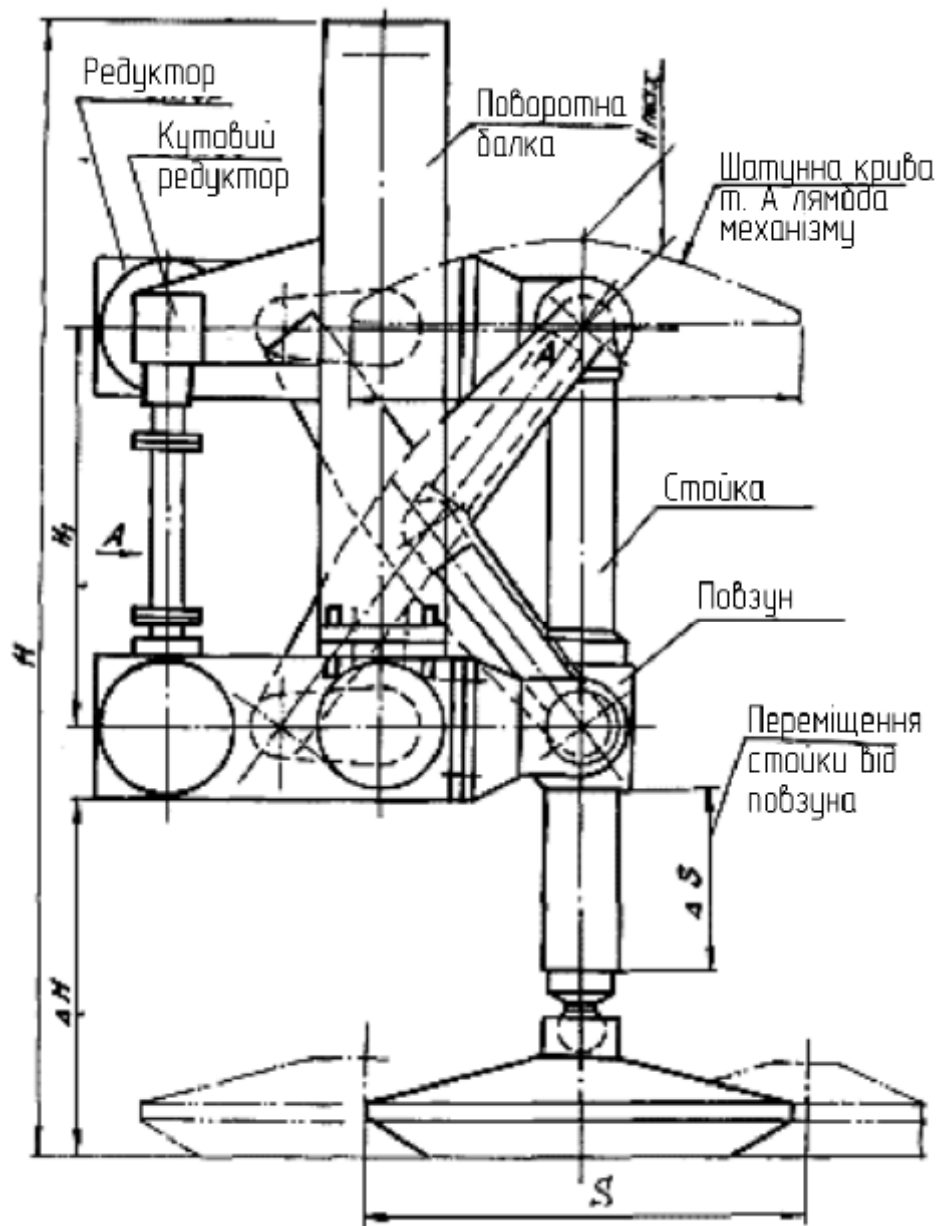


Рисунок 4. 14 – Здвоєний лямбдамеханізм

Використання в схемі проміжного важільного механізму підйому опорної стійки з передатним відношенням, орієнтовно рівним 2 (при прийнятних розмірах ланок), дозволяє як збільшити максимальну висоту підйому ноги, так і поліпшити форму кривободінній частини траєкторії переносу.

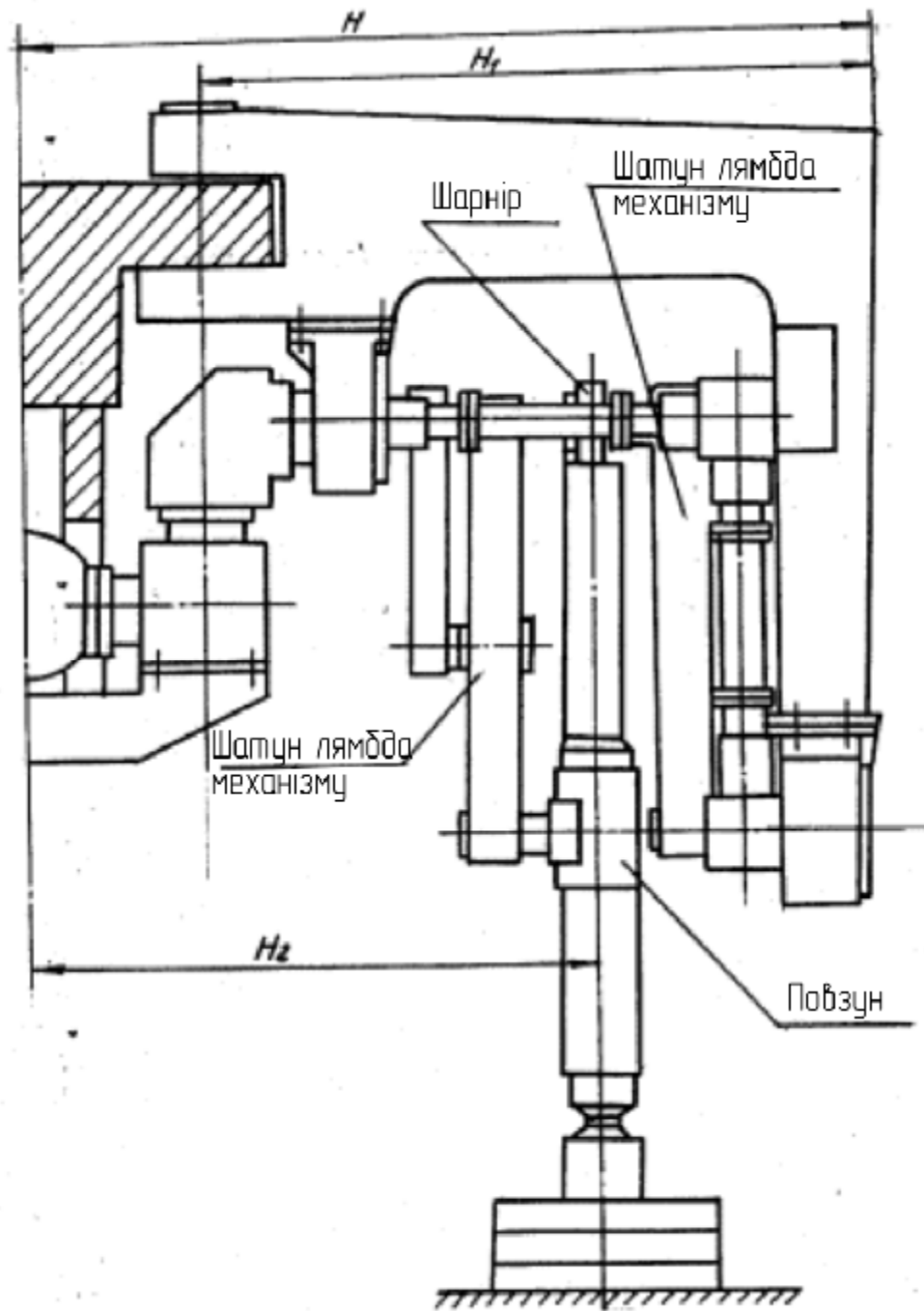


Рисунок 2.15 – Привод на здвоєний лямбдамеханізм

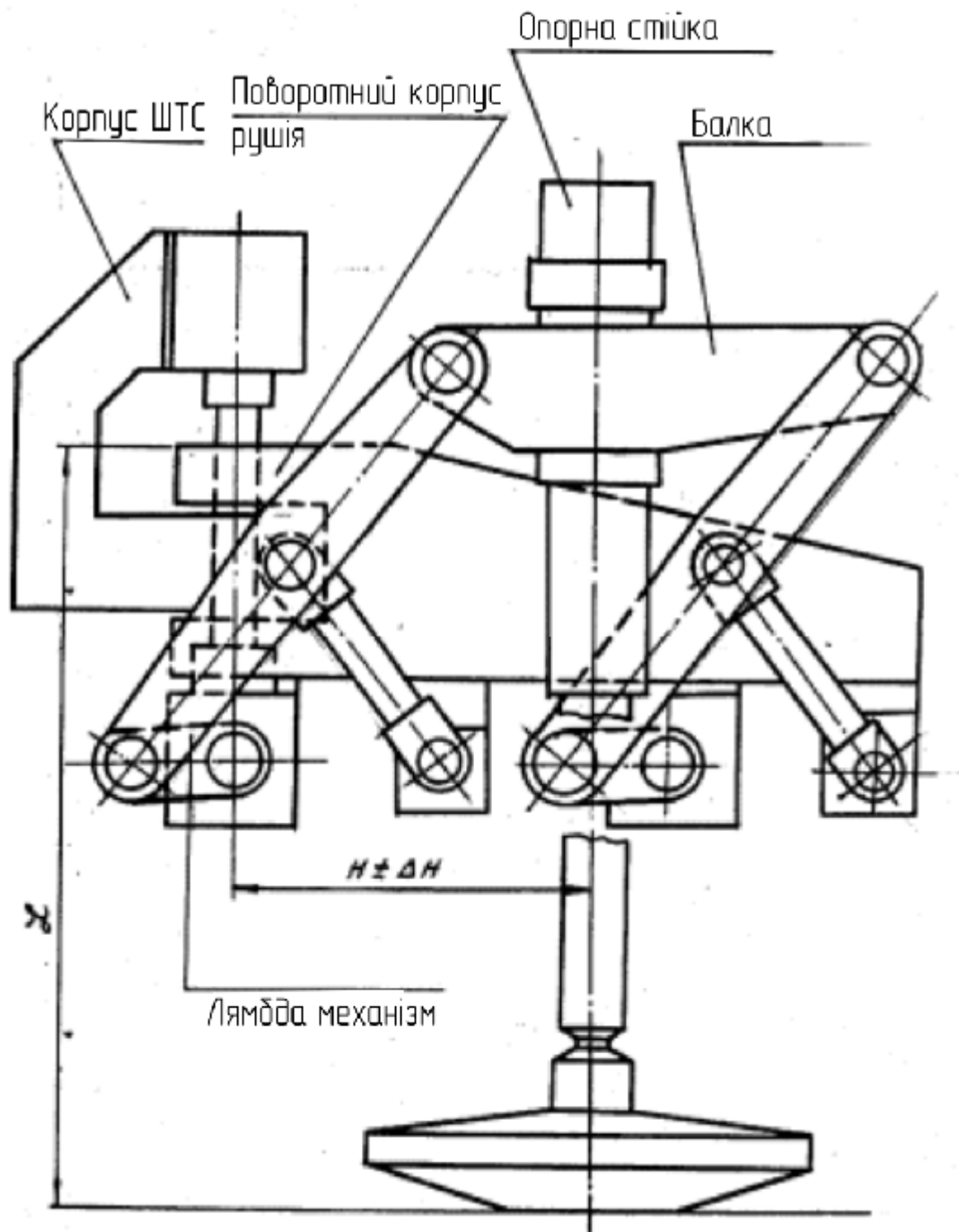


Рисунок 2. 16 – Здвоєний лямбдамеханізм

Використання чотирьохланкового механізму підйому-опускання (див. мал. 4.5) дозволяє одержувати на початку підйому ноги передатне відношення механізму рівним 4 - 4,5 (що зменшується до вершини траєкторії до 2), що поліпшує форму кривої переносу - нога чітко відривається від опори (вектор швидкості опорної точки у відносному русі становить із обрієм кут більше 50°. Але відповідно в 4 - 4,5 рази збільшується навантаження на

важелі, що втримують ногу в робочому положенні, і ускладнюється конструкція (у порівнянні із двохланковим механізмом).

Робота механізму підйому-опускання стійки в схемах рис. 4.4, 4.5 здійснюється за рахунок перпендикулярних до треку переміщень кінця шатуна лямбдаподібного механізму при русі його по кривободінній частині траєкторії й не вимагає додаткового привода.

4.4 Класифікація кінематичних схем механізмів крокування

При розгляді структурних схем і конструктивного виконання механізмів, відібраних на основі сформульованих вище вимог і проведеного кінематичного аналізу, можна виділити кілька груп механізмів по наступних класифікаційних ознаках:

1. Вид основного прямолінійно-напрямого механізму (ПНМ):

- 1) Лямбдамеханізм (λ - механізм).
- 2) Чотирьохланковий важільний однокривошипний механізм із вигнутим шатуном (констр. Н.В.Умнов).
- 3) Шестиланковий важільний механізм із одним ступенем свободи.

2. Наявність додаткового механізму в схемі рушія.

Додатковим механізмом називають групу ланок з нульовим ступенем рухливості до ланок, до яких вона приєднується. Таким чином, використовуючи принцип утворення механізмів Л.В.Ассура, одержуємо новий механізм на основі одного з названих ПНМ, що володіє новими властивостями.

За цією ознакою виділимо три групи крокуючих рушіїв:

1) Без додаткового механізму.

Прикладом можуть служити здвоєні (λ - механізми (див. мал. 4.1, 4.7 - 4.9), що працюють синхронно й переміщують загальну опорну стійку, опора якої рухається по траєкторії, що повторює траєкторію кінця шатуна λ - механізму.

По такому ж принципі побудована машина Чебишева, у якій опорна стійка приєднана безпосередньо до траєкторної точки λ - механізму (питання про спосіб збереження вертикального положення стійки на протязі крокового циклу П.Л.Чебишевим не розглядалось).

2) З механізмом підвищення коефіцієнта режиму ходьби.

Такий додатковий механізм установлюється перед вхідною ланкою основного ПНМ (кривошипом) з метою зміни горизонтальних швидкостей опорної платформи у фазах опори й переносу для підвищення коефіцієнта режиму ходьби до заданого значення без зміни форми траєкторії.

Прикладом може служити чотирьохланковий механізм, вхідний кривошип якого є нерівномірно обертовою вихідною ланкою додаткового механізму, виконаного також у вигляді шарнірного чотирьохланкового механізму (див. мал. 4.2). Форму траєкторії опорного черевика визначає шатунна крива основного чотирьохланкового механізму, а розподіл швидкостей по траєкторії коректується додатковим чотирьохланковим механізмом. За рахунок прискореного переносу ноги коефіцієнт режиму ходьби можна підняти з $k = 0,375$ (при рівномірному обертанні кривошипа основного ПНМ) до $k > 0,5$.

Додатковий механізм може бути виконаний у вигляді кривошипно-кулісного механізму, некруглих зубчастих коліс і по інших схемах.

Шестиланковий механізм (див. мал.4.3), що характеризується серед розглянутих механізмів, найбільшою відносною висотою підйому стопи у фазі переносу й більшим розмахом траєкторії стосовно розмірів ланок механізму, має найменший коефіцієнт режиму

$$k = 0,292.$$

Для λ - механізму, траєкторія якого характеризується дуже низьким розташуванням над опорною поверхнею точок зміни знака горизонтальної швидкості (близько 9% максимальної висоти підйому в середині траєкторії), $k = 0,508$.

Таким чином, поліпшуючи форму траєкторії при синтезі важільного механізму, доводиться зіштовхуватися зі зниженням коефіцієнта режиму ходьби й необхідністю установки додаткового механізму для його коректування, що ускладнює конструкцію рушія, знижує його ККД і надійність.

3) З механізмом поліпшення форми траєкторії.

Такий додатковий механізм приєднується до вихідної ланки основного ПНМ із метою збільшення висоти траєкторії на ділянці переносу. При цьому вдається поліпшувати розподіл вертикальних швидкостей стопи при сході з опорної ділянки, домагаючись до початку переносу величини підйому стопи в 2 - 4 рази більше, ніж в основного ПНМ. Розподіл горизонтальних швидкостей і, отже, коефіцієнт режиму при цьому визначається тільки основним ПНМ.

Прикладом можуть служити схеми λ - механізмів (див мал. 2.4), у яких переміщення траєкторної точки λ - механізму подаються на вхід додаткового механізму підйому-опускання опорної стійки, що забезпечує на початку підйому стопи передатне відношення 2 - 4 для швидкого її відриву від опори, що зменшує ймовірність волочіння. До середини переносу передатне відношення спроектованого механізму зменшується до 1,5...2, по наступних міркуваннях: траєкторія у вихідного λ - механізму у вищій точці має задовільну висоту (близько 0,2 розмахи), а штучне додаткове підтягування нагору стопи викликає збільшення результуючого прискорення у фазі переносу й додаткові енерговитрати на подолання інерційних сил.

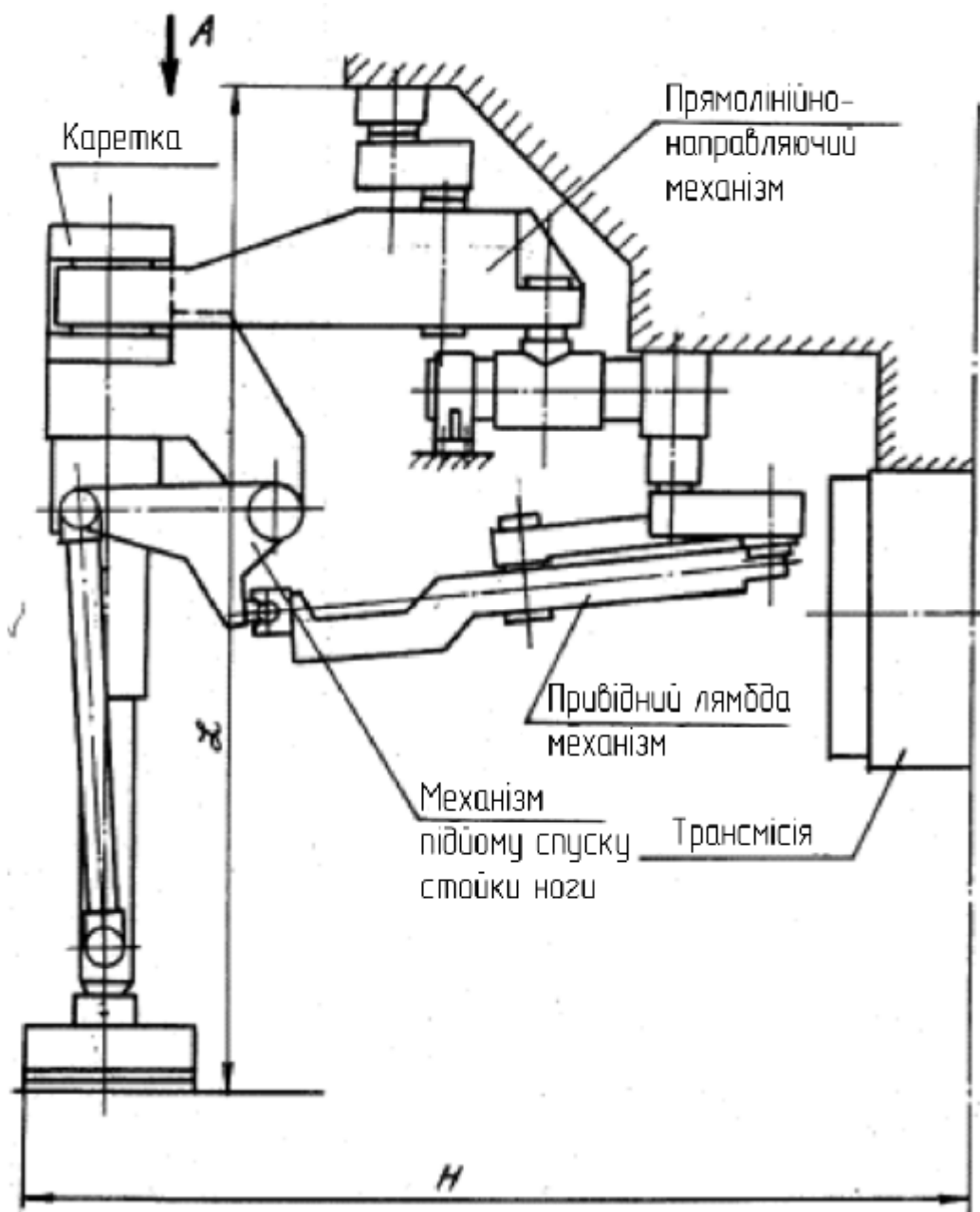


Рисунок 4. 17 – Механізм із допоміжним прямолінійно-напрямним механізмом

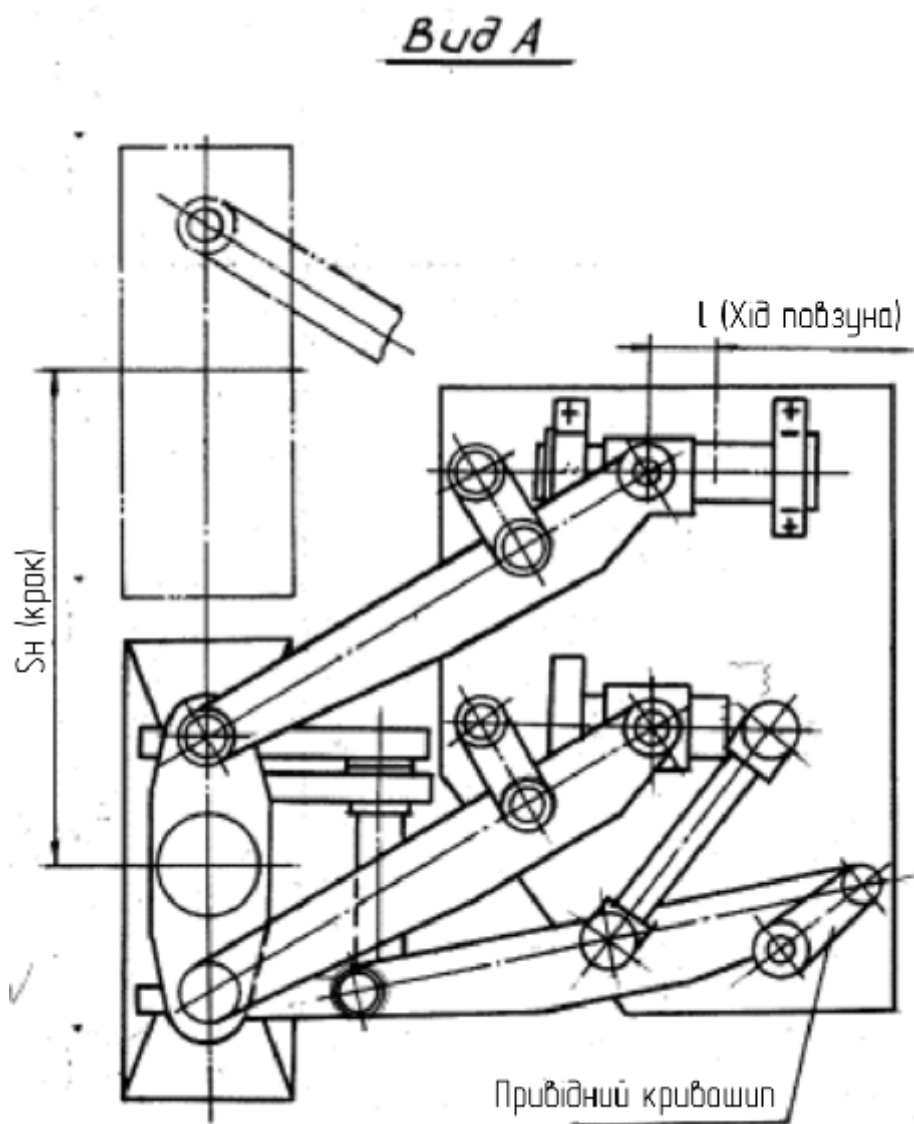


Рисунок 4. 18 – Механізм із допоміжним прямолінійно-напрямним механізмом

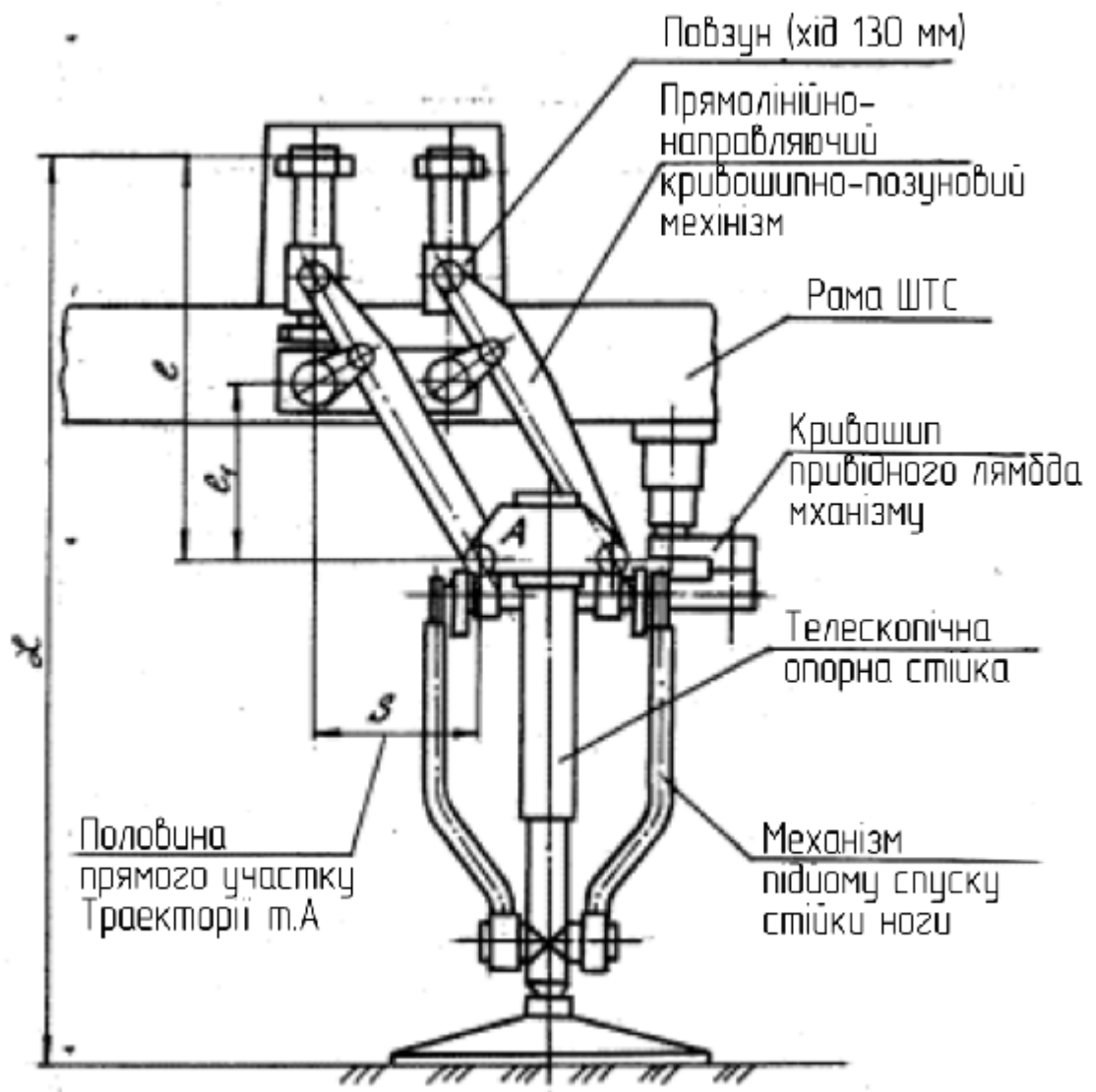


Рисунок 4. 19 – . Крокуючий механізм із додатковими кривошипно-повзунковим і лямбдаподібним механізмами

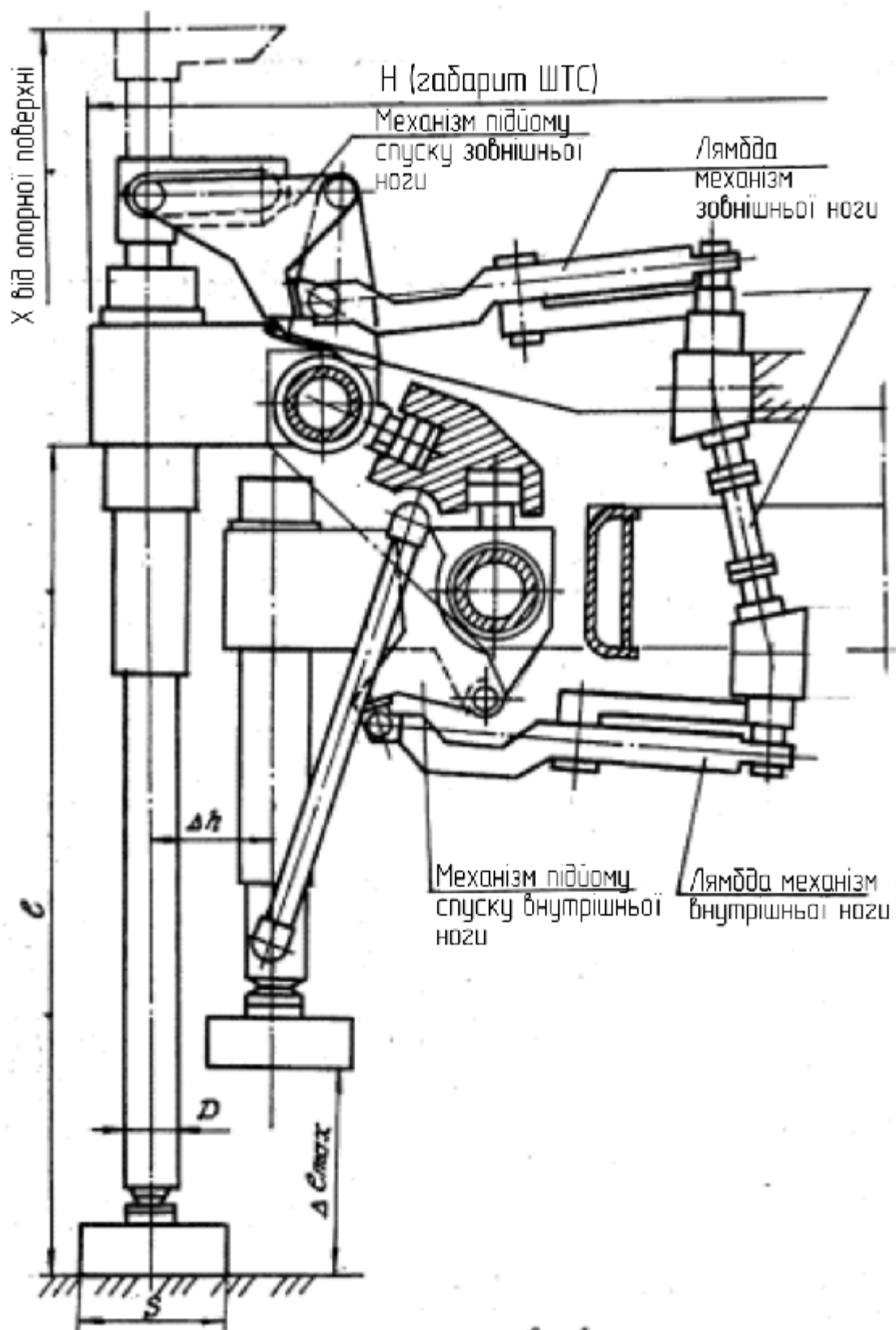


Рисунок 4. 20 – . Здвоєний механізм крокування в поперечній площині

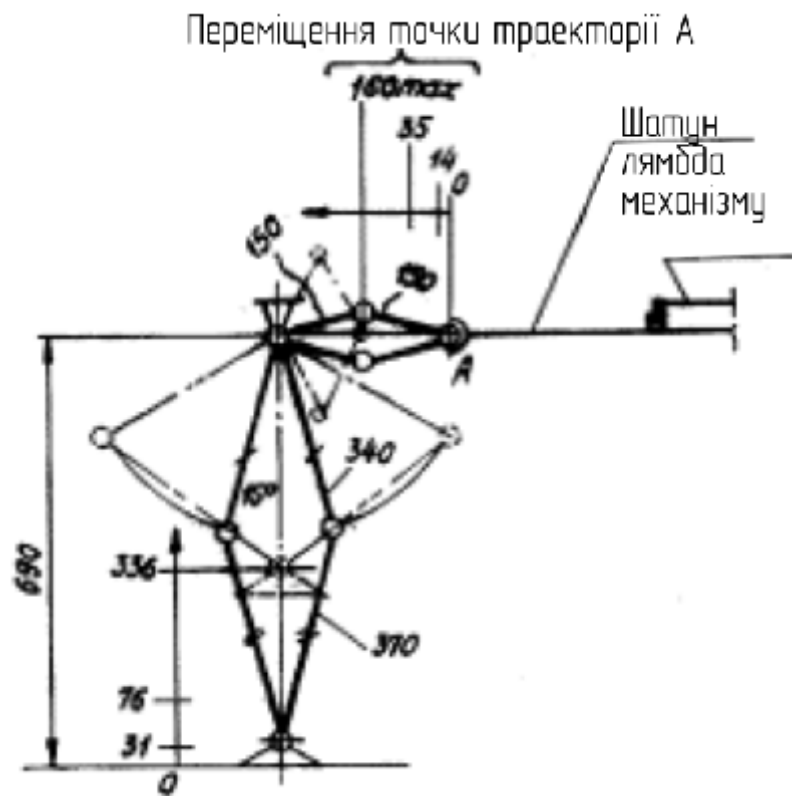


Рисунок 4. 21 – Схема механізму

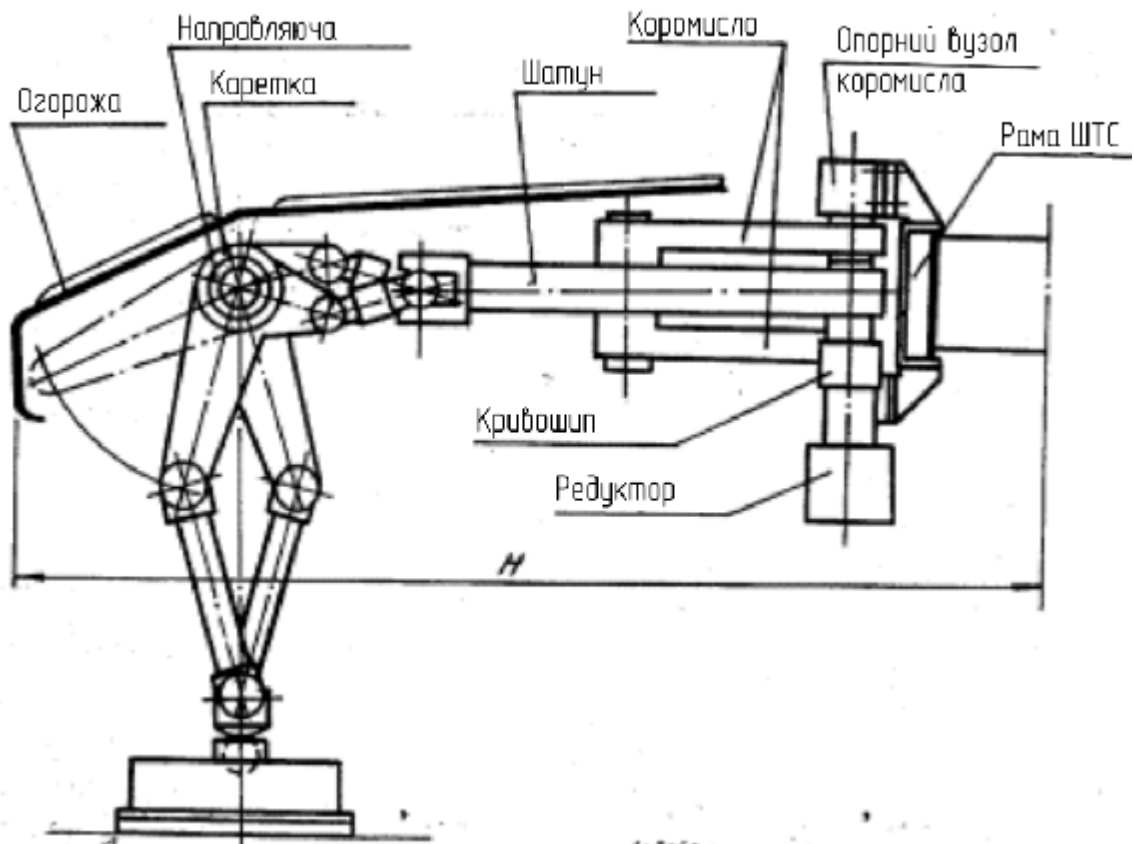


Рисунок 4. 22 – Конструктивне виконання механізму крокування

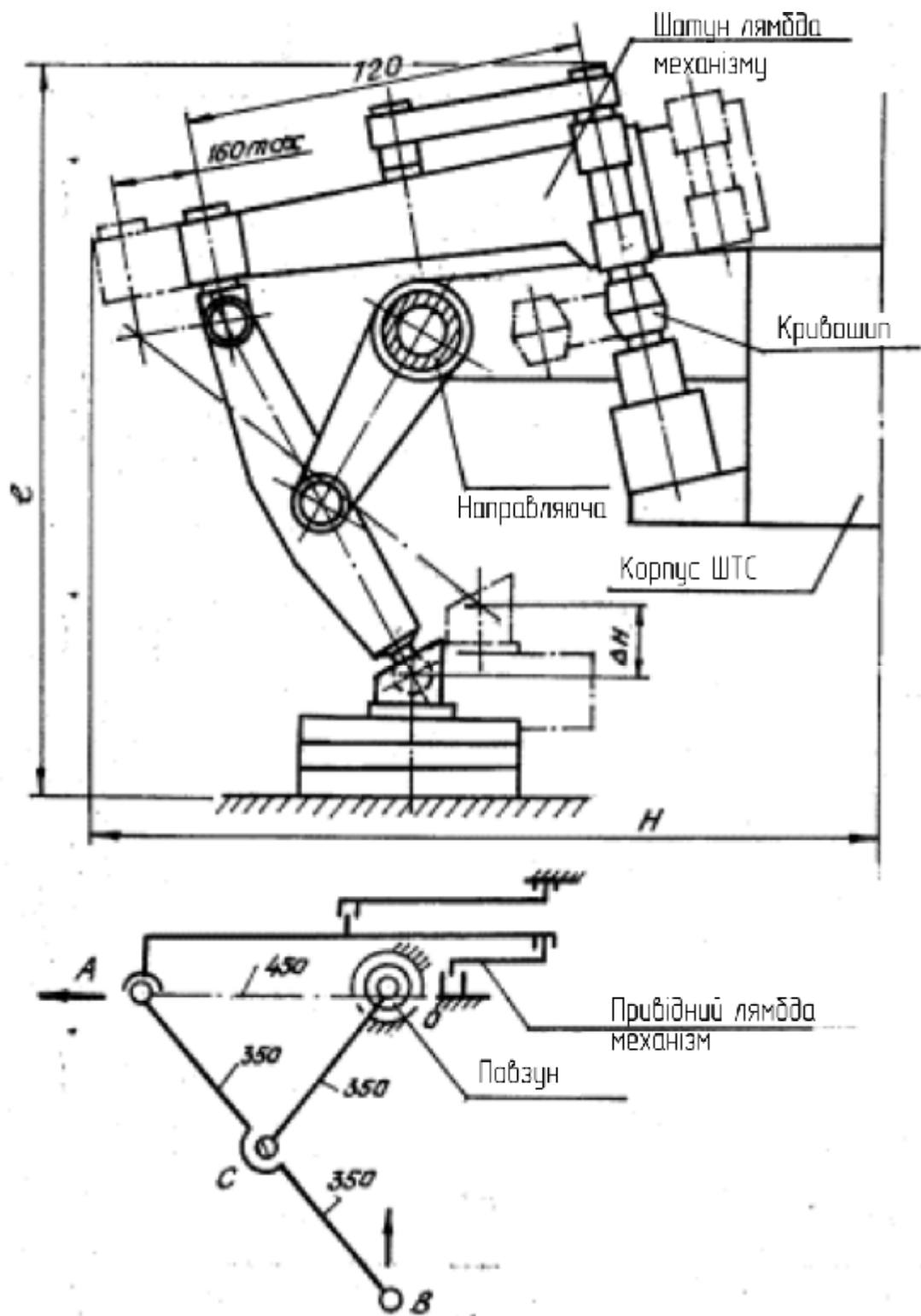


Рисунок 4. 23 – Крокуючий механізм із нахилено-розміщеним лямбдаподібним механізмом

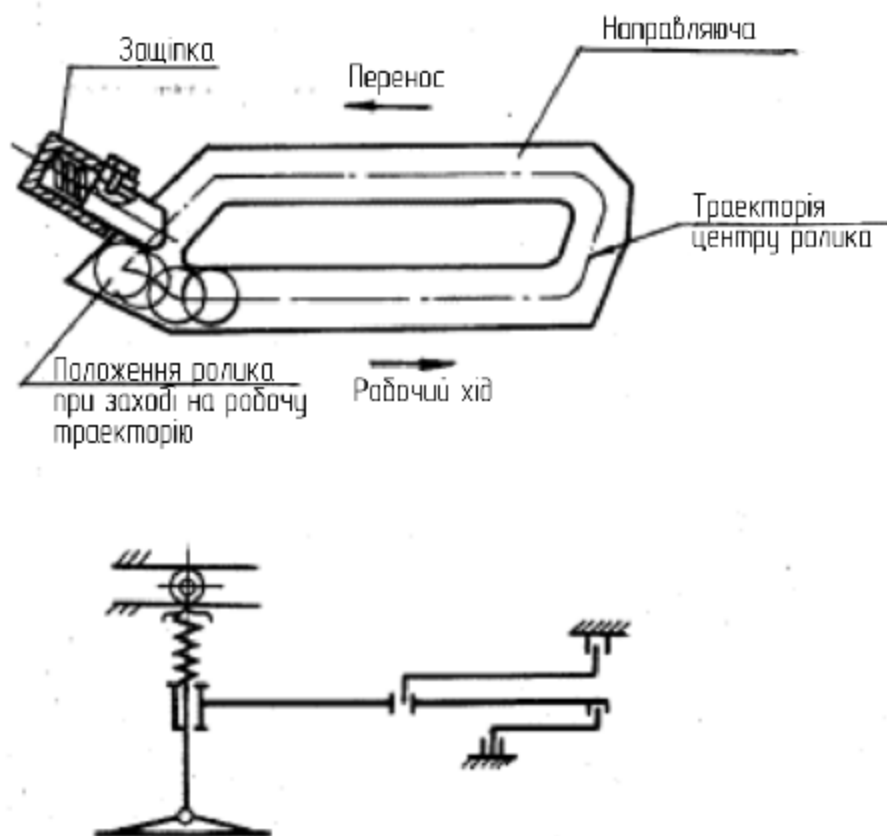


Рисунок 4. 24 – Механізм крокування із замкнутої напрямної

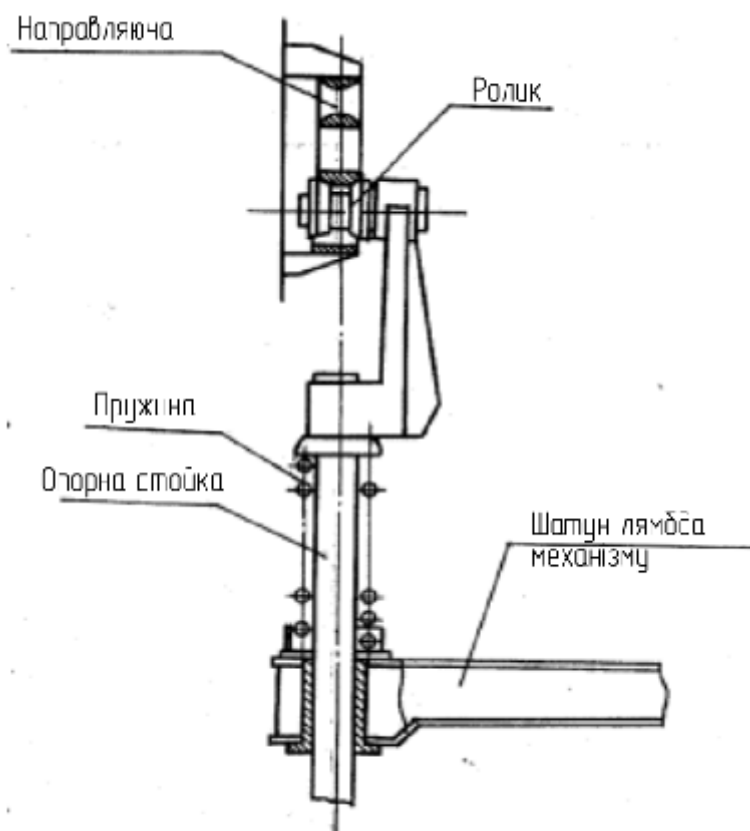


Рисунок 4. 25 – Елементи конструкції механізму крокування із замкнутої напрямної

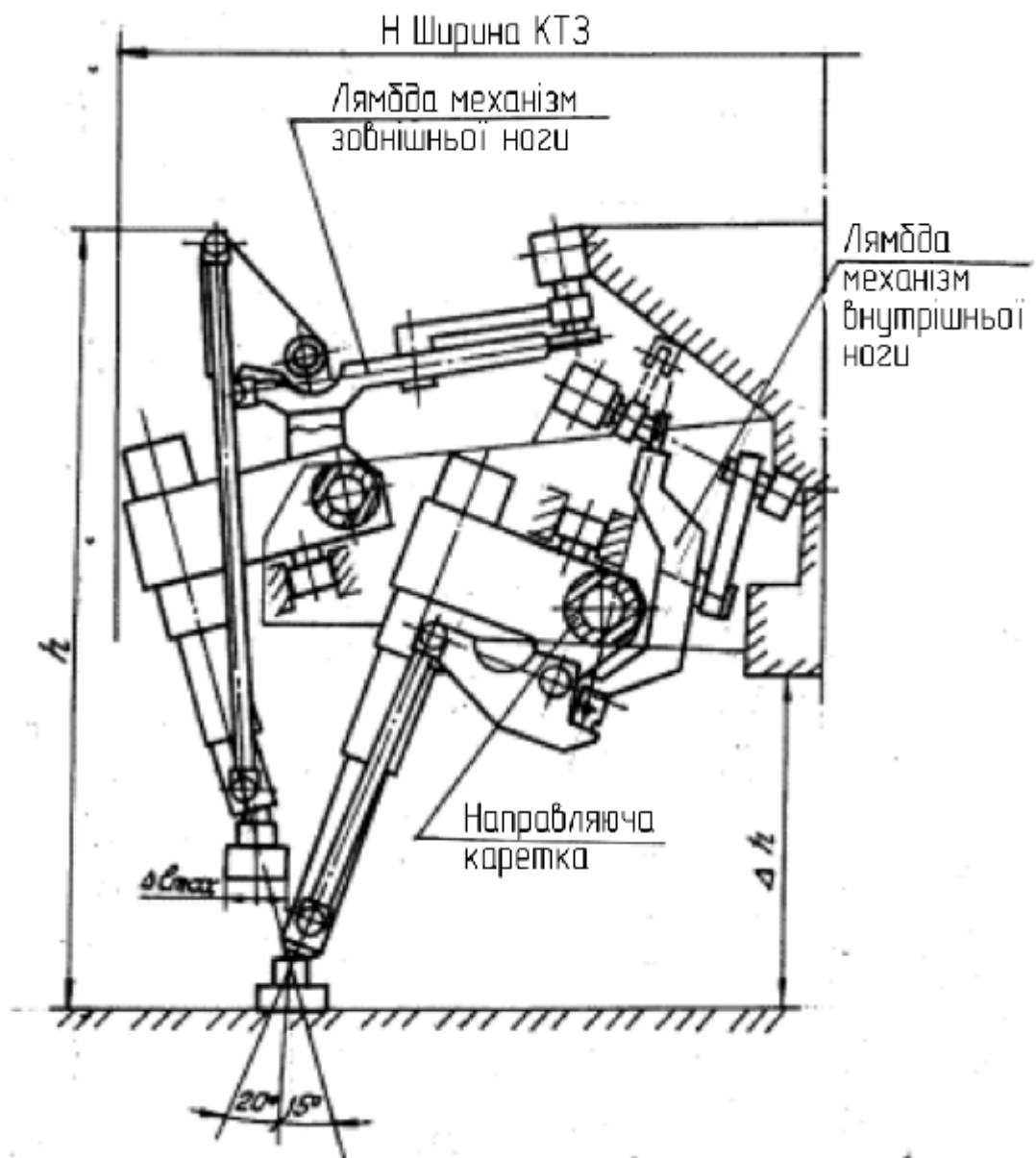


Рисунок 4. 26 – З'єднання двох похилих механізмів крокування в поперечній площині

4.5 Вид використаного в конструкції рушія механізму підйому-опускання опорної стійки (ПОС).

Види розглянутих ПОС:

- 1) Важільний двохланковий механізм (4.4, 4.10 - 4.12).
- 2) Ричажно-повзунковий механізм (рис 4.13).
- 3) Чотирьохланковий важільний механізм (див. мал.4.5).
- 4) Пантограф (мал. 4.14, 4.15).
- 5) Еліпсограф (мал. 4.16).
- 6) Замкнута напрямна, плоска або просторова, по якій переміщається верхній кінець опорної стійки (мал. 4.17, 4.18).

Складність здійснення цієї схеми обумовлена наступним: частина прямолінійної горизонтальної ділянки траєкторії λ -механізму повинна бути відведена для підйому й опускання стійки по похилих поверхнях за рахунок горизонтального її ведення шатуном, що знижує коефіцієнт режиму ходьби; для запобігання заклинювання механізму при зміні шатуном напрямку горизонтального руху необхідна пружина, що виштовхує ролик на верхню гілку напрямної при досягненні шатуном крайнього правого положення. При заході на опорну траєкторію для опускання стійки ця пружина повинна бути стиснута. При цьому на початку робочого ходу, коли шатун починає рух ліворуч праворуч, стиснута пружина прагне штовхати ролик нагору на гілку переносу. Для запобігання цього встановлюється засувка, що пропускає ролик зверху на долину при русі вліво, але забороняє рух нагору на початку руху праворуч. Наявність засувки ускладнює конструкцію й вимагає експериментальної перевірки надійності роботи схеми.

Схеми із просторовими напрямними й приводами горизонтального переміщення стійки у вигляді ланцюгових і тому подібних передач вимагають у крайніх точках траєкторії поворотів досить великого радіуса для можливості їхнього обкатування роликами, закріпленими на опорних стійках (мінімальний радіус опорного ролика визначається з розрахунку на

контактну міцність). Необхідність у ділянках повороту знижує коефіцієнт режиму й вимагає збільшення числа ніг, що ускладнює конструкцію, підвищує ймовірність циркуляції потужності при одночасному контакті з опорою декількох ніг, що мають різну горизонтальну швидкість.

4.6 Конструкція опорної стійки.

У розглянутих рушіях опорна стійка представлена у вигляді:

1) Жорсткої стійки, довжина якої не змінюється при роботі механізму (див. мал. 4.1 - 4.3).

2) Циліндричної телескопічної стійки, підйом якої здійснюється за рахунок переміщення штока щодо корпусу стійки (див. мал. 4.4, 4.5). Тобто в конструкції стійки використана пара ковзання.

3) Важільного механізму, ланки якого з'єднані тільки парами обертання, до якого прикріплюється опорна плита (див. мал. 4.10 - 4.12, 4.14, 4.15). Такий механізм приєднується до основного ПНМ, що задає горизонтальне зворотно-поступальне переміщення опорної плити, і забезпечує підйом-опускання плити, використовуючи для цього переміщення ПНМ перпендикулярні до треку (на ділянці переносу траєкторії). Передатне відношення механізму-стійки може бути більше одиниці, підвищуючи можливості КМ при русі по нерівностях.

4.7 Спосіб організації руху опорної стійки в заданій площині.

При розробці конструкції рушія площина, у якій переміщається опорна стійка (площина крокування), може бути задана:

1) Розташуванням площини переміщення ланок основного ПНМ.

Цей спосіб реалізується, коли черевик кріпиться безпосередньо до траєкторної точки основного ПНМ (у схемі рушія не використовуються механізми поліпшення форми траєкторії). Прикладом можуть служити чотирьохланковий механізм (див. мал. 4.2) або шестиланковий механізм, розташований у вертикальній площині, шатуни яких безпосередньо

використовуються як опорна стійка. Такі схеми дозволяють одержувати найменші по ширині рушії. Це, у свою чергу, дозволяє з'єднувати вузький блок рушія з корпусом за допомогою шарніра, забезпечуючи можливість повороту КМ за рахунок повороту площини крокування навколо вертикальної осі.

Недоліком названих схем механізмів є не перпендикулярність опорної стійки до треку, що несприятливо з погляду навантаження ланок рушіїв, неможливості вбудовування гідроциліндра адаптації й необхідності дисциплінування опорної плити у фазі переносу.

Завдання площини крокування за рахунок розташування площини роботи основного ПНМ реалізовано в схемах з подвоєними (- механізмами (див. мал. 4.1, 4.7, 4.9). Їхні достоїнства пов'язані з достоїнствами λ - механізму, недолік - подвійна кількість λ - механізмів у порівнянні із числом ніг.

2) За допомогою фізичних напрямних, по яких переміщається каретка із установлені в ній опорною стійкою.

Площина крокування задається розташуванням напрямних, а приводний ПНМ, що здійснює в таких схемах функцію перетворення обертового руху вала трансмісії у зворотно-поступальний рух каретки, може мати досить довільну орієнтацію своєї площини, аби тільки трек залишався паралельним осям напрямних. Це відкриває певні можливості при компонованні рушія й машини в цілому (див. рис. 4.4, 4.5, 4.13, 4.16, 4.17 - 4.20).

Другим достоїнством схем з кареткою є те, що каретка, маючи рухливість уздовж напрямної (що дозволяє здійснювати горизонтальне переміщення при робочому ході й при переносі), у напрямку перпендикулярному траєкторії рухливості не має, завдяки чому може бути використана як базова ланка при синтезі додаткового механізму підйому-опускання опорної стійки, площина якого перпендикулярна напрямній.

3) За допомогою прямолінійно-напрямних механізмів, до траєкторних точок яких приєднана каретка з опорною стійкою.

Маються на увазі додаткові ПНМ, що вводяться в конструкцію крім основного ПНМ) (див. мал. 4.10 - 4.12). Замість фізичної напрямної рух каретки заданий кінематично - уздовж прямолінійної ділянки траєкторії ПНМ. З конструкції виключена напрямна, яку важко виготовити точною, жорсткою та захищеною від бруду.

У конструкції збереглися пари ковзання, але зі значно більше короткими напрямними (майже в 7,5 разів). Однак уведено 6 додаткових рухомих важелів і шатуни ПНМ навантажені вертикальною силою, перпендикулярної площини механізмів (навантаженням на опорній стійці).

Просторове розташування площини основного ПНМ.

- 1) Горизонтальне розташування основного ПНМ (див. мал. 4.4, 4.5).
- 2) Вертикальне розташування основного ПНМ (див. мал. 4.2...4.3).
- 3) Похиле розташування основного ПНМ (див. мал. 4.19).

4.8 Аналіз розрахункових схем механізмів крокування

Критерії, на основі яких оцінюються конструкції рушіїв, побудованих на основі важільних механізмів, можна сформулювати в наступному виді.

1. Габарити рушія: довжина, ширина, висота.

Для порівнянності результатів, конструктивні розробки виконувалися для того самого значення розмаху траєкторії – 850 мм.

Порівняння параметрів, що виходять, є простим і наочним. Разом з тим обсяг, займаний конструкцією, є досить значним і глибоким показником її досконалості, тому що відбиває раціональність обраних кінематичних і силових схем і в значній мірі визначає можливість розташування рушіїв на корпусі КМ послідовно (один за іншим) або об'єднання їх у блоки попарно (поперечне компонування), можливість повороту рушія щодо корпусу КМ і т.д.

2. Число рухомих ланок рушія, що переміщують одну опорну стійку.

3. Число площин, у яких рухаються ланки механізму.

4. Наявність поступальних пар у конструкції рушія.

Фізичні напрямні, особливо довгі, важко виготовляти з високою точністю. Навантаження з боку повзуну викликає їхній вигин, що приводить до росту їхніх перерізів і, як наслідок, ваги через необхідність забезпечення жорсткості, що виключає перекося й заклинювання пари. Такі напрямні важко герметизувати, у результаті чого вони працюють в умовах сухого або напівсухого тертя, що знижує ККД КМ і збільшує зношування рушія.

5. Зручність підведення вала трансмісії до вхідного кривошипа механізму.

6. Наявність навантажень, перпендикулярні площини ПНМ.

При вертикальному розташуванні ПНМ відсутність таких навантажень забезпечується автоматично.

При горизонтальному або похилому розташуванні приводного ПНМ для розвантаження його ланок від вертикальної реакції потрібне введення горизонтальних напрямних. Вагові навантаження сприймаються напрямною, котра як нерухливий елемент корпуса КМ може бути виконана досить жорсткою й масивною. Рухливі ланки механізму, використововуваного для створення горизонтального тягового зусилля, можуть бути полегшені, що знижує інерційні навантаження й підвищує ККД.

4.9 Розробка системи керування приводами крокуючої машини

Система управління і контролю приводів ніг крокової машини має забезпечувати послідовність рухів кожної окремої ноги, забезпечувати синхронне переміщення ніг по всановленому алгоритму.

При виконанні КМ у шестиногому варіанті, доцільно розробити алгоритми управління рухом трійок ніг, тоді вона спиратиметься на три опорні точки в будь-якому положенні, це забезпечить стійкий стан КМ.

Необхідно враховувати рельєф, стан, вид опорних поверхонь з метою визначення позиції для кожної з трьох опорних ніг. Тоді встановлюється відповідне задане положення корпусу КМ.

Для досягнення даної мети слід проводити контрольні операції точки опори ноги КМ по навантаженню, з порівнянням визначеного значення із заданим для стійкого положення, коли забезпечується стійка позиція.

Це стосується випадків відсутності занурення ніг КМ в опорну поверхню, осування, зміщення по осям.

Слід забезпечити контроль швидкості зсуву, занурення стопи КМ, це опосередковано дасть змогу робити висновки про стан поверхні, та встановлювати відповідне управління кожної окремої ноги.

Для випадку відсутності досягнення значення опорного навантаження для точок контакту з поверхнею, великих швидкостей зміщення стоп КМ після контакту, виникає потреба ухвалювати рішення про переміщення ніг в іншу опорну точку.

Напрямок переставляння ноги КМ задаватиметься градієнтом зміщення направленою у сторону зменшення опорних характеристик поверхні. Наступна точка постановки ноги КМ задаватиметься у напрямку протилежному, пере постановка ноги здійснюватиметься на відстань пропорційну швидкості.

Важливі завдання системи управління КМ є наступні:

Збір та обробка даних про навколишнє середовище.

Синхронізація руху ніг КМ, встановлення та стабілізація програмного руху КМ у просторі.

Система управління КМ повинна забезпечувати висновки про рельєф опорних поверхонь. Для руху КМ система управління керується даними про можливість постановки ніг у ту або іншу точку, зважаючи на її рельєф та фізичні властивості.

Система інформаційного забезпечення КМ повинна забезпечувати при русі КМ швидку реакцію машини на тип опорної поверхні, приймати рішення про постановку на неї ноги й т.д.

Питання розробки такої системи інформаційного забезпечення надзвичайно актуальне для автоматичних транспортних засобів, як для крокуючих, так і для колісних і гусеничних. Систему управління приводами доцільно розробляти дворівневу у складі локальних контролерів для кожної ноги окремо та загальної системи управління, для координації руху ніг КМ та ухвалення рішень про постановку ніг, їх перепостановку для випадку незадовільної якості опорної поверхні.

Блок контролю зусиль ноги та опорної стопи крокової машини доцільно розробляти на базі компактних енергоефективних засобів мікропроцесорної техніки, до яких відноситься сучасний контролер PIC 16C62

Архітектура процесора

Архітектура заснована на роздільних шинах та областях пам'яті команд, даних – Гарвардська архітектура. Розрядності шин, – дані і пам'ять (ОЗУ) - ширину 8 біт, шина програм і пам'ять програм (ПЗУ) – 14 біт.

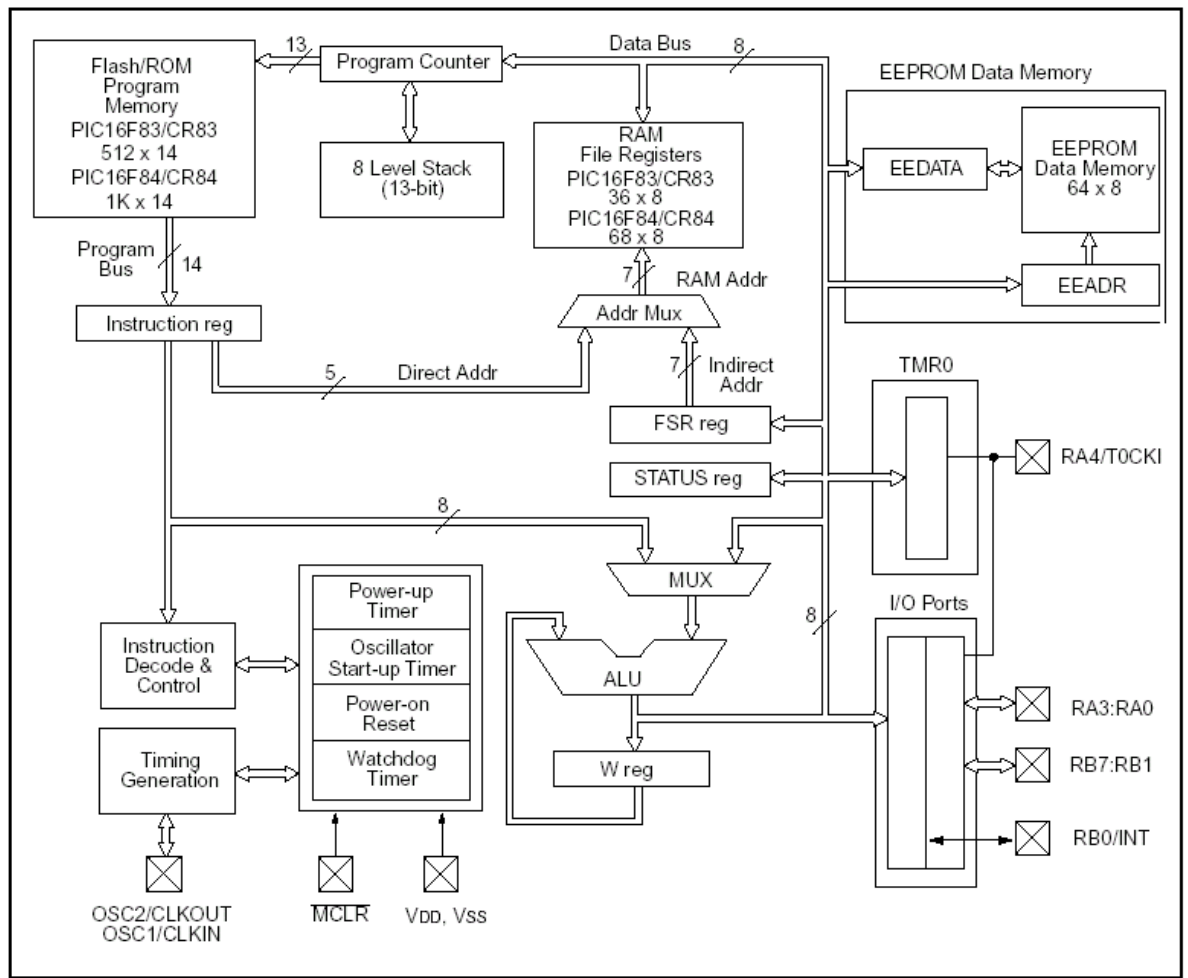


Рисунок 4. 21 – Архітектура PIC

5 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

5.1 Дослідження динаміки гідроприводу з LS-Регулюванням в середовищі Simulink

Simulink - це одна із прикладних програм, що входять у систему Matlab, що призначена для моделювання динамічних систем. Програма має графічний інтерфейс, що дозволяє досить просто формувати структурні схеми систем будь-якого ступеня складності. Simulink містить у собі бібліотеку різних лінійних і нелінійних компонентів, джерел вхідних сигналів і т.д. В Simulink існує також можливість створення власних блоків.

Побудова схеми досліджуваної системи здійснюється за допомогою копіювання або переміщення блоків з бібліотеки в робоче вікно. Властивості кожного блоку задаються за допомогою меню Block Parameters, у якому можна задати всі необхідні параметри блоку. Для перегляду результатів моделювання використовуються кілька блоків, які дозволяють спостерігати за процесом моделювання в режимі реального часу. У системі Matlab+Simulink можна будувати характеристики, використовувані в теорії автоматичного керування, наприклад амплітудні фазові частотні характеристики (діаграми Боде), діаграма Найквіста, перехідні процеси.

Структурна схема гідроприводу однієї ноги КМ, що складає з передатних функцій, що входять у неї елементів, набрана в системі Matlab+Simulink представлена на мал.5.1

Елементи гідроприводів ноги об'єднані в макроблоки, кожний з яких має відповідну назву (Поворот стойки, Стегно, Гомілка). Окремо розташований макроблок, що поєднує елементи, що входять у насос (LS- розподільник, циліндри керування). Кожний з макроблоків гідроприводів, у свою чергу, містить макроблоки, що описують роботу пропорційного розподільника й гідроциліндра. На мал. 5.2 показаний уміст макроблоку для привода повороту стойки. Уміст кожного макроблоку можна подивитися, зробивши подвійне клацання лівої кнопки миші на його зображенні.

Робота пропорційного розподільника, включаючи електронний підсилювач, описується передатними функціями елементів, що входять у нього (рис.5.3). Зміст макроблоку Гідроциліндр містить у собі передатні функції, що описують гідроциліндр (мал.5.4).

У системі Matlab+Simulink є можливість уведення нелінійностей різного виду, які дозволяють описати процеси неподдаючися лінеаризації. У моделі насоса використовуються нелінійності, які обмежують вихідну величину. Такі блоки імітують обмеження переміщення циліндрів керування, зсув LS-Золотника. Блок Fsp дозволяє виконувати математичні операції над сигналами. Цей блок використовувався для уведення нелінійних рівнянь, що описують витрати рідини через LS-Золотник і канал у ЦУ №2. Вміст макроблоку Насос містить у собі передатні функції, що описують функціонування насоса.

5.2 Результати моделювання

На рис.5.7 представлені перехідні процеси рухів поршнів гідроциліндрів у гідроприводах ноги (повороту стойки, гомілки й стегна). Вид перехідних процесів показує, що замкнута система гідроприводу однієї ноги стійка. Час перехідних процесів дорівнює часу перехідних процесів, отриманих у результаті моделювання нелінійної системи [3].

Важливою динамічною характеристикою систем автоматичного керування є частотні характеристики, достоїнство яких полягає в тому, що частотні характеристики дозволяють просто виявляти вплив того або іншого параметра на динамічні властивості системи (стійкість, перехідний процес і т.д.). Частотні характеристики ланок і систем будуються на підставі їх комплексних передатних функцій. Для аналізу стійкості досліджуваної гідравлічної системи керування застосовуються логарифмічні амплітудні фазові частотні характеристики (ЛАФЧХ) розімкнутого ланцюга. Для цього необхідно розірвати зворотний зв'язок по швидкості гідроциліндра,

позначити крапки уведення, input point, і крапку виводу, output point, які необхідні для одержання частотних характеристик.

ЛАЧХ і ЛФЧХ для гідроприводу кожного ступеня волі ноги представлені на рис 5.9-5.10. Запаси по частоті й амплітуді повинні бути не менш певних значень. Запаси, що рекомендуються, по амплітуді - 6-8 дБ, по фазі 40° - . Для гідроприводу повороту стойки запас по амплітуді становить 9.75 дБ, запас по фазі 36° , що є цілком достатнім. Гідропривід гомілки ноги: запас по амплітуді дорівнює 10 дБ, запас по фазі - 40° . Частотні характеристики гідроприводу стегна (5.11) мають запас по амплітуді 8 дБ, запас по фазі 35° . Ще одним способом перевірки стійкості системи є критерій Найквіста, якому можна сформулювати в такий спосіб: Якщо розімкнутий ланцюг системи стійкий, то для стійкості замкнутої досить і необхідно, щоб АФЧХ розімкнутого ланцюга не охоплювали точку $(-1, j0)$. На рис.5.12-5.13 зображені діаграми Найквіста для гідроприводів відповідно гомілці, стегна й повороту стойки. Як видно із графіків жоден з них не охоплює крапку $(-1, j0)$, що на кожному із графіків позначена хрестиком. З діаграм випливає, що гідроприводи стійкі.

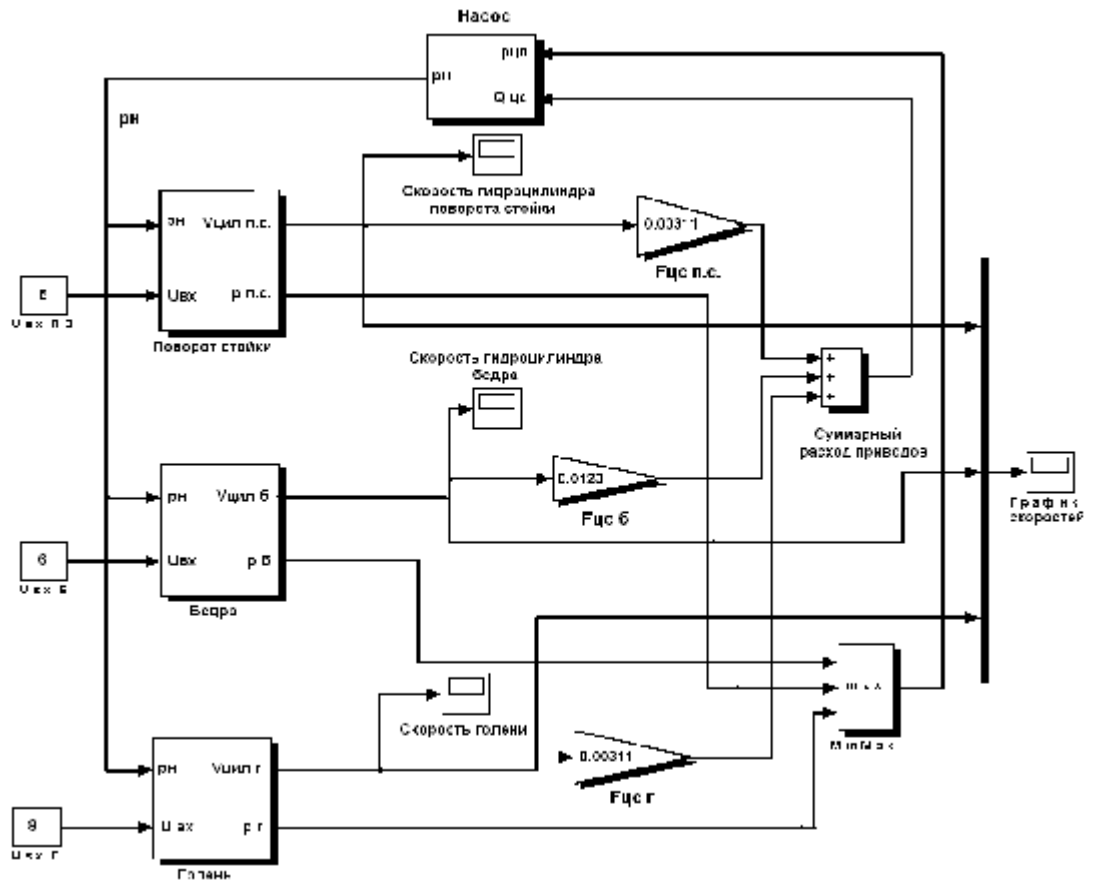


Рисунок 5.1 – Структурна схема гідроприводів ноги КМ, набрана у системі Matlab.

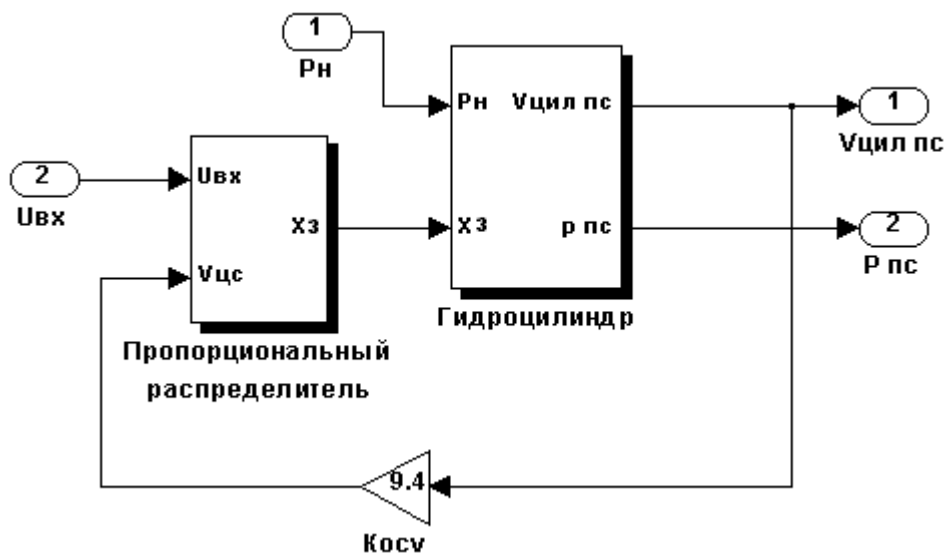


Рисунок 5.2 – Макроблок для гідроприводу повороту ноги.

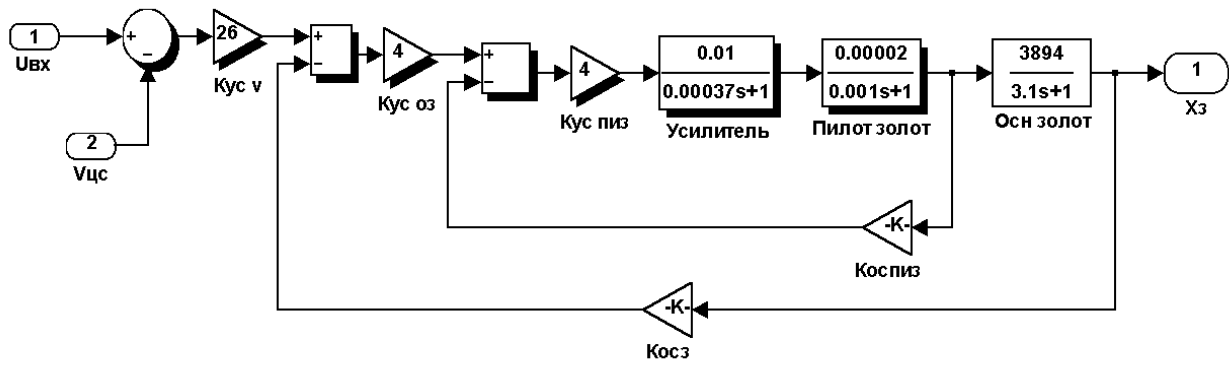


Рисунок 5.3 – . Макроблок для пропорційного розподільника.

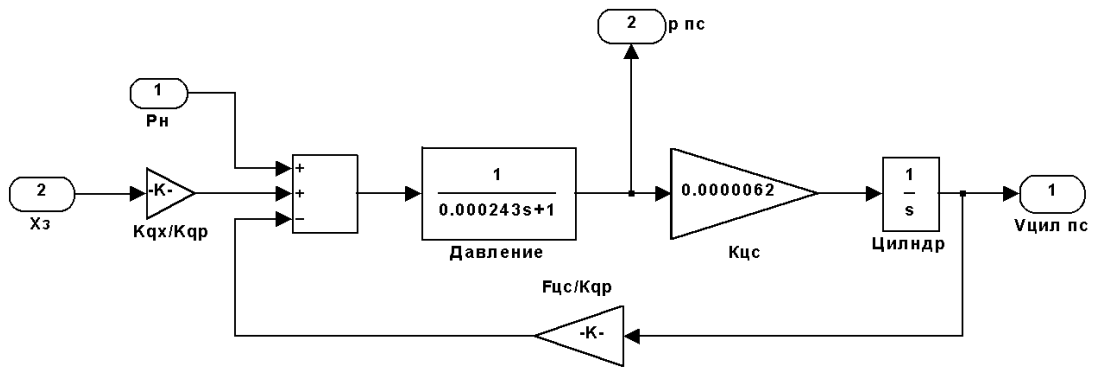


Рисунок 5.4 – Макроблок для гідроциліндра.

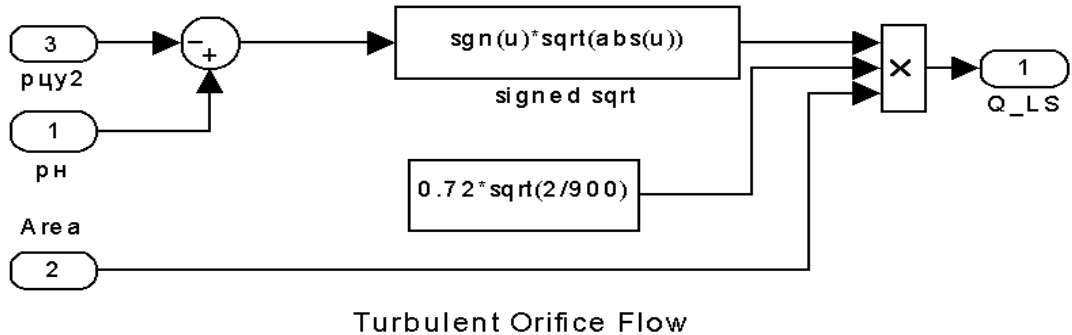


Рисунок 5.5 – Макроблок, що описує рівняння витрати рідини через LS-Золотник і канал ЦУ-2.

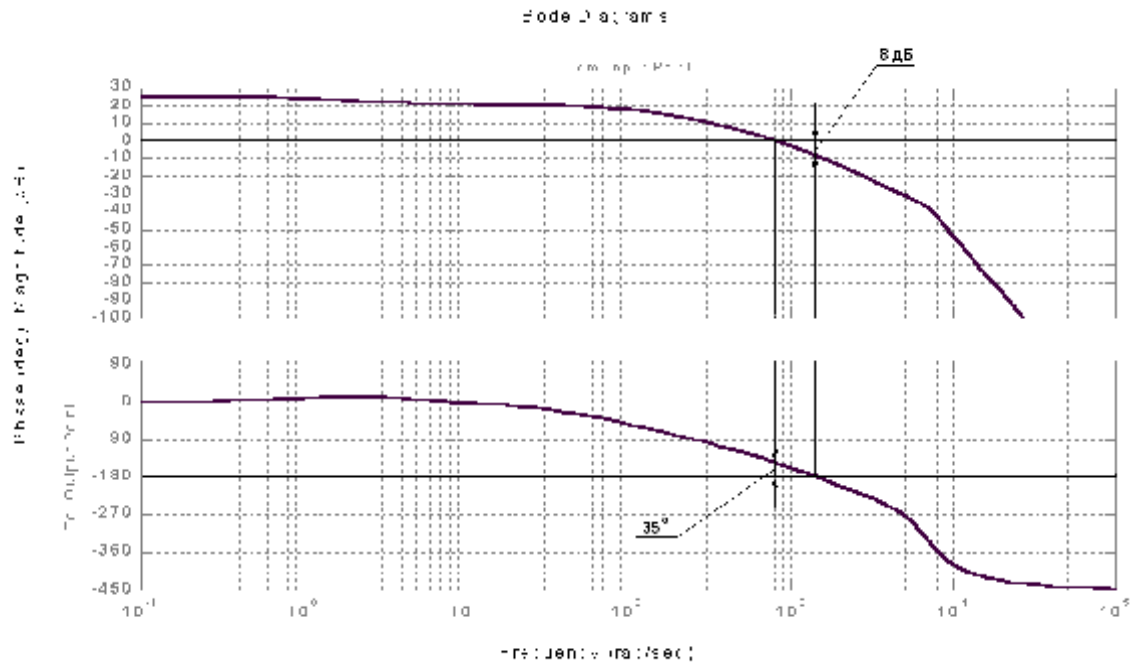


Рисунок 5.8 – ЛАФЧХ для гідроприводу повороту стойки ноги.

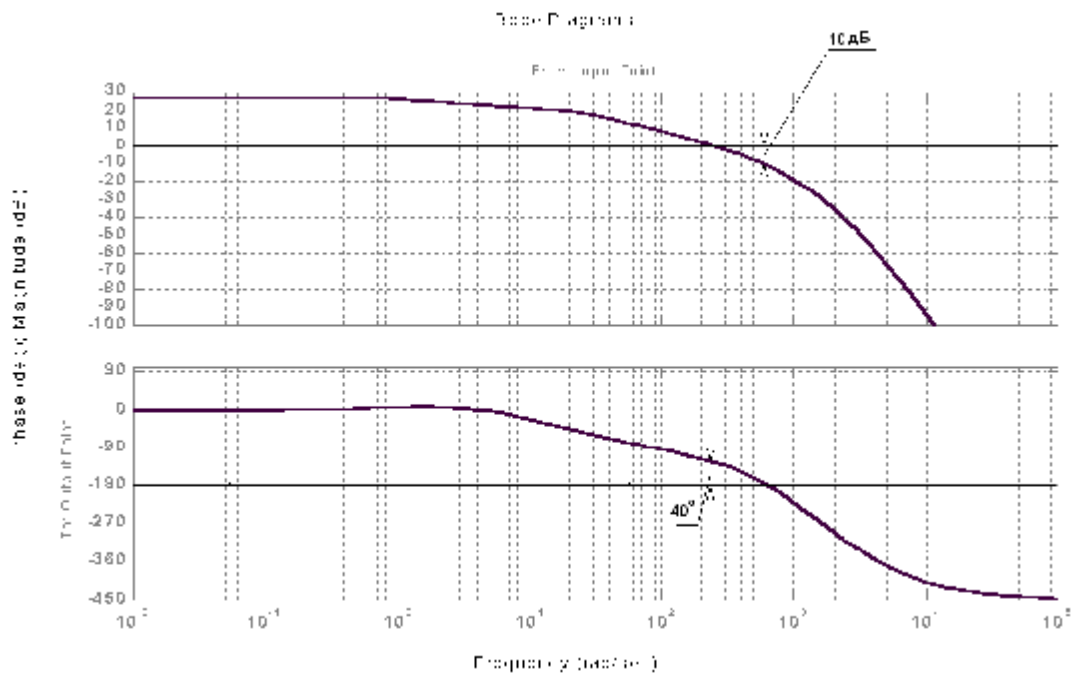


Рисунок 5.9 – ЛАФЧХ для гідроприводу стегна ноги.

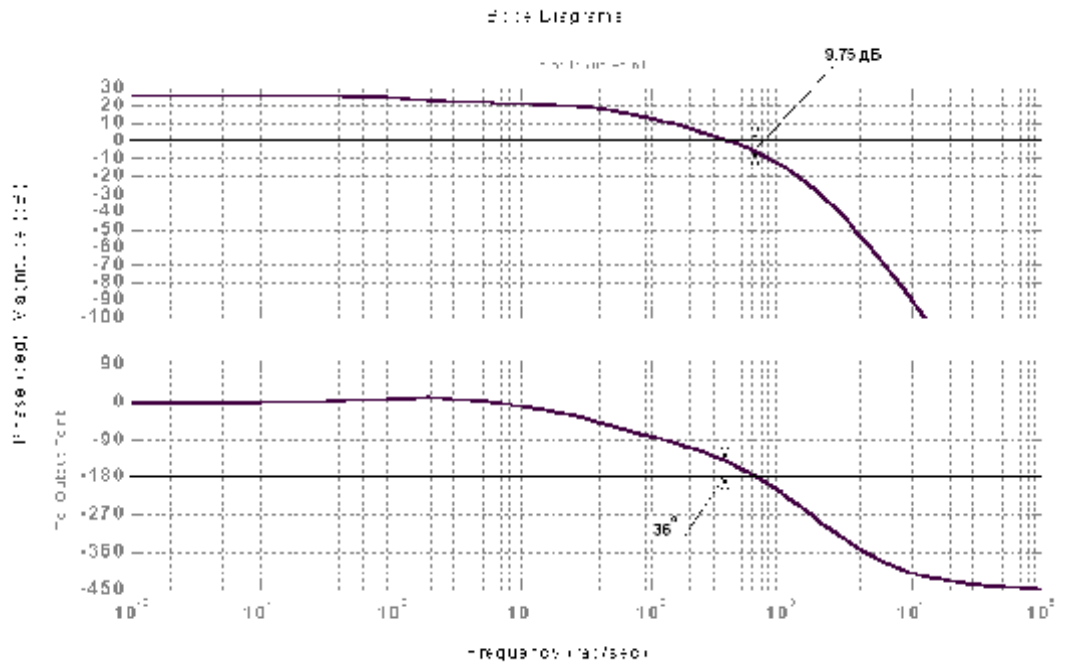


Рисунок 5.10– ЛАФЧХ для гідроприводу гомілки ноги.

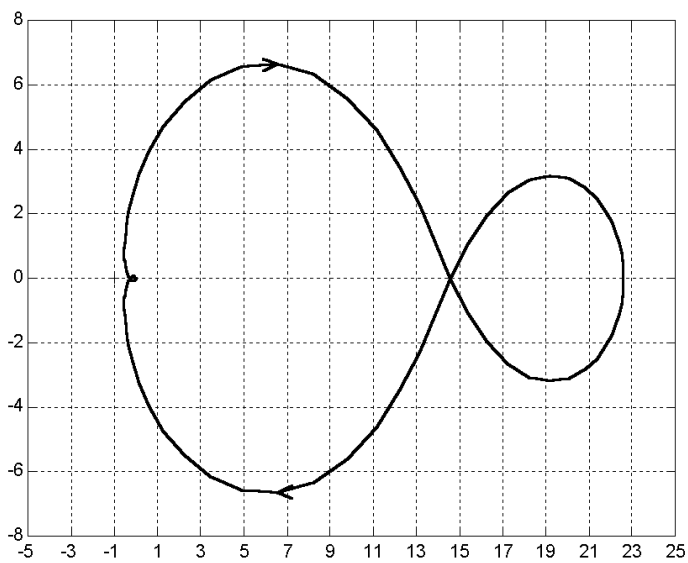


Рисунок 5.11 – Діаграма Найквіста для привода гомілки.

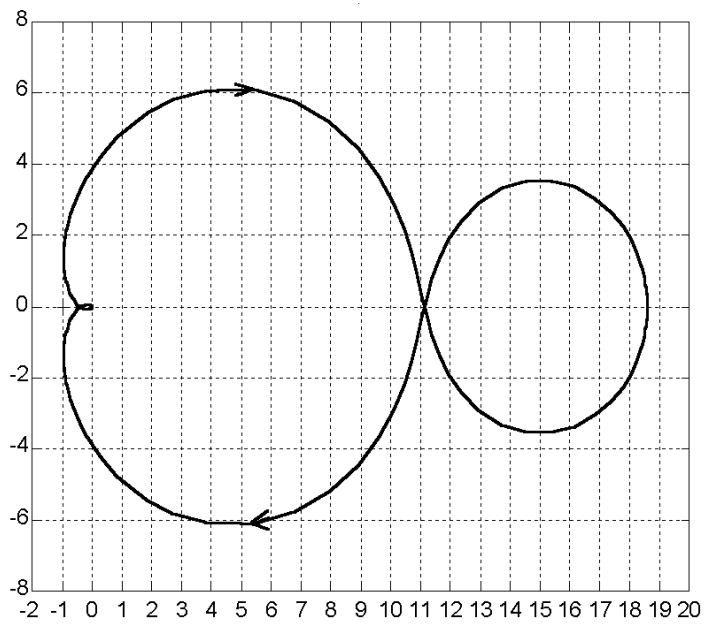


Рисунок 5.12 – Діаграма Найквіста для привода стегна.

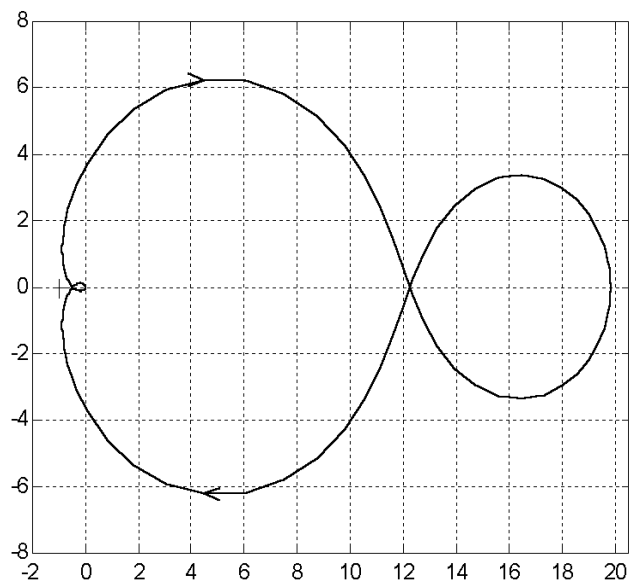


Рисунок 5.13 – Діаграма Найквіста для привода повороту стойки.

6 БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ, ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1 БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Безпека в надзвичайних ситуаціях це система загальнодержавних заходів, які здійснюються у мирний та воєнний час для захисту населення і народного господарства від зброї масового знищення та інших засобів ураження, наслідків аварій, катастроф, пожеж, а також для проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відновлювальних робіт в осередках ураження та в районах стихійних лих (повені, землетрусів, зсувів ґрунту та ін.).

6.1.1 Методи захисту та безпека підприємств промисловості, відновлення інженерно-технічного комплексу цеху (заводу)

Підвищення надійності об'єкту по суті досягається шляхом підсилення найбільш слабких елементів і ділянок об'єкту. Для цього на кожному об'єкті заздалегідь на основі досліджень планується і проводиться великий об'єм робіт, який включає в себе виконання організаційних і інженерно технічних заходів. Особливо важливе значення має проведення інженерно технічних заходів. Досягнення сучасної науки і техніки дозволяють впроваджувати такі рішення, при яких підприємство буде надійно до дії на нього навіть великих тисків. Але це пов'язано з великими затратами, які можуть бути оправдані тільки гострою необхідністю охорони унікальних, особливо важливих елементів об'єкту.

Для відпрацювання заходів підприємства по підвищенню надійності потрібно підходити обдуманно, всесторонньо оцінюючи їх технічну і економічні сторони. Заходи будуть економічно обґрунтовані в тому випадку, якщо вони максимально пов'язані з задачами, які вирішуються в мирний час з ціллю забезпечення безаварійної роботи об'єкту поліпшення умов праці, удосконаленні виробничого процесу. Приміром таких рішень можуть служити використання сховищ для охоронних цілей і обслуговування

населення, будівництво підземних ємностей для горючих, отруйних і агресивних рідин і газів. Особливо велике значення має розробка інженерно-технічних заходів при новому будівництві, так як при новому будівництві, так як в процесі проектування в багатьох випадках можна досягнути логічного поєднання загальних інженерних рішень з охоронними заходами ГО, що знизить затрати на їх реалізацію. На діючих об'єктах заходи по підвищенню стійкості їх роботи потрібно проводити в процесі реконструкції або виконанні других ремонтно-будівних робіт.

6.1.3 Основні заходи підвищення безпеки роботи

Основні заходи для рішення задач підвищення безпеки роботи підприємств:

- захист робочих і службовців від зброї масового ураження;
- підвищення надійності важливих елементів об'єктів і вдосконалення технологічного процесу;
- підвищення стійкості матеріально технічного поставок;
- підвищення стійкості управління об'єктом;
- розробка заходів по зменшенню виникнення вторинних факторів враження і наслідків після них;
- підготовка до відновлення виробництва після ураження об'єкту.

Розробка і впровадження заходів по підвищенню стійкості роботи об'єкта в більшості випадків проводиться в мирний час.

Підвищення стійкості технологічного процесу

Насичення сучасних технологічних ліній засобами автоматики, телемеханіки, електронної і напівпровідникової техніки в значній мірі сприяє вдосконаленню технологічних процесів, але в цей час робить ці процеси більш вразливі до вражаючих факторів ядерного вибуху.

Необхідні вимоги надійності технологічного процесу – стійкість системи управління і безперебійне забезпечення всіма видами енергозабезпечення.

Санітарні профілактичні заходи

Санітарна обробка – це комплекс заходів по ліквідації зараження робітників, населення радіоактивними, отруйними речовинами або бактеріальними засобами – складова частина спеціальної обробки. Своєчасне і якісне проведення санітарної обробки: знезаражування поверхні тіла і поверхневих слизистих оболонок, одягу і взуття значно знижують можливість ураження людей, які знаходились в зонах ураження, і в цілому попереджують розповсюдження інфекції за межі зони бактеріологічного зараження. Поділяються вони на частинну і повну.

Під частинною санітарною обробкою розуміється механічна очистка і обробка відкритих ділянок тіла, зовнішніх поверхонь одягу, взуття, засобів індивідуальної безпеки або протирання за допомогою індивідуальних протихімічних пакетів. Вона проводиться в епіцентрі ураження в ході проведення СНАВР, і носить характер недовготривалої і переслідує ціль попередити небезпеку вторинного інфекціонування людей.

Повна санітарна обробка – знезаражування тіла людини дезінфікуючою рецептурою, обмивка людини зі зміною білизни і одягу, дезінфекція (дезінсекція) знятого одягу. Ціль обробки – повне знезаражування від радіоактивних, отруйних речовин одягу, взуття, засобів індивідуального захисту, поверхнею тіла і слизових оболонок. Повною санітарною обробкою підлягають робочі, службовці і евакуйоване населення після виходу з вогнищ ураження. Усі обмивочні пункти потрібно розміщувати по єдиній схемі, відповідно до якої будуть ставитися інші приміщення : регулювальний пост, площадка зрошення верхнього одягу і взуття, роздягальня, обмивочна, гардероб, а також допоміжні приміщення для складування мішків з зараженим одягом, обмінний фонд одягу і взуття, медичний пункт, кімната матері і дитини, кімната працівників обмивочного пункту, комірка, туалет. Приміщення повинні розділятися на брудну і чисту половини.

Знезараження одягу, взуття і засобів індивідуального захисту в залежності від ситуації і можливостей проводиться: камерним методом;

газовим способом в пристосуваннях камерах, ємностях, приміщеннях; замочуваннях в розчинах дезинфектантів; під час прання в пральних машинах. Можливо також знезаражування одягу парами формальдегіду в поліетиленових мішках при кімнатній температурі. Найбільш реальний метод знезаражування документів – газовий : дією суміші окису етилену і бромистого метилу в поліетиленових мішках при дозуванні 2 мкл препарату на 1 л об'єму при температурі 35 градусів на протязі 1 години.

6.2 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона здоров'я працівників, забезпечення безпеки умов праці, ліквідація професійних захворювань і виробничого травматизму становить одну з головних турбот людського суспільства. Необхідно широко застосувати прогресивні форми наукової організації праці, зведення до мінімуму ручної, малокваліфікованої праці, створення обстановки, що виключає професійні захворювання й виробничий травматизм.

Даний розділ дипломного проекту присвячений розгляду наступних питань:

- розрахунок вентиляції;
- визначення оптимальних умов праці оператора системи;

6.2.1 Розрахунок освітленості робочого місця

Правильно організоване освітлення створює сприятливі умови праці, підвищує працездатність і продуктивність праці. Освітлення на робочому місці оператора повинне бути таким, щоб працівник міг без напруги зору виконувати свою роботу.

Стомлюваність органів зору залежить від ряду причин:

- недостатність освітленості;
- надмірна освітленість;
- неправильний напрямок світла.

Недостатність освітлення приводить до напруги зору, послабляє увагу, приводить до настання передчасної стомленості. Надмірно яскраве освітлення викликає осліплення, роздратування й різь в очах. Неправильний напрямок світла на робочому місці може створювати різкі тіні, відблиски, дезорієнтувати працюючого.

Розрахунок освітленості робочого місця зводиться до вибору системи освітлення, визначенню необхідного числа світильників, їхнього типу й розміщення. Процес роботи оператора в таких умовах, коли природне

освітлення недостатнє або відсутнє. Виходячи із цього, розрахуємо параметри штучного освітлення.

Штучне освітлення забезпечується за допомогою електричних джерел світла двох видів: ламп накаливання й люмінесцентних, LED ламп. Будемо використовувати LED лампи, які в порівнянні з лампами накаливання мають істотні переваги:

- по спектральному складу світла вони близькі до денного, природного освітлення;
- володіють більше високим ККД (в 10 раз вище, ніж ККД ламп накаливання);
- мають підвищену світловіддачу (в 20 раз вище, ніж у ламп накаливання);
- більше тривалий термін служби.

Розрахунок освітлення виробляється для кімнати площею 36 м², ширина якої 4.9 м, висота - 4.2 м. Скористаємося методом світлового потоку.

Для визначення кількості світильників визначимо світловий потік, що падає на поверхню за формулою:

$$F = \frac{E \cdot K \cdot S \cdot Z}{n}, \text{ де}$$

F - світловий потік, що розраховується, Лм;

E - нормована мінімальна освітленість, Лк (визначається по таблиці). Роботу оператора, відповідно до цієї таблиці, можна віднести до розряду точних робіт, отже, мінімальна освітленість буде E = 300 Лк при газорозрядних лампах;

S - площа освітлюваного приміщення (у нашім випадку S = 36 м²);

Z - відношення середньої освітленості до мінімального (звичайно приймається рівною 1.1-1.2, нехай Z = 1.1);

K - коефіцієнт запасу, що враховує зменшення світлового потоку лампи в результаті забруднення світильників у процесі експлуатації (його значення визначається по таблиці коефіцієнтів запасу для різних приміщень і в нашім випадку K = 1.5);

n - коефіцієнт використання, виражається відношенням світлового потоку, що падає на розрахункову поверхню, до сумарного потоку всіх ламп і обчислюється в частках одиниці; залежить від характеристик світильника, розмірів приміщення, колір стін і стелі, характеризованих коефіцієнтами відбиття від стін (R_c) і стелі (R_p), значення коефіцієнтів R_c і R_p визначимо по таблиці залежностей коефіцієнтів відбиття від характеру поверхні: $R_c=30\%$, $R_p=50\%$. Значення n визначимо по таблиці коефіцієнтів використання різних світильників. Для цього обчислимо індекс приміщення за формулою:

$$I = \frac{S}{h(A+B)}, \text{ де}$$

S - площа приміщення, $S = 36 \text{ м}^2$;

h - розрахункова висота підвісу, $h = 3.39 \text{ м}$;

A - ширина приміщення, $A = 4.9 \text{ м}$;

$У$ - довжина приміщення, $В = 6.35 \text{ м}$.

Підставивши значення одержимо:

$$I = \frac{3.6}{3.39(4.9+7.35)} = 0.8$$

Знаючи індекс приміщення I , R_c і R_p , по таблиці знаходимо $n = 0.28$

Підставимо всі значення у формулу для визначення світлового потоку

F :

$$F = \frac{300 \cdot 1.5 \cdot 36 \cdot 1.1}{0.28} = 63642.857 \text{ Лм}$$

Для освітлення вибираємо люмінесцентні лампи типу LED, світловий потік яких $F = 4320 \text{ Лк}$.

Розрахуємо необхідну кількість ламп за формулою:

$$N = \frac{F}{F_l}, \text{ де}$$

N - обумовлене число ламп;

F - світловий потік, $F = 63642,857 \text{ Лм}$;

F_l - світловий потік лампи, $F_l = 4320 \text{ Лм}$.

$$N = \frac{63642.857}{4320} = 15 \text{ шт.}$$

При виборі освітлювальних приладів використовуємо світильники типу ОД. Кожний світильник комплектується двома лампами. Розміщаються світильники двома рядами, по чотирьох у кожному ряді.

6.2.2 Визначення оптимальних умов праці інженера-оператора

Проектування робочих місць, обладнаних відеотерміналами, відносять до числа найважливіших проблем ергономічного проектування в галузі обчислювальної техніки.

Робоче місце й взаємне розташування всіх його елементів повинне відповідати антропометричним, фізичним і психологічним вимогам. Велике значення має також характер роботи. Зокрема, при організації робочого місця оператора повинні бути дотримані наступні основні умови:

- оптимальне розміщення устаткування, що входить до складу робочого місця;
- достатній робочий простір, що дозволяє здійснювати всі необхідні рухи й переміщення;
- необхідно природне й штучне освітлення для виконання поставлених завдань;
- рівень акустичного шуму не повинен перевищувати припустимого значення.
- достатня вентиляція робочого місця;

Головними елементами робочого місця оператора є стіл і крісло. Основним робочим положенням є положення сидячи. Робоча поза сидячи викликає мінімальне стомлення оператора. Раціональне планування робочого місця передбачає чіткий порядок і сталість розміщення предметів, засобів праці й документації. Те, що потрібно для виконання робіт частіше, розташовано в зоні легкої досяжності робочого простору. Моторне поле - простір робочого місця, у якому можуть здійснюватися рухові дії людини.

Максимальна зона досяжності рук - це частина моторного поля робочого місця, обмеженого дугами, описуваними максимально витягнутими руками при русі їх у плечовому суглобі.

Оптимальна зона - частина моторного поля робочого місця, обмеженого дугами, описуваними передпліччями при русі в ліктьових суглобах з опорою в кінці ліктя й з відносно нерухливим плечем.

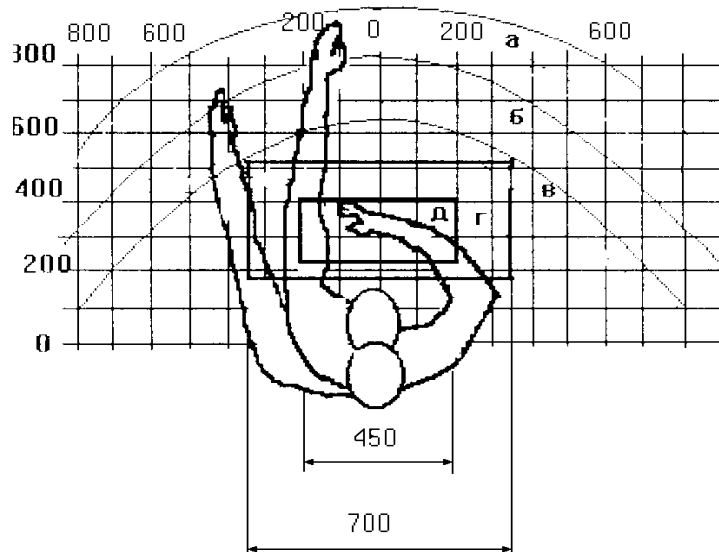


Рисунок 6.1 – Зони досяжності рук у горизонтальній площині.

- а - зона максимальної досяжності;
- б - зона досяжності пальців при витягнутій руці;
- в - зона легкої досяжності долоні;
- г - оптимальний простір для грубої ручної роботи;
- д - оптимальний простір для тонкої ручної роботи.

Розглянемо оптимальне розміщення предметів праці й документації в зонах досяжності рук:

ДИСПЛЕЙ розміщується в зоні а (у центрі);

КЛАВІАТУРА - у зоні г/д;

СИСТЕМНИЙ БЛОК розміщується в зоні б (ліворуч);

ПРИНТЕР перебуває в зоні а (праворуч);

ДОКУМЕНТАЦІЯ

При проектуванні робочого стола варто враховувати наступне:

- висота стола повинна бути обрана з урахуванням можливості сидіти вільно, у зручній позі, при необхідності опираючись на підлокітники;
- нижня частина стола повинна бути сконструйована так, щоб програміст міг зручно сидіти, не був змушений підтискати ноги;
- поверхня стола повинна мати властивості, що виключають появу відблисків у полі зору оператора;
- конструкція стола повинна передбачати наявність висувних ящиків (не менш 3 для зберігання документації, лістингів, канцелярських засобів, особистих речей).

Висота робочої поверхні рекомендується в межах 680-760 мм. Висота робочої поверхні, на яку встановлюється клавіатура, повинна бути 650 мм. Велике значення надається характеристикам робочого крісла. Так, рекомендується висота сидіння над рівнем підлоги повинна бути в межах 420-550 мм. Поверхня сидіння рекомендується робити м'якою, передній край закругленим, а кут нахилу спинки робочого крісла - регульованою.

Положення екрана визначається:

- відстанню зчитування (0.60 + 0.10 м);
- кутом зчитування, напрямком погляду на 20 нижче горизонталі до центра екрана, причому екран перпендикулярний цьому напрямку.

Повинна передбачатися можливість регулювання екрана:

- по висоті +3 см;
- по нахилу від 10 до 20 щодо вертикалі;
- у лівому і правому напрямках.

Зоровий комфорт підкоряється двом основним вимогам:

- чіткості на екрані, клавіатурі й у документах;
- освітленості й рівномірності яскравості між навколишніми об'єктами й різними ділянками робочого місця;

Характеристики використовуваного робочого місця:

- висота робочої поверхні стола 750 мм;
- висота простору для ніг 650 мм;

- висота сидіння над рівнем підлоги 450 мм;
- поверхня сидіння м'яка із закругленим переднім краєм;
- передбачена можливість розміщення документів праворуч і ліворуч;
- відстань від ока до екрана 700 мм;
- відстань від ока до клавіатури 400 мм;
- відстань від ока до документів 500 мм;
- можливе регулювання екрана по висоті, по нахилу, у лівому і в правому напрямках;

Створення сприятливих умов праці й правильне естетичне оформлення робочих місць на виробництві має велике значення як для полегшення праці, так і для підвищення його привабливості, що позитивно впливає на продуктивність праці. При розробці оптимальних умов праці оператора необхідно враховувати освітленість, шум і мікроклімат.

ВИСНОВОК

В магістерській кваліфікаційній роботі розроблено основні вузли та систему керування приводами крокуючого шасі мобільного робота високої прохідності. Проведено динамічний аналіз всіх складових та системи гідроприводів шасі в цілому.

Крокуюче шасі забезпечить високу адаптацію до нерівностей опорної поверхні, принципово більшу високу маневреність, що допускає переміщення машини в довільному напрямку й повороти на місці, опорну прохідність по ґрунтах з низькою несучою здатністю.

Крокуюча машина використовує закладені в принципі крокування можливі розв'язки руху корпусу машини в залежності від дороги. За рахунок зміни руху стоп щодо корпусу крокуюча машина може забезпечити рівномірний і прямолінійний рух корпусу машини при переміщенні по поверхні з нерівностями, що досягають величини дорожнього просвіту машини. Необхідність зміни траєкторії руху стопи щодо корпусу виникає й при русі по слабких ґрунтах для компенсації деформації ґрунту, величина якої різна для різних ніг. Для забезпечення високої прохідності крокуючої машини при подоланні великих перешкод використано можливості зміни дорожнього просвіту, бічного виносу ніг, довжини кроку, нахилу корпусу машини щодо опорної поверхні. Маневреність пов'язана із закладеними в крокуючій машині можливостями руху вперед, назад, убік і взагалі з довільним кутом між напрямком руху й поздовжньою віссю машини.

Розроблено систему автоматичного керування, на базі однокристальної мікро-ЕОМ та РІС процесорів. Система керування приводами ніг крокуючої машини забезпечує послідовності циклів руху кожної окремої ноги та забезпечує синхронізацію переміщення всіх ніг згідно заданого алгоритму. При виконанні крокуючої машини у шестиногому варіанті, розроблено циклові алгоритми керування руху трійками ніг, коли в будь-якому

положенні вона спирається на три опорні точки, що забезпечує стійке положення.

Крім цього система враховує нерівності та стан опорної поверхні для визначення позиції кожної з трьох опорних ніг, з метою забезпечення відповідного заданого положення корпусу крокуючої машини, проводить контроль в точці опори стопи ноги крокуючої машини порівнюючи навантаження в ній з заданим значенням стійкого положення, коли нога забезпечить стійку позицію (відсутність її занурення в опорну поверхню та зміщення по горизонталі, осування).

Крім визначення значень опорних зусиль, забезпечується контроль швидкості занурення та зсуву стопи крокуючої машини, по якій непрямим методом можна роботи висновки про стан поверхні, і відповідно управляти кожною окремою ногою. У випадку недосягнення опорного значення навантаження в точках контакту з поверхнею, та великих градієнтів і швидкостей зміщення стопи після її контактування, приймається рішення про перепостановку ноги в іншу точку. Напрямо перепостановки стопи визначається градієнтом її зміщення, який буде направлений у сторону зменшення опорних характеристик поверхні, тому наступна точка опори буде задається у протилежному напрямку, на відстань пропорційній швидкості.

До найбільш важливих завдань, розв'язуваних системою керування, відносять наступні: огляд і обробка інформації про навколишнє середовище, координація руху ніг машини, побудова й стабілізація програмного руху машини в просторі. Система, крім цього, дозволяє робити висновки про форму опорної поверхні. Для організації руху машини система керування має інформацію про можливість постановки ніг у ту або іншу область не тільки залежно від її форми, але й залежно від її фізичних властивостей. Система інформаційного забезпечення машини в дорожній обстановці швидко відрізняє типи опорної поверхні, приймає рішення про постановку на неї ноги й т.д.

Система управління приводами розроблено дворівневою у складі локальних контролерів для кожної окремої ноги, загальної системи керування, для синхронізації руху ніг та прийняття рішень про постановку ноги та її перепостановки у випадку незадовільної поверхні.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Боровин Г.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №106, М., 1995г. 28с.
2. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математические модели гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №56, М., 2000г. 28с.
3. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №54, М., 2001г. 28с.
4. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. // Труды научной школы-конференции Мобильные роботы и мехатронные системы, Москва, МГУ, декабрь 2001г., 15с.
5. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. // Теория и системы управления. 2002г., №4.
6. Боровин Г.К., Костюк А.В. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им.М.В.Келдыша №8, М., 2002г. 28с.
7. Костюк А.В. Моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. //Диссертация на соискание учёной степени кандидата физико-математических наук. Москва 2002г. 156с.
8. Элементы приборов и устройств: Курсовое проектирование. Учебное пособие для студентов вузов в 2-х ч. / Н.П. Нестерова, А.П. Коваленко, О.Ф. Тищенко и др.; под редакцией О.Ф. Тищенко. – М.: Высш. школа, 1978. – 232с.
9. Справочник конструктора точного приборостроения. Г.А. Веркович, К.Н. Явленский. - Л.: Машиностроение. 1989. - 792 с.

10. Справочник материалов: учебник для вузов. Под общ. ред. Г.С.Писаренко. - Киев: Вища школа. 1979. - 696 с.
11. Измерительные преобразователи. Е.С. Полищук - Киев: Вища школа. 1981. - 296 с.
12. Курсовое проектирование деталей машин. С.А.Черновский, К.Н. Бабаев и др. М.: Машиностроение. 1987. - 116 с.
13. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. В 3-х т., - М.: Машиностроение. 1982. 576 с.
14. Детали машин. К.И. Заблонский. - К.: В. школа. 1985. - 518 с.
15. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993.-556с.
16. А. К. Плюснин, В. И. Ерданов, Л.П. Пин. Проектирование механических передач приборов .-М.: Высшая шк.,1967.-346с.
17. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. –5-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1979.-557с.
18. Справочник конструктора точного приборостроения /Под. ред. К.Н.Явлинского, -П.: Машиностроение, 1989.-789с.
19. Основні вимоги до оформлення текстової і графічної частин дипломних і курсових проектів /А.В. Куцевич. ТДТУ,1998.-26с.