DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

UO‘T 631.316.4

ISH ORGANLARI SEKSIYASINING ISHLOV BERISH CHUQURLIGI BO‘YICHA BIR TEKIS YURISHINI TADQIQ ETISH

To‘xtaqo‘ziyev Abdusalim*, texnika fanlari doktori, professor,*
Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash ilmiy-tadqiqot instituti,
Tolibayev Alpisbay*, texnika fanlari doktori,katta ilmiy xodim,*
E-mail: alpisbay_78@mail.ru
Qishloq xo‘jaligi texnikasi va texnologiyalarini sertifikatlash va sinash markazi,

Annotatsiya. *Maqolada pushtalar tepasiga minimal ishlov beradigan kultivator ish organlari seksiyasining ishlov berish chuqurligi bo‘yicha barqaror harakati nazariy jihatdan tadqiq etilgan. Olingan natijalar bo‘yicha pushtalar tepasiga ishlov beradigan kultivator ish organlari seksiyasining ishlov berish chuqurligining bir tekisligi talablar darajasida bo‘lishini ta’minlash uchun u, ya’ni ish organlari seksiyasi parallelogramm mexanizmi bosim prujinasining bikirligi 8,27 kN/m dan kam bo‘lmasligi lozim.*

Аннотация. *В статье теоретически исследовано устойчивое движение рабочих органов культиватора с минимальной обработке вершины гребня. Согласно полученным результатам, для обеспечения равномерности требуемой глубины обработки рабочих органов культиватора на вершине гребня необходимо обеспечить на требуемом уровне секции параллелограммного механизма, то есть жесткость пружины не должна быть меньше 8,27 кН/м.*

Abstract. *This article presents a theoretical study of the stable motion of cultivator working bodies with minimal disturbance of the ridge crest. According to the results obtained, to ensure uniformity of the required working depth of the cultivator’s working bodies at the ridge crest, the parallelogram mechanism section must be maintained at the required level; that is, the spring stiffness must not be less than 8.27 kN/m.*

Kalit so‘zlar: *kultivator, ishchi seksiya, ish organlari, prujina bikirligi, parallelogramm mexanizm, differensial tenglam, pushta, ishlov berish chuqurligi.*

Ключевые слова: *культиватор, рабочая секция, рабочие органы, твердость пружины, параллелограммный механизм, дифференциальное уравнение, гребень, глубина обработки.*

Key words: *cultivator, working section, working bodies, spring hardness, parallelogram mechanism, differential equation, comb, processing depth.*

Kirish. Jahonda urug‘larning sifatli ekilishini ta’minlash uchun yerlarni tayyorlash hamda ekishda qo’llaniladigan energiya-resurstejamkor, ish unumi va sifati yuqori bo’lgan texnika vositalarini ishlab chiqish va ularning ish ko’rsatkichlarini oshirish yetakchi o’rinni egallamoqda. Zamonaviy qishloq xo’jaligi ishlab chiqarishi bir qancha texnologik jarayonlarni qo’shib bajarishni ta’minlaydigan resurstejamkor texnologiyalar asosida ekinlarni etishtirishda tuproqqa minimal ishlov berish muammosi alohida ahamiyatga ega [1].

Pushta tepasiga minimal ishlov berishda tuproqning fizik-mexanik xossalari hamda pushta tepasi profilining o‘zgaruvchanligi tufayli ish organlari seksiyasiga ta’sir etuvchi kuchlar doimiy ravishda o‘zgarib turadi [2,3] va bu ish organlarining tuproqqa botish chuqurligining o‘zgarishiga va ishlov berish chuqurligining notekis bo‘lishiga olib keladi. Natijada urug‘larning talab darajasidagi bir tekis chuqurlikka ekilishi va undirib olishini ta’minlanmaydi.

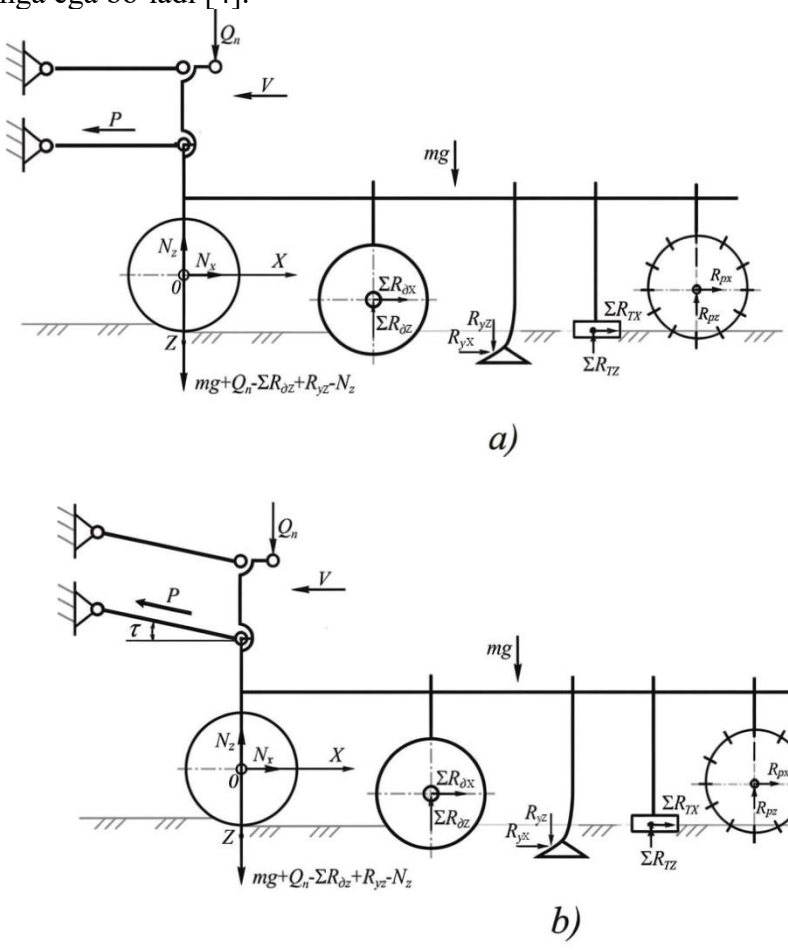
Metodologiya va empirik tahlil. Ushbu ta’kidlanganlardan kelib chiqib, maqolada pushta tepasiga ishlov beruvchi kultivator ish organlarining ishlov berish chuqurligi barqarorligini ta’minlash masalasini tadqiq etamiz. Buning uchun ish organlari seksiyasi tayanch g‘ildiragining

DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

tik yo‘nalishdagi, ya’ni *Z* o‘qi bo‘yicha harakatining differensial tenglamasini tuzamiz va yechamiz. Bunda quyidagi cheklanishlarni qabul qilamiz [4]:

- agregat o‘zgarmas tezlik bilan harakatlanadi;
- parallelogpamm mexanizm sharnirlaridagi ishqalanish kuchlari juda kichik va ular ish organlari seksiyasining bo‘ylama-tik tekislikdagi harakatiga ta’sir etmaydi;
- ish organlari seksiyasi o‘rnatilgan ramaning chiziqli va burchak tebranishlari ish organlarining ishlash chuqurligiga ta’sir etmaydi;
- ish organlari seksiyasining tayanch g‘ildiragi doimiy ravishda pushta tepasiga bosib turiladi;
- ish organlari seksiyasi parallelogramm mexanizmining bo‘ylama tortqilarining muvozanat holati gorizontal holat bo‘lib, ularning bu holatdan og‘ish burchagi hisobga olmasa ham bo‘ladigan darajada kichik.

Tadqiqot natijalari. Ushbu cheklanishlar va 1-rasmda keltirilgan hisobiy sxemalardan foydalanib, ish organlari seksiyasi tayanch g‘ildiragining tuproqqa botish chuqurligi va demak ish organlarining ishlash chuqurligi o‘zgarishini ifodalovchi differensial tenglamani tuzamiz. U quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi [4].



a,b – mos ravishda ish organlarining muvozanat va muvozanatdan og‘gan holatlari

ΣR_{TX}, ΣR_{TZ} –ish organlari seksiyasining tekislagichlariga ta’sir etuvchi tuproq reaksiya kuchlarining bo‘ylama va tik tashkil etuvchilari, N; R_{rx}, R_{rz} – ish organlari seksiyasining rotatsion yumshatkichiga ta’sir etuvchi kuchlarning bo‘ylama va tik tashkil etuvchilari, N;

τ – bo‘ylama tortqilarining gorizontal holatdan og‘ish burchagi, °.

1-rasm. Ish organlari seksiyasini ishlov berish chuqurligi bo‘yicha barqaror harakatini tadqiq etishga doir sxema

DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

$$m_c \ddot{Z} = m_c g + \sum R_z + Q_n - N_z - J, \quad (1)$$

bunda $\sum R_z = R_{yz} - \sum R_{дz}$,, (bunda $\Sigma R_{\partial x}$, $\Sigma R_{\partial z}$ – ish organlari seksiyasining yassi disklariga ta'sir etuvchi tuproq reaksiya kuchlarining bo'ylama va tik tashkil etuvchilari, N; R_{yx}, R_{yz} – ish organlari seksiyaning o'qyoysimon panjasiga ta'sir etuvchi kuchlarning bo'ylama va tik tashkil etuvchilari, N), m_c – seksiya massasi, kg, g – erkin tushish tezlanishi, m/s^2), N;, Q_n – prujinaning bosim kuchi, N;, N_z – ish organlari seksiyasining tayanch g'ildiragiga tuproq reaksiya kuchining tik tashkil etuvchisi, N; J – tayanch g'ildirak pushta tepasidagi notekisliklarni kopirlashdan hosil bo'ladigan inersiya kuchi, N.

Pushta tepasining bo'ylama profili quyidagi qonuniyat bo'yicha o'zgaradi deb qabul qilamiz

$$Z = Z_0 \sin \frac{\pi V t}{l_н}, \quad (2)$$

bunda Z_0 – notekisliklarning balandligi, m; V – harakat tezligi, m/s; t – vaqt, s;

$l_н$ – notekisliklarning uzunligi, m.

Tayanch g'ildirak pushta tepasidagi notekisliklarni kopirlashdan hosil bo'ladigan inersiya kuchi

$$F_u = -m_c Z_0 \frac{\pi^2 V^2}{l_н^2} \sin \frac{\pi V t}{l_н}. \quad (3)$$

Buni hisobga olganda (1) tenglama quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi

$$m_c \ddot{Z} = m_c g + \sum R_z + Q_n - N_z + m_c Z_0 \frac{\pi^2 V^2}{l_н^2} \sin \frac{\pi V t}{l_н}. \quad (4)$$

Tuproq tomonidan tayanch g'ildirakka ta'sir etayotgan tik reaksiya kuchi N_z ni tuproq deformatsiyasining miqdori va tezligiga chiziqli bog'liq bo'lgan N_∂ va N_m kuchlardan tashkil topgan deb qaraymiz [5], ya'ni

$$N_z = N_\partial + N_m. \quad (5)$$

Ish organlari seksiyasi statik muvozanat holatida bo'lganda

$$N_\partial = \Delta_{cm} \cdot C_m B_m; \quad (6)$$

$$N_m = 0; \quad (7)$$

$$Q_n = Q_n^0, \quad (8)$$

bunda Δ_{cm} – tuproqning tayanch g'ildiragi ta'siridagi statik deformatsiyasi, m; C_m – tuproqning tayanch g'ildiragi to'g'inining bir birlik kengligiga keltirilgan bikirlik koeffitsiyenti, N/m^2; B_m– tayanch g'ildirak to'g'inining kengligi, m;

Tuproqning statik deformatsiyasi Δ_{cm} ni quyidagi ifoda bo'yicha aniqlaymiz [6]

DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

$$\Delta_{cm} = \frac{3\left(mg + Q_n^0 + \sum R_Z\right)^2}{4q_0^2 B_m^2 D_m^3}, \tag{9}$$

bunda q_0 – tuproqning hajmiy ezilish koeffitsiyenti, N/m^3; D_m – tayanch g‘ildirakning diametri, m; Q_n^0 – parallelogramm mexanizm bosim prujinasining dastlabki, ya’ni ishchi organlari seksiyasi statik muvozanat holatida bo‘lgandagi bosim kuchi, N.

Tayanch g‘ildirak muvozanat holatidan pastga Z masofaga siljiganda

$$N_\partial = \left[\Delta_{cm} + Z\right] C_m B_m, \tag{10}$$

$$N_m = \dot{Z} b_m B_m, \tag{11}$$

$$Q_n = Q_n^0 - ZC_n, \tag{12}$$

bunda b_m – tuproqning tayanch g‘ildiragi to‘g‘inining bir birlik kengligiga keltirilgan qarshilik koeffitsiyenti, N s/m^2; C_n– prujinaning bikirligi, N/m.

(5)-(8) va (10)-(12) ifodalarni hisobga olganda (1) tenglama quyidagi ko‘rinishga keladi

$$m_c \ddot{Z} = m_c g + Q_n^0 - ZC_n - [(\Delta_{cm} + Z)C_m + b_m Z] \cdot B_m +$$

$$+ \sum R_z + m_c Z_0 \frac{\pi^2 V^2}{l_н^2} sin \frac{\pi V t}{l_н}. \tag{13}$$

Ishchi organlariga ta’sir etayotgan ΣR_Z kuchlar garmonik qonun bo‘yicha o‘zgaradi deb qaraymiz, ya’ni

$$\sum R_Z(t) = R_Z^n + \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t, \tag{14}$$

bunda $R_Z^n - \Sigma R_Z(t)$ kuchning o‘rtacha qiymati, N; $\Delta R_Z^n - \Sigma R_Z(t)$ kuch o‘zgaruvchan tashkil etuvchisining amplitudasi, N; n = 1, 2, …, n_1 – garmonikalar nomeri; n_1– oxirgi hisobga olingan garmonika nomeri; $\omega - \Delta R_Z^n$ kuchning aylanma chastotasi, s^{-1}.

(14) ifodani (13) ifodaga qo‘yamiz va quyidagiga ega bo‘lamiz

$$m_c \ddot{Z} = m_c g + Q_n^0 - ZC_n - \left[(\Delta_{cm} + Z)C_m + b_m \dot{Z}\right] \cdot B_m + R_Z^n +$$

$$+ \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t + m_c Z_0 \frac{\pi^2 V^2}{l_н^2} \sin \frac{\pi V t}{l_н}. \tag{15}$$

Ish organlarining seksiyasi statik muvozanat holatida bo‘lganda

$$mg + Q_n^0 - \Delta_{cm} C_m B_m + R_Z^n = 0. \tag{16}$$

Buni hisobga olganda (16) tenglama quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi

DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

$$m_c\ddot{Z} + b_m B_m \dot{Z} + \left[C_m B_m + C_n\right]Z = \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t + \\ + m_c Z_0 \frac{\pi^2 V^2}{l_н^2} \sin \frac{\pi V t}{l_н} \tag{17}$$

yoki

$$\ddot{Z} + \frac{b_m B_m}{m_c}\dot{Z} + \frac{\left(C_m B_m + C_n\right)}{m_c} Z = \frac{1}{m_c}\sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t + \\ + Z_0 \frac{\pi^2 V^2}{l_н^2} \sin \frac{\pi V t}{l_н}. \tag{18}$$

Bu ifoda bo‘yicha ish organlari seksiyasi tayanch g‘ildiragining tuproqqa botish va demak ish organlarining ishlov berish chuqurligining o‘zgarishi bir jinsli bo‘lmagan ikkinchi darajali differensial tenglama bilan ifodalanadi.

(18) tenglamaning yechimi quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi [6]

$$Z(t) = \frac{1}{m_c}\sum_{n=1}^{n_1} \frac{\Delta R_Z^n \cos\left(n\omega t - \delta_1\right)}{\sqrt{\left[\frac{C_m B_m + C_n}{m_c} - \left(n\omega\right)^2\right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m_c}\right)^2 \left(n\omega\right)^2}} + \\ + \frac{\left(\pi V\right)^2 Z_0 \sin\left[\left(\frac{\pi V}{l_н}\right)t - \delta_2\right]}{l_н^2 \sqrt{\left[\frac{C_m B_n + C_n}{m_c} - \left(\frac{\pi V}{l_н}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m_c}\right)^2 \left(\frac{\pi V}{l_н}\right)^2}}, \tag{19}$$

bunda

$$\delta_1 = arctg \frac{b_m B_m \left(n\omega\right)}{C_m B_m + C_n - m_c \left(n\omega\right)^2};$$

$$\delta_2 = arctg \frac{b_m B_m \left(\frac{\pi V}{l_н}\right)}{C_m B_m + C_n - m_c \left(\frac{\pi V}{l_н}\right)^2}.$$

(19) ga asosan ish organlari ishlov berish chuqurligi o‘zgarishlarining maksimal amplitudasi quyidagiga teng bo‘ladi

DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

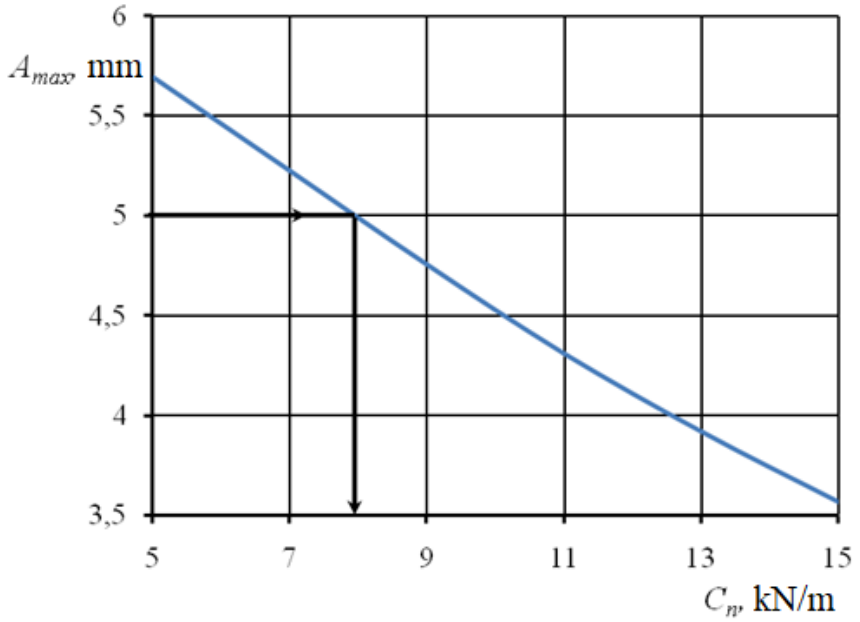
$$A_{\max} = \frac{\Delta R_z^n}{m_c\sqrt{\left[\frac{C_m B_m - C_n}{m_c} - (n\omega)^2\right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m_c}\right)^2 (n\omega)^2}} + \frac{(\pi V)^2 Z_0}{l_н^2\sqrt{\left[\frac{C_m B_m + C_n}{m_c} - \left(\frac{\pi V}{l_н}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m_c}\right)^2 (n\omega)^2}}. \quad (20)$$

Ish organlari tomonidan ishlov berish chuqurligining bir tekisda bo‘lishini ta’minlash uchun quyidagi shart bajarilishi lozim

$$A_{\max} \le 0{,}5\Delta h \quad (21)$$

bunda Δh – ishlov berish chuqurligining belgilangandan ruxsat etilgan chetlanishi, m.

(20) ifoda tahlilidan ko‘rinib turibdiki, berilgan ish sharoiti uchun ishlov berish chuqurligining bir tekisligi asosan parallelogramm mexanizm bosim prujinasining bikirligini o‘zgartirish hisobiga erishilinadi.



2-rasm. Ish organlari ishlov berish chuqurligining amplitudasini parallelogramm mexanizm bosim prujinasining bikirligi (Sn) ga bog‘liq ravishda o‘zgarish grafigi

C_m=3,4·10^3 N/m^2; B_m=0,1 m; b_m=51,2·10^3 N·s/m^2; ΔR_z^n =80 N; Z_0=0,02 m; m_c=100 kg; n=1; ω=2 s^{-1} qabul qilinib, 2-rasmda (20) ifoda bo‘yicha ishlov berish chuqurligining maksimal amplitudasini parallelogramm mexanizm bosim prujinasining bikirlik koeffitsiyentiga bog‘liq ravishda o‘zgarish grafigi keltirilgan.

DOI: 10.65322/j.srd.02162026.13

$\Delta h = 1$ cm deb qabul qilib [7], 2-rasmdagi grafikdan (21) shart bajarilishi uchun parallelogramm mexanizm bosim prujinasining bikirligi 8,27 kN/m dan kam bo‘lmasligi ma’lum bo‘ladi.

Xulosa. Pushta tepasiga ishlov beruvchi kultivator ish organlari seksiyasi ishlov berish chuqurligining bir tekisligi talablar darajasida bo‘lishini ta’minlash va demak ular ishlov berish chuqurligi o‘zgarishlarining maksimal amplitudasi ishlov berish chuqurligining ruxsat etilgan chetlanishidan kam bo‘lishligi uchun u, ya’ni seksiya parallelogramm mexanizm bosim prujinasining bikirligi 8,27 kN/m dan kam bo‘lmasligi lozim.

Foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati

1. Караханов А., Абдурахманов А., Толибаев А.Е. Возделывание повторных культур с применением методов минимальной обработки почвы //Агро илм. – Ташкент, 2016. – №1. – С.65-66.

2. Tolibayev A.E. Pushta tepasiga minimal ishlov beradigan ish organlarining parametrlarini asoslash //Ozbekiston qishloq va suv xo‘jaligi. – Toshkent, 2023. – №2. B.55-57.

3. Talibaev A.E. Results of Experimental Studies on Determining the Parameters of Working Bodies with Mininmal Processing to the Top of the Bush //Eurasian Journal of Engineering and Technology (EJET). – Belgium, Brussels, January, 2023. – pp.29-35 (Scientific Journal Impact Factor 8.115).

4.To‘xtaqo‘ziyev A., Mansurov M., Rasuljonov A., Karimova D. Tuproqqa ishlov berish mashinalarining ishlash chuqurligi barqarorligini ta’minlashnang ilmiy asoslari. – Toshkent:TURON-IQBOL, 2020. – 168 b.

5. To‘xtaqo‘ziyev A., Mansurov M.T., Karimova D. Ish organlari ramaga qo‘zg‘aluvchan biriktirilgan tuproqqa ishlov berish mashinalarining ishlash chuqurligi barqarorligini ta’minlashning ilmiy-texnik yechimlari. – Toshkent: Muxr PRESS, 2019. – 84 b.

6. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики.Т.II: Динамика (3-е изд., исправленное). – Москва: Наука, 1985. – 496 с.

7. Paxtachilik va g‘allachilik mashinalarini rostlash va samarali ishlatish. – Toshkent: Fan, 2012. – 200 b.