

РЕЗЮМЕ

Авторами приводятся факторы, определяющие повышение урожайности зерновых культур. Технология заделки семян при посеве определяет энергию прорастания, всхожесть и в конечном итоге урожайность.

Целью работы было повышение урожайности зерновых культур путем совершенствования конструкции двухдискового сошника.

Проведен анализ существующих двухдисковых сошников по определению преимуществ и недостатков при образовании борозды и заделки семян в почву. Для устранения выявленных недостатков предлагается оснастить конструкцию сошника прижимной пластиной. Установленная за диском прижимная пластина перемещаясь внутри бороздки, образованной сошником, прижимает семена ко дну и выравнивает их по глубине заделки, раздавливая при этом и попадая на дно комочки почвы. Также определено, что полевая всхожесть семян на учётной площадке в 1 м², засеянной совершенствованными сошниками, составила 205–211 растений, а посев произведённый серийными сошниками, составила 195–199 растений. Научетных площадках, засеянных сеялкой с совершенствованными сошниками, за счёт более равномерного распределения растений по глубине биологическая урожайность яровой пшеницы составила 14,6 ц/га, а на учётных площадках, засеянных сеялкой с серийными сошниками, биологическая урожайность составила 13,3 ц/га.

Предлагаемая совершенствованная конструкция сошника наиболее полно решает техническую задачу по удовлетворению требований агротехники и обеспечивает повышение полевой всхожести до 4 %, а урожайности зерновых культур до 10%

УДК 60031.243.4

МРНТИ 68.35.47,68.43.39

DOI 10.56339/2305-9397-2022-2-2-140-157

Милеуснич З.И., профессор, PhD, **основной автор**, <https://orcid.org/0000-0003-2172-6110>
Белград университеті, 11080, Неманина көш., 3, Земун Белград қ., Сербия Республикасы, zorannm@agrif.bg.ac.rs

Ведищев С.М., профессор, т.ғ.д., <https://orcid.org/0000-0002-3759-9809>

«Тамбов Мемлекеттік техникалық университеті» ФМББМ ЖМ, 392024, РФ, Тамбов қ., Ягодная көш., 28, strg666_65@mail.ru

Давлетьяров А.Ш., т.ғ.к., <https://orcid.org/0000-0002-0663-2899>

«Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық-техникалық университеті» КеАҚ, Жәңгір хан көшесі, 51, Орал қ., 090009, Қазақстан Республикасы, davlbek52@gmail.com

Бралиев М. Қ., ЖАК доценті, <https://orcid.org/0000-0002-8755-0480>

«Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық-техникалық университеті» КеАҚ, Жәңгір хан көшесі, 51, Орал қ., 090009, Қазақстан Республикасы, braliyevm@mail.ru

Mileusnic Z.I., Professor, PhD, **the main author**, <https://orcid.org/0000-0003-2172-6110>

University of Belgrade, 11080, Nemanina str., 3, Zemun Belgrade, Republic of Serbia

Vedishchev S.M., Doctor of Technical Sciences, <https://orcid.org/0000-0002-3759-9809>

Tambov State Technical University, Russian Federation Tambov, 392024, 28 Yagodnaya street. Postal code, strg666_65@mail.ru

Davletyarov A.Sh., candidate of engineering sciences, <https://orcid.org/0000-0002-0663-2899>

NJSC «West Kazakhstan Agrarian and Technical University named after Zhangir khan», Uralsk, st. Zhangir khan 51, 090009, Kazakhstan, davlbek52@gmail.com

Braliev M.K., Associate Professor of the Higher Attestation Commission, <https://orcid.org/0000-0002-8755-0480>

NJSC «West Kazakhstan Agrarian and Technical University named after Zhangir khan», Uralsk, st. Zhangir khan 51, 090009, Kazakhstan, braliyevm@mail.ru

ТАМЫР-ТҮЙНЕКТЕРДІ ҰСАҚТАУДЫҢ ЕКІНШІ САТЫСЫНДА ШЫҒЫНДАЛАТЫН ҚУАТТЫ ТЕОРИЯЛЫҚ АНЫҚТАУ THEORETICAL DETERMINATION OF THE POWER CONSUMED AT THE SECOND STAGE OF CRUSHING ROOT CROPS

Аннотация

Тамыр-түйнектерді ұсақтағыштың екінші сатысында шығындалатын қуат ұсақтау аймағына өнімді жеткізуге, оны кесіп ұсақтау процесіне, ұнтақталған тағамды пышақтар арасына енгізуге, ұсақталған тамыр-түйнектерді машинадан түсіруге жұмсалатын қуат

шығындарының қосындыларынан құралады. Осы қуат шығындары ұсақтағыштың жұмысының сапалық көрсеткіштері мен қатар ұсақтау үрдісінің энергетикалық мінездемесін анықтайды.

Бұл мақалада теориялық зерттеу арқылы жалпы тамыр-түйнекті ұсақтауға шығындалатын қуаттың құрамына кіретін қосындылар келесіше топтастырылған:

- тамыр-түйнектерді вальцалармен қысу аймағына жеткізуге шығындалатын қуат;
- аппараттың екінші сатысында өнімді ұсақтауға кететін қуат;
- ұсақталған тамыр түйнектерді түсіруге жұмсалған қуат;

Теориялық зерттеулерде ұсақтау процессіне әсерін тигізетін айналмасоққыштың айналу жиілігі, ұсақталатын материалдың жылжымалық қасиеті, пышақтардың саны олардың орналасуы, үйкеліс күштері тәрізді факторлардың ықпалдарының қарқындылығы мен өзара байланыстары қаралып сарапталған.

Орындалған аналитикалық зерттеулер тамыр түйнектерді ұсақтаушының энергетикалық параметрлерінің келесі теңдеулерін анықтауға мүмкіндік береді:

- ұсақтаушының екінші сатысында қысу аймағына тамыр-түйнектерді беруге кететін қуаттың шығынының теңдеуі;
- тамыр түйнектерді ұсақтауға шығындалған қуаттың теңдеуі;
- тамыр-түйнектерге пышақ торының жағынан әсер ететін күштердің теңдеуі;
- кесу процесіне кететін меншікті қуат шығынының теңдеуі;

ANNOTATION

Energy costs at the second stage of grinding consist of energy costs for supplying the product to the grinding zone, energy costs for the cutting process, energy costs for pushing the crushed product between the knives; energy costs for unloading crushed root crops. These energy costs, along with the qualitative indicators of the shredder's working capacity, determine the energy characteristics of the grinding process

In this article, based on a theoretical study, the components of energy costs for grinding root crops are grouped as follows:

- the power spent on the supply of root crops to the pinching zone by rollers;
- the power spent on the cutting process in the second stage of the machine;
- the power spent on unloading crushed root crops.

In theoretical studies, the intensity of the impact of such factors influencing the grinding process as the speed of rotation of the rollers, the mobility of the crushed material, the number of knives and their location, friction forces are considered and their interaction is analyzed.

The analytical studies carried out allowed us to obtain the following expressions for determining the energy parameters of the shredder:

- the equation of power costs for feeding root crops into the pinching zone;
- the equation of power costs for crushing root crops;
- equation of forces acting from the knife grate on root crops;
- the equation of the specific energy consumption for the grinding process.

Түйінді сөздер: *тамыр-түйнек, ұсақтау, қуат шығыны, меншікті қуат, пышақ.*

Key words: *root crop, grinding, energy consumption, specific power, knife.*

Кіріспе. Өнеркәсіп орындарымен шығарылатын тамыр-түйнектерді ұсақтайтын машиналардың конструкциясымен сипаттамаларын талдау негізінде, олардың металл сыйымдылығын жоғарлығы, ұсақталатын материалдың сапасының төмендігі, ұсақтау процесіне кететін энергия шығының өте жоғары болуы айқындалды.

Бұл жұмыста екі сатылы ұсақтағыштың екінші сатысының торлы-пышақты, вальцалы-тірегішті жұмыс органының кесу процесі қарастырылған, оған кететін меншікті энергия шығының төмендету мақсатында. Сондықтан бұл мақалада вальцалы-тірегішті әсерінен тамыр-түйнектердің жазықты пышақ торымен өзара қатынас заңдылықтарын ескере отырып, жалпы тамыр-түйнектерді ұсақтау құрамына кіретін қуаттар шығындары анықталды.

Теориялық зерттеу энергетикалық параметрлерінің теңдеулерін анықтауға мүмкіндік береді:

екінші сатысына ұсақтау процесіне, қысу аймағына тамыр-түйнектерді беруге кететін қуаттың шығыны;

тамыр-түйнектерге пышақ торының жағынан әсер ететін күштерді;
кесу процесіне кететін меншікті энергия шығынын.

Дәлелденген аналитикалық теңдеулер екі сатылы ұсақтау қондырғының негізгі конструктивті және режимді параметрлерін, сонымен қатар ұсақталатын тамыр-түйнектердің бір қатар физика-механикалық қасиеттерінің (үйкеліс коэффициенттері; серпімді пластикалық деформацияның модулі; көлемді тығыздығы) өнімділікке, қуатына және меншікті энергияның шығынына әсер етуін көрсетеді.

Материалдар мен зерттеу әдістемелері. Зертелетін материал вальцалармен пышақтармен өз ара қатынасында болатын тамыр-түйнек болып саналады. Теориялық зерттеуде арнайы әдістемелерімен анықталған тамыр-түйнектердің өлшем массалық сипаттамалары (ұзындығы мен ені, тығыздығы, көлемді тығыздығы) бекімділігі (қысу күші) және үйкеліс коэффициенті (статистикалық және қозғалыс) қолданылды.

Теориялық зерттеулер классикалық механика, физика және математика негізінің әдістемелерімен орындалды. Пышақты вальцалы құрылғының конструктивті және режимді параметрлерінің тамыр-түйнектерінің физика-механикалық қасиеттерімен өзара қарым-қатынастарын анықтаған кезде.

Зерттеу нәтижелері. Тамыр-түйнекті ұсақтағыштың екінші сатысына кететін энергия шығыны ұсақтау аймағына өнімді беретін, оны кесу процесіне кететін, ұнтақталған тағамды пышақтар арасына итеретін, ұсақталған тамыр-түйнектерді машинадан түсіру энергия шығындарының қосындысынан тұрады және келесі теңдеумен анықталады[1;2;3;4]:

$$N_2 = N_{nod2} + N_{p2} + N_{tbl2} + N_{xx2} \quad (1)$$

Мұнда N_{nod2} - тамыр-түйнектерді қысылу аумағына жеткізуге жұмсалатын қуат, Вт;

N_{p2} - ұсақтағыштың екінші сатысында кесу процесіне жұмсалатын қуат, Вт;

N_{tbl2} - ұсақталған тамыр-түйнектерді түсіруге жұмсалатын қуат,Вт;

N_{xx2} - ұсақтағыштың екінші сатысында бос жүрістерге жұмсалатын қуат. Вт.

(1) теңдеуіне кіретін әрбір құрамасының мәндерін анықтасақ, ұсақтағыштың екінші сатысының пышақтарына өнімді жеткізу қуаты келесілерден құралады[5;6;7;8;9;10;11;12;13;14]:

$$N_{nod2} = N_{n2} + N_{u2} \quad (2)$$

Мұнда N_{n2} - тамыр-түйнектерді қысылу аумағына айналма соққыштармен жеткізуге шығындалатын қуат,Вт;

N_{u2} - тамыр-түйнектерді қысылу аумағына ортадан тепкіш күштердің көмегімен жеткізуге шығындалатын қуат,Вт;

Конустың 3 (сурет 1) астында орналасқан тамыр-түйнектер ортадан тепкіш күштермен айналма соққыштардың 1 әсерінен қысылу аумағына 2, пышақтарға 4 бағытталады. Жылжудың алдында ұсақталған материал САА1 үшбұрышының ОО1 өсін айналумен қалыптасатын көлемді алады (сурет 1 А-А кескіні)

Тамыр-түйнектер қысылу аумағына берілу барысында айналма соққышпен 1 С2А2 доғасы бойымен өзара әрекеттеседі (сурет 1). L2 шамасының мәні өскен сайын тамыр-түйнектердің ОZ өсі бойымен түскенде олардың айналма соққышқа қысымы ұлғая түседі. Тамыр-түйнектердің айналма соққышпен өзара әрекеттесу күші келесіше анықталады:

$$P_{62} = \rho_{2k} g L_2 S_1 k_n \quad (3)$$

Мұнда S_1 - САА1 үшбұрышының ауданы, м²; (суреттен 1 анықталады)

k_n - материалдың жылжымалық коэффициенті.

S_1 ауданы мен материалдың жылжымалы коэффициентінің мәндерін анықтап (3) теңдеуге қойып келесі мәнді аламыз:

$$P_{\epsilon 2} = \frac{\rho_{2\kappa} g L_2^2 (D_\kappa - d_\epsilon) (1 - \sin \varphi')}{4(1 + \sin \varphi')} \quad (4)$$

$P_{\epsilon 2}$ күшін салу нүктесі CAA_1 үшбұрышының салмақ орталығы M нүктесімен сәйкес түсіп r_{u1} қашықтығында орналасады (1 сурет)

Мұнда r_{u1} - CC_1 сызығынан (ұсақтағыштың екінші сатысының білігінен) $P_{\epsilon 2}$ күшін салу нүктесіне дейінгі қашықтық $CA_1 \frac{D_\kappa - d_\epsilon}{3}$ тең болады $P_{\epsilon 2}$ күші M_1 нүктесіне салынып айналма соққыш жазықтығына перпендикулярлы бағытталған

Айналма соққыш жағынан мәні бойынша тең қарсы бағытталған $R_{\epsilon 2}$ күші әсер етеді (сурет 1). Айналма соққыштың айналу барысында оның бетіне тамыр-түйнектердің үйкелуіне байланысты $T_{\epsilon 2}$ күші әсер етеді, оны келесі бағытта табуға болады:

$$T_{\epsilon 2} = R_{\epsilon 2} f = P_{\epsilon 2} f \quad (5)$$

(4) теңдеудің мәнін (5) теңдеуге қойып $T_{\epsilon 2}$ анықтаймыз:

$$T_{\epsilon 2} = \frac{\rho_{2\kappa} g L_2^2 f (D_\kappa - d_\epsilon) (1 - \sin \varphi')}{4(1 + \sin \varphi')} \quad (6)$$

Тамыр-түйнектерді қысылу аумағына жеткізуге шығындалатын қуатты келесіше анықтаймыз:

$$N_{n2} = z_\epsilon (R_{\epsilon 2} \mathcal{G}_{R2} + T_{\epsilon 2} \mathcal{G}_{T2}) \quad (7)$$

Мұнда $\mathcal{G}_{R2}$ - M нүктесінің $R_{\epsilon 2}$ күшінің әсер ету бағытында жылжу шапшаңдығы, м/с;

$\mathcal{G}_{T2}$ - M нүктесінің $T_{\epsilon 2}$ күшінің әсер ету бағытында жылжу шапшаңдығы, м/с;

Z_ϵ - айналма соққыштар саны, дана.

Конустың (сурет 1) ω_2 бұрыштық шапшаңдықпен айналғанда айналма соққыштың O_3 өсі $\mathcal{G}_{O3}$ айналма шапшаңдығымен жылжиды, оны келесі теңдеу бойынша анықтауға болады:

$$\mathcal{G}_{O3} = \omega_2 |OO_3| \quad (8)$$

Мұнда $|OO_3|$ - O өсінен O_3 өсіне дейінгі қашықтық тең болады $\frac{(D_2 - d_\epsilon)}{2}$, м.

Тамыр-түйнектер айналма соққыш пен пышақты тор арасында O_4A_2 доғасы бойымен қысылғанда айналма соққыш O_4 мезеттік орталықты айнала бастайды (сурет 1). Айналма соққыштың O_4 нүктесіне қарағандағы бұрыштық шапшаңдығы ω_{O4} , c^{-1} :

$$\omega_{O4} = \frac{2\mathcal{G}_{O3}}{d_\epsilon} \quad (9)$$

M_1 нүктесі де O_4 нүктесіне қарағанда осындай бұрыштық шапшаңдықпен айналады. M_1 нүктесінің O_4 нүктесіне қарағандағы айналу шапшаңдығы v_{M1} , м/с:

$$\mathcal{G}_{M1} = \omega_{O4} |O_4 M_1| \quad (10)$$

Мұнда $|O_4 M_1|$ - O_4 нүктесінен M_1 нүктесіне дейінгі қашықтық, м.

$O_4 M_1$ қашықтығын (сурет 1) ұсақағыштың құрылымдық параметрлері арқылы көрсетсе, синустар теоремасы бойынша келесі түрге келтіріледі:

$$|O_4 M_1| = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{d_6 [(2d_6 + d_2)^2 - (2r_{u1} + d_2)^2]}{2d_6 + d_2}} \quad (11)$$

(8) теңдеуді (9) теңдеуіне қойып, ал одан алынған мәнді (11) теңдеуге салып (10) теңдеуге қойып, түрлендіргеннен кейін v_{M1} жылдамдықтың мөлшерін анықтауға болады:

$$\mathcal{G}_{M1} = \frac{\omega_2 (D_2 - d_6)}{2d_6} \sqrt{\frac{d_6 [(2d_6 + d_2)^2 - (2r_{u1} + d_2)^2]}{d_2 + 2d_6}} \quad (12)$$

$\mathcal{G}_{R2}$ шапшаңдығы айналма соққыштың шеңберіне M_1 нүктесінде нормаль бойынша бағытталған, ал $\mathcal{G}_{T2}$ - жанама бойымен бағытталған. $\mathcal{G}_{M1}$ шапшаңдығы M_1 нүктесіне салынып және $C_2 M_1 O_4$ тік бұрышты үшбұрышының $|O_4 M_1|$ катетіне перпендикулярлы бағытталған. $|O_3 C_2|$, $|O_3 M_1|$ және $|O_3 O_4|$ қашықтықтар айналма соққыштың O_3 ортасынан жүргізілген, оның шеңберіне дейін. Олай болса $C_2 O_3 M_1$ үшбұрышы теңбүйірлі және оның табанындағы бұрыштары тең болады, яғни $\alpha_c = \alpha_M$

Синустың анықтамасына байланысты (сурет 1) $\sin \alpha_c = \sin \alpha_M = \frac{|O_4 M_1|}{|O_4 C_2|}$ тең болады.

$$\sin \alpha_M = \frac{\sqrt{\frac{d_6 [(2d_6 + d_2)^2 - (2r_{u1} + d_2)^2]}{d_2 + 2d_6}}}{2d_6} \quad (13)$$

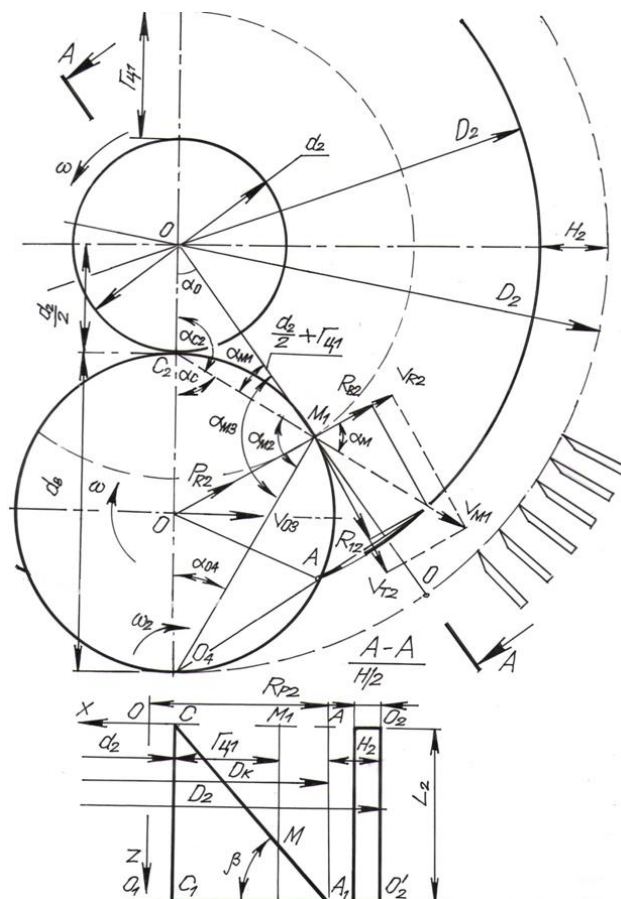
(11) теңдеудің мәнін $\sin \alpha_M$ қатынасына қойып, одан α_M бұрышын анықтаймыз.

$$\alpha_M = \arcsin \left(\frac{\sqrt{\frac{d_6 [(2d_6 + d_2)^2 - (2r_{u1} + d_2)^2]}{d_2 + 2d_6}}}{2d_6} \right) \quad (14)$$

(сурет 1) $\mathcal{G}_{T2}$, $\mathcal{G}_{R2}$ шапшаңдықтары α_M бұрышының синусы мен косинусы қатынастарымен анықталады.

(5), (6), (12) теңдеулерінің мәнін (7) салып, тамыр-түйнектерді қысылу аумағына айналма соққыштармен жеткізуге шығындалатын қуатты анықтау теңдеуін аламыз:

$$N_{no\partial 2} = \frac{z_B \rho_{2\kappa} g L_2^2 (D_\kappa - d_6) (1 - \sin \varphi')}{4(1 + \sin \varphi')} \frac{\omega_2 (D_2 - d_6)}{2d_6} \times \sqrt{\frac{d_6 [(2d_6 + d_2)^2 - (2r_{u1} + d_2)^2]}{d_2 + 2d_6}} (\cos \alpha_M + f \sin \alpha_M) \quad (15)$$



Сурет 1 – Тамыр түйнектерді қысылу аумағына жеткізу қуатын анықтау сұлбасы

$d_2 \ll D_2$ көп болғандықтан (14) теңдеуінің мәнін ескере отырып (15) теңдеуді ескеріп келесі теңдеуді жазуға болады:

$$N_{\text{нод2}} = P_{B2} g_{M1} (1 + f) (\sin \alpha_M + \cos \alpha_M) \quad (16)$$

$$P_{B2} \approx \frac{\rho_{\text{ск}} g L_2^2}{4} \left(\frac{1 - \sin \varphi'}{1 + \sin \varphi'} \right) (0.565 - K_\varphi) \quad (17)$$

$$g_{M1} \approx D_2 \omega_2 \sqrt{0.0796 - (0.122 - 0.216 K_\varphi)^2} \quad (18)$$

$$\alpha_M \approx \arcsin \sqrt{0.5 - (0.306 - 0.542 K_\varphi)^2} \quad (19)$$

Тамыр-түйнектерді қысылу аумағына ортадан тепкіш күштермен жеткізуге шығындалатын қуат

$$N_{u2} = m_{u2} \omega_2^2 \left(r_{u1} + \frac{d_2}{2} \right) + M_2 \omega_2^2 R_2 \quad (20)$$

Мұнда m_{u2} - ұсақтағыштың екінші сатысындағы қысылу аймағына тамыр-түйнектер массасы, кг;

M_2 - ұсақтағыштың екінші сатысының массасы, кг;

R_2 - ұсақтағыштың екінші сатысының инерция радиусы, м.

Тамыр-түйнектердің массасын келесі бағытта табылады.

$$m_{u2} = \rho_{2k} V_{2h} \quad (21)$$

Мұнда V_{2h} - беріліс аумағында орналасқан тамыр-түйнектер көлемі, м³.

Тамыр-түйнектердің беріліс аумағына орналасқан көлемі осы теңдеумен анықталады:

$$V_{2h} = V_{2k} - V_{2e} \quad (22)$$

Мұнда V_{2k} - САА₁ үшбұрышпен ОО₁ осімен айналу кезінде пайда болған көлем (1 сурет), м³;

V_{2e} - тіреу аймағындағы айналма соққыштармен алынған көлем, м³.

2 суреттен шығатын $V_{A_1A_6A_5} = \frac{d_B^2}{8} \left(\frac{\pi\beta_1}{180} - \sin\beta_1 \right) L_2 \left(\frac{2d_B}{D_2 - D_K} - 1 \right)$ және V_{2k} осы теңдеудің мәнін (21) теңдеуге салып түрлендіргенен кейін келесі қатынасты анықтауға болады

$$\frac{V_{2e}}{2} = V_{CA_4A_3} - V_{A_4A_5A_3} \quad V_{CA_4A_3} = \frac{\pi d_B^3 L_2}{2(D_2 - D_K)};$$

теңдеулердің мәндерін саламыз

$$m_{u2} = \rho_{2k} L_2 \times \left[\frac{(D_K - d_2)(2r_{u1} + d_2)}{8} - \frac{4d_B^2}{D_2 - D_K} \left(\frac{\pi d_B}{4} - \left(\frac{\pi\beta_1}{180} - \sin\beta_1 \right) (2d_B + D_K - D_2) \right) \right] \quad (23)$$

(23) қатынасын (20) теңдеуіне салып N_{u2} қуатын анықтаймыз:

$$N_{u2} = \rho_{2k} L_2 \times \left[\frac{(D_K - d_2)(2r_{u1} + d_2)}{8} - \frac{4d_B^2}{D_2 - D_K} \left(\frac{\pi d_B}{4} - \left(\frac{\pi\beta_1}{180} - \sin\beta_1 \right) (2d_B + D_K - D_2) \right) \right] \times \left(r_{u1} + \frac{d_2}{2} \right) \omega_2^2 \quad (24)$$

Мұнда β_1 бұрышы анықталды (2 сурет)

$$\beta_1 = \arccos \left(\frac{d_B + D_K - D_2}{d_B} \right) \quad (25)$$

$d_2 \ll D_2$ болғандықтан сурет 2 шығатын $1 d_B \leq \frac{D_2 - d_2}{2}$, $D_K = D_2 \cdot (1 - K\varphi)$ мәндерін ескере отырып (25) теңдеуді келесі бағытта жазуға болады:

$$N_{u2} = m_{u2} D_2 \omega_2^2 (0.188 - 0.333 K\varphi), \quad (26)$$

$$M_{u2} = \rho_{2k} L_2 D_2^2 \times \left[(1 - K\varphi)(0.047 - 0.0833 K\varphi) + (0.87 - K\varphi) \left(\frac{\pi\beta_1}{180} - \sin\beta_1 \right) - \frac{0.258}{K\varphi} \right] \quad (27)$$

N_{p2} - құрылғының екінші сатысында ұсақтауға шығындалатын қуат әрекетті кесу кедергісіне, тамыр-түйнектердің айналма соққыш пен пышақтар бетіне үйкелісіне шығындалатын қуаттардан құралады [15;16;17;18;19;20;21;22].

$$N_{p2} = (N_{рез2} + N_{тв2}) z_B + N_{ир2}, \quad (28)$$

Мұнда $N_{тв2}$ - тамыр-түйнектердің айналма соққыш үйкелісіне кететін қуат, Вт;

$N_{ир2}$ - қысу аймағына ортадан тепкіш күш әсерінен тамыр-түйнектерді пышақ торына беруге кететін қуат, Вт.

Ұсақтағыштың екінші сатысында кесуге шығындалатын қуат, Вт:

$$N_{рез2} = P_{p2} \vartheta_{P2} \quad (29)$$

Мұнда P_{p2} - пышақты тор жағынан тамыр-түйнекке әсер ететін күш (3 сурет), Н;

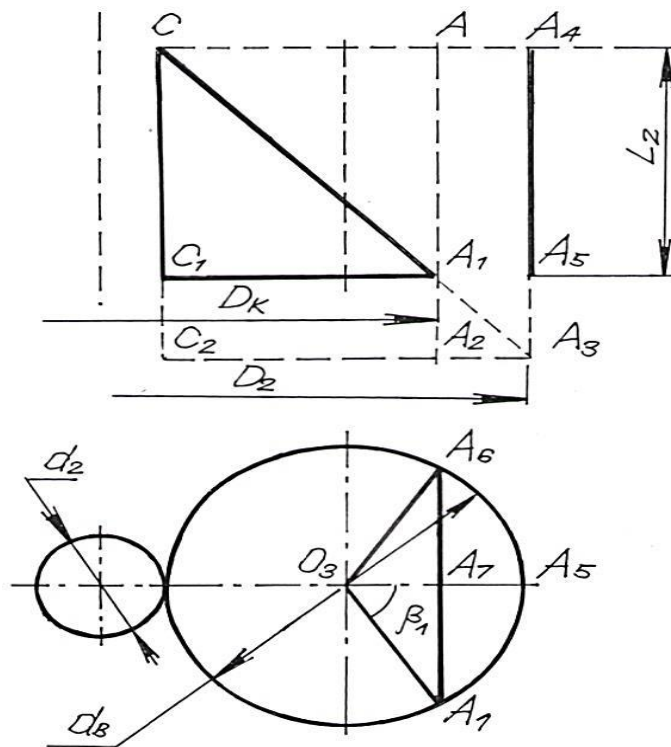
ϑ_{P2} - тамыр-түйнектердің пышақты тор арқылы орташа жылжу жылдамдығы, м/с.

Пышақты тор жағынан тамыр-түйнектерге әсер ететін күш, Н:

$$P_{P2} = (P_{рез2} + P_{д2} + P_{тр2}) z_{H2} \quad (30)$$

Мұнда $P_{рез2}$ - жүзді аспаппен кесуге кедергі, Н;

$P_{д2}$ - тамыр-түйнектерді деформациялауға шығындалатын күш, Н;
 $P_{тр2}$ - үйкеліске шығындалатын күш, Н;
 $z_{н2}$ - бір айналма соққыштың әрекетінде кесу процесіне қатысатын пышақтар саны, дана.



Сурет 2 – Тықсыру аумағында айналма соққыштың көлемін анықтау сұлбасы.

Бір пышақтың қырымен кесуіне кететін кедергі күші келесі теңдеумен анықталады:

$$P_{рез2} = k_M L_2 t^c \delta_1 \quad (31)$$

Мұнда t^c – пышақтың қырының қалыңдығы, м.

Тамыр-түйнектер пышақтардың арасымен 1 және 2 пышақтардың арасымен жылшыған кезде (4 сурет). Олардың аралығы h_3 сызықтық байланыспен кемейді. Сондықтан деформацияның мәні 0 ден Δh_2 өзгереді. Осы кезде пайда болған қысым деформациямен келесі байланыста болады. $\sigma_{AB} = \varepsilon_1 E_3$ тең болады.

Салыстырмалы деформациялану шамасы түзулік заң бойынша өзгереді. Пышақтың АВ жағында салыстырмалы деформация шамасы:

$$\varepsilon_1 = \frac{\left(\frac{0+\Delta h_2}{2}\right)}{h_2} = \frac{\Delta h_2}{2h_2} \quad (32)$$

Мұнда Δh_2 – пышақтың қыйықжиегінің аумағындағы деформация шамасы, м.

(31) теңдеуді (30) қойып, пышақтың қыйықжиегіндегі қысымын анықтаймыз, Па:

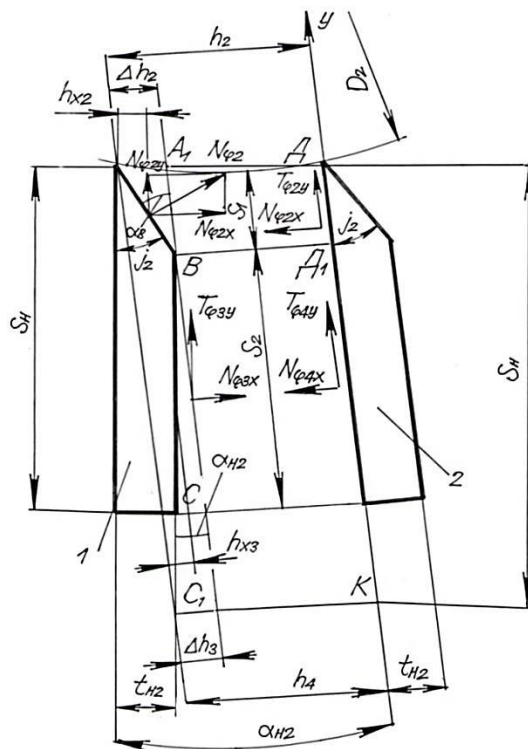
$$\sigma_{AB} = \frac{\Delta h_2 E_3}{2h_2} \quad (33)$$

Пышақтың қыйықжиегінде пайда болатын күш $N_{\varphi 2}$, Н:

$$N_{\varphi 2} = \sigma_{AB} S_{AB} \quad (34)$$

Мұнда S_{AB} – пышақтың қыйықжиегінің ауданы (сурет 4) $|AB|L_2$ тең болады, м².

Пышақтың BC бүйір граниның ұзындығында $N_{\varphi 3}$ пайда болатын күшті пышақтың жанының ауданы S_{BC} қысымға σ_{BC} көбейту арқылы табуға болады. Ал пышақтың бүйір ауданы S_{BC} оның ұзындығын L_2 мәніне $|BC|$ (сурет 4) көбейту.



Сурет 4 – Тамыр-түйнектердің пышақтар арасынан өткенде деформациясы мен үйкелісінің күштерін анықтау сұлбасы.

α_B бұрышының мәні сурет 5-тен анықталады:

$$\alpha_B = j_2 - \alpha_{H2} \quad (39)$$

Пышақтың қыйықжиегінің ұзындығы $\frac{t_{H2}}{\sin j_2}$ тең болады, яғни t_{H2} – пышақтың қалыңдығы, м; j_2 – пышақ жүзін қайрау бұрышы, град
 S_{AB} мен $|AB|$ мәндерін ескере отырып, қыйықжиегінің ауданын табамыз:

$$S_{AB} = \frac{t_{H2} L_2}{\sin j_2} \quad (35)$$

(34) теңдеудің мәнін (35) теңдеуге салып пышақтың қыйықжиегінің ұзындығын ескеріп $N_{\varphi 2}$ -нің мәнін табамыз:

$$N_{\varphi 2} = \frac{\Delta h_2 E_3 t_{H2} L_2}{2 h_2 \sin j_2} \quad (36)$$

Пышақтың қыйықжиегінде пайда болатын үйкеліс күшін $T_{\varphi 2}$:

$$T_{\varphi 2} = N_{\varphi 2} f = \frac{\Delta h_2 E_3 t_{H2} L_2 f}{2 h_2 \sin j_2} \quad (37)$$

Мұнда f – үйкеліс коэффициенті

Пышақтар тордың ішінде шеңбер бойымен орналасады. Көршілес пышақтар бір біріне α_{H2} бұрышына бұрылған. Осы бұрыштың мәнін 360° пышақтар санына z_{H2} бөліп анықтауға болады. (3 сурет) (4 сурет)

Тамыр-түйнектер пышақтың 2 жанына қысылып ОУ өсі бойымен v_{P2} шапшаңдықпен жылжып пышақтың $|AB|$ қыйықжиегіне $N_{\varphi 2}$ күшімен әсер етіп қарсы бағытталған $R_{\varphi 2}$

реакциясын туғызады. Онда пышақтың қыйықжиегінде ОУ өсі бойымен деформацияның әсерінен пайда болатын күш:

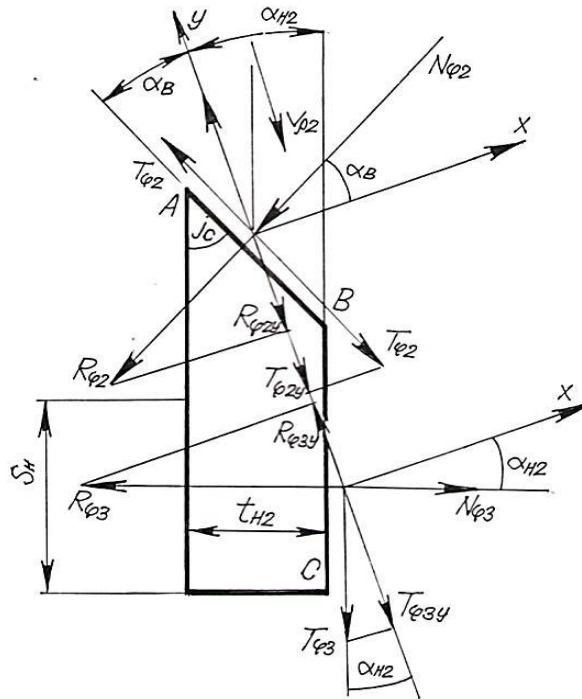
$$R_{\varphi 2y} = R_{\varphi 2} \sin \alpha_B N_{\varphi 2} \sin \alpha_B \quad (38)$$

Мұнда $R_{\varphi 2y}$ - ОУ өсіндегі $R_{\varphi 2}$ күшінің проекциясы, Н;

α_B – ОУ өсі мен пышақ қырының арасындағы бұрыш

Δh_2 мәні AA_1B үшбұрышы синустар теоремасымен анықталады $\Delta h_2 = t_{H2} \cos \alpha_{H2}$

Δh_2 мәнің (36) мен (37) теңдеуге қойып келесі теңдеулерді аламыз:



Сурет 5 – $N_{\varphi 2y}$ – күшін анықтау сұлбасы.

$$N_{\varphi 2} = \frac{t_{H2}^2 E_3 L_2}{2h_2} \cdot \frac{\cos \alpha_{H2}}{\sin j_2} \quad (40)$$

$$T_{\varphi 2} = \frac{f t_{H2}^2 E_3 L_2 \cos \alpha_{H2}}{2h_2 \sin j_2} \quad (41)$$

(39) бен (40) теңдеулердің мәнің (38) қойып келесі теңдеуді аламыз:

$$R_{\varphi 2y} = \frac{t_{H2}^2 E_3 L_2 \sin(j_2 - \alpha_{H2}) \cos \alpha_{H2}}{2h_2 \sin j_2} \quad (42)$$

Үйкеліс күштен пайда болған кедергіні тойтару үшін ОУ өсі бойымен орналасқан күшті орнату керек:

$$T_{\varphi 2y} = 2T_{\varphi 2} \cos \alpha_B \quad (43)$$

Мұнда $T_{\varphi 2y}$ - ОУ өсіндегі үйкеліс күшінің проекциясы, Н;

2- коэффициент, екі пышақтардың қырындағы үйкелісті есертін

(39) және (41) теңдеулерін (43) қойып $T_{\varphi 2y}$ мәнің табамыз:

$$T_{\varphi 2y} = \frac{f t_{H2}^2 E_3 L_2 \cos \alpha_{H2} \cos(j_2 - \alpha_{H2})}{2h_2 \sin j_2} \quad (44)$$

Пышақтың бүйір гранының ұзындығы $|BC|$ (5 сурет) анықталады:

$$|BC| = S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2 \quad (49)$$

(49) теңдеуін S_{BC} мәніне қойып, одан соң (48) және S_{BC} теңдеулерін $N_{\varphi 3}$ қойып $N_{\varphi 3}$ анықтаймыз:

$$N_{\varphi 3} = \frac{(2t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) L_2 E_3 (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2)}{2h_2} \quad (50)$$

Пышақтың BC жағындағы үйкеліс күшін $T_{\varphi 3}$, $R_{\varphi 3}$ реакциясына тең қарама қарсы бағытталған $N_{\varphi 3}$ күшін үйкеліс коэффициентіне көбейту арқылы табуға болады, осыған байланысты (50) теңдеуді ескеріп үйкеліс күшін келесіше жазуға болады.

$$T_{\varphi 3} = \frac{E_3 L_2 f}{2h_2} (2t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \quad (51)$$

Тамыр-түйнектер сонымен қатар пышақтың жанына да қысылып ОУ өсі бағытында U_{p2} шапшандығымен жылжиды. Бұл жағдайда тамыр-түйнектер пышақтың 1 BC жанына $R_{\varphi 3}$ реакциясына тең қарама қарсы бағытталған $N_{\varphi 3}$ күшпен әсер етеді. Онда пышақтың BC жағындағы ОУ өсі бағытындағы деформациядан пайда болатын күш:

$$R_{\varphi 3} = -R_{\varphi 3} \sin \alpha_{H2} = N_{\varphi 3} \sin \alpha_{H2} \quad (52)$$

(51) теңдеуін $T_{\varphi 3}$ мәніне қойып қойып $R_{\varphi 3}$ табуға болады:

$$R_{\varphi 3y} = \frac{E_3 L_2 f}{2h_2} (2t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \sin \alpha_{H2} \quad (53)$$

ОУ өсі бойындағы үйкеліс күшінің проекциясы $T_{\varphi 3y}$ үйкеліс кедергісін тойтарыс беру үшін қажетті күш болып саналады. Бұл жағдайда тамыр-түйнектер пышақтың BC жанына $R_{\varphi 3}$ реакциясына тең қарама қарсы бағытталған $N_{\varphi 3}$ күшпен үйкеліс коэффициентіне және 2-ге көбейту арқылы анықтауға болады.

(53) теңдеуді есеріп келесіше анықтауға болады:

$$T_{\varphi 3y} = \frac{E_3 L_2 f}{2h_2} (2t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \cos \alpha_{H2} \quad (54)$$

P_{d2} - күші тамыр-түйнектердің деформациясын өзгертуге жұмсалатын АВД₁Д және ВД₁КС аумақтарындағы деформация күштерінен құралады. Онда P_{d2} күш келесі теңдеумен анықталады (сурет 4)

$$P_{d2} = R_{\varphi 2y} - R_{\varphi 3y} \quad (55)$$

(44) және (53) теңдеулердің мәнін (55) қойып құрылғының екінші сатысында тамыр-түйнектерді бір пышақтар аралық көлемде деформациялауға қажетті күшті анықтау теңдеуін аламыз:

$$P_{d2} = \frac{E_3 L_2 f}{2h_2} (2t_{H2}^2 \sin(j_2 - \alpha_{H2})) \cos \alpha_{H2} - (2t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \sin \alpha_{H2} \quad (56)$$

Бір пышақтар аралық көлемде үйкеліске шығындалатын күш:

$$R_{Tp2} = T_{\varphi 2y} + T_{\varphi 3y} \quad (57)$$

(44) және (54) теңдеулерін (57) қойып бір пышақтар аралық көлемде үйкеліс кедергісін теңгеру күшін анықтауға болады:

$$R_{Tp2} = \frac{E_3 L_2 f}{2h_2} \left(t_{H2}^2 \frac{\cos \alpha_{H2} \cos(j_2 - \alpha_{H2})}{\sin j_2} \right) + (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \cos \alpha_{H2} \quad (58)$$

Ұсақтау жұмысына бірден қатысатын пышақтар аралық көлемдердің саны z_{H2} бұрышының α_0 айналма соққыштың қысылу бұрышына α_{H2} қатынасымен анықталады. (сурет 3)

Косинустар теоремасы бойынша OO_4M_1 үшбұрышына келесі теңдеуді жазуға болады:

$$|O_4M_1|^2 = |OO_4|^2 + |OM_1|^2 - 2|OO_4||OM_1|\cos\alpha_0 \quad (59)$$

3 суреттен келесі мәндерді жазуға болады $|OO_4| = D_2$; $|OM_1| = D_k$

O_4M_1 қашқтығы (11) теңдеуімен анықталған, ал егер $r_{u1} + \frac{d_2}{2} = D_k$ қатынасын ескеріп және (11) теңдеуді (59) қойып түрлендіргеннен кейін келесі орталық бұрышты анықтаймыз:

$$\alpha_0 = \arccos\left(\frac{2D_2(D_2^2 + D_k^2) - d_2(D_2^2 - D_k^2)}{4D_2^2 D_k}\right) \quad (60)$$

(36) және (59) теңдеулердің мәнін z_{H2} мәніне кіргізіп келесі теңдеуді аламыз:

$$z_{H2} = \frac{z_H \arccos\left(\frac{2D_2(D_2^2 + D_k^2) - d_2(D_2^2 - D_k^2)}{4D_2^2 D_k}\right)}{360^\circ} \quad (61)$$

d_d , D_b мәндерін енгізіп (61) түрлендіргеннен кейін бір айналма соққыштың әсерінен бір уақытта ұсақтауға қатынасатын пышақтар аралық санын анықтаймыз:

$$z_{H2} = \frac{z_H}{360^\circ} \arcsin\left(\frac{0.614 - 0.136(1 - K_\varphi)^2}{1 - K_\varphi}\right) \quad (62)$$

Бір айналма соққыштың әсерінен ұсақтау процесіне бірден қатысатын пышақ аралық көлемдердің санын ескеретін коэффициент K_b бір айналма соққыштың әсерінен ұсақтауға бірден қатысатын пышақтар аралық көлемдердің санының z_{H2} ұсақтағыштын екінші сатысындағы тігінен орналасқан пышақтар санына z_2 қатынасына тең болады.

(31), (54), (55) және (61) теңдеулерінің мәнін (38) салып тамыр-түйнектерге пышақтық тор жағынан әсер ететін күшті анықтау теңдеуін аламыз:

$$\begin{aligned} P_{p2} = & \left\{ k_M L_2 t_{H2}^2 \delta_1 + \frac{E_3 L_2}{h_2} \left[\frac{1}{2} (t_{H2}^2 \sin(j_2 - \alpha_{H2})) \cos \alpha_{H2} - (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times \right. \right. \\ & (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \sin \alpha_{H2} + \\ & \left. \left. f \left(t_{H2}^2 \frac{\cos \alpha_{H2} \cos(j_2 - \alpha_{H2})}{\sin j_2} + (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times \right. \right. \right. \\ & \left. \left. (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \cos \alpha_{H2} \right) \right] \left. \right\} \frac{z_H}{360} \arccos\left(\frac{0.614 - 0.136(1 - K_\varphi)^2}{1 - K_\varphi}\right) \quad (63) \end{aligned}$$

Жетекті конустың α_0 бұрышына айналғанда (сурет 5) айналмасоққыш α_{np} бұрышына бұрылады. Осы кезде қысу аумағындағы тамыр түйнектер (O_4M_1 доғасы) пышақтық тор бойымен H_2 қашықтыққа жылжйды. Тамыр-түйнектердің орташа жылжу жылдамдығы ϑ_{p2} оның тамыр-түйнектің пышақ тор бойымен жылжу қашықтығы H_2 мен α_0 конустың бұрылу бұрышының t_{H2} уақыт қатынасына тең болады.

Конустың α_0 бұрышына айналу уақыты:

$$t_{H2} = \frac{\alpha_0 \pi}{\omega_2 180^\circ} \quad (64)$$

$\omega_2 = 2\pi n_2$ болғандықтан конустың α_0 бұрышына айналу уақыты:

$$t_{H2} = \frac{\alpha_0}{360^\circ n_2} \quad (65)$$

$$H_2 = \frac{D_2}{2} - \sqrt{\left(\frac{d_B}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_2 - d_B}{2}\right)^2 + d_B \left(\frac{D_2 - d_B}{2}\right) \cos\left(\frac{\varphi}{1 - \frac{d_B}{D_2}}\right)} \quad \text{мәнін және (65) теңдеуді } \vartheta_{p2} \text{ мәнге}$$

қойып түрлендіргеннен кейін пышақтық тор арқылы тамыр-түйнектердің орташа жылжу жылдамдығын анықтайтын теңдеуді табамыз:

$$\vartheta_{p2} = \frac{\left[\frac{D_2}{2} - \sqrt{\left(\frac{d_B}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_2 - d_B}{2}\right)^2} + d_B \left(\frac{D_2 - d_B}{2}\right) \cos\left(\frac{\varphi}{1 - \frac{d_B}{D_2}}\right) \right]}{\alpha_0} \quad (66)$$

Құрылымдық параметрлер коэффициентін K_φ ескеріп:

$$\vartheta_{p2} = D_2 n_2 K_\varphi \frac{180^\circ}{\alpha_0} \quad (67)$$

$$\text{Мұнда } \alpha_0 = \arccos\left(\frac{0.141 + 0.359(1 - K_\varphi)^2}{1 - K_\varphi}\right)$$

(63) және (67) теңдеулердің мәнін (29) теңдеуге енгізіп түрлендіргеннен кейін ұсақтағыштың екінші сатысындағы кесуге кететін N_{pe32} қуатты анықтайтын теңдеуді аламыз:

$$N_{pe32} = (P_{pe3} + P_{g2} + R_{mp2}) z_{H2} \vartheta_{p2} = \left\{ k_M L_2 t_{H2}^2 \delta_1 + \frac{E_3 L_2}{h_2} \left[\frac{1}{2} (t_{H2}^2 \sin(j_2 - \alpha_{H2})) \cos \alpha_{H2} - (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \sin \alpha_{H2} + f \left(t_{H2}^2 \frac{\cos \alpha_{H2} \cos(j_2 - \alpha_{H2})}{\sin j_2} + (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \cos \alpha_{H2} \right) \right] \right\} z_{H2} K_{\alpha H} D_2 n_2 K_\varphi \frac{180^\circ}{\alpha_0} \quad (68)$$

$$\text{Мұнда } K_{\alpha H} = \frac{\arccos\left(\frac{0.614 - 0.136(1 - K_\varphi)^2}{1 - K_\varphi}\right)}{360} \cdot \alpha_0 = \arccos\left(\frac{0.141 - 0.359(1 - K_\varphi)^2}{1 - K_\varphi}\right)$$

Айналма соққыш матрицаға қарағанда Δ_2 тең саңылаумен орнатылады (сурет 3). $\Delta_2 = 0$ болғанда айналма соққыш матрицамен O_4 нүктесінде жанасады да осы мезеттік O_4 нүктеде оның матрицаға қарағандағы айналуы орын алады.

Пышақ жүзінің тозуын азайту үшін $\Delta_2 > 0$ саңылау орнатылады. Саңылаудың мөлшері Δ_2 алынатын қабаттың қалыңдығынан H_2 аз болады және оны 0.1...0.8 мм аралығында орналасады.

Саңылау $\Delta_2 > 0$ болғанда айналма соққыштың матрицаға қарағандағы шапшаңдығы O_4 нүктесінде нольге тең болмайды, ол айналма соққыштың матрица арқылы сырғанауына алып келеді. Бұл жағдайда қысылу аумағында $O_4 M_1$ доғасы бойымен тамыр түйнектердің айналма соққыштың бетімен сырғанауы орын алады.

T_{PB2} үйкеліс күшінің айналма соққышқа тамыр-түйнектердің қысу нормалдық күшін N_{PB2} үйкеліс коэффициентіне f көбейтіп табамыз.

Қысу аймағындағы орналасқан тамыр-түйнектерге әсер ететін P_{PB2} күш айналма соққыш бетіне тамыр-түйнектер жағынан әсер ететін нормалды N_{PB2} күшке тең болады $N_{PB2} = P_{P2}$.

N_{PB2} мәнін T_{PB2} мәніне қойып анықтауға болады $T_{PB2} = P_{P2} f$.

T_{PB2} күшінің ϑ_{p2} шапшаңдығының бағытына проекциясын анықтасак. ϑ_{p2} шапшаңдығы пышақ жанымен бағытталған болғандықтан T_{PB2} күшінің проекциясы (3 сурет):

$$T_{PB2Y} = T_{PB2} \sin \alpha_{P2} \quad (69)$$

Мұнда α_{P2} - қарсы кесетін торға нормаль мен айналмасоққыштың қалыптастырушысына нормаль арасындағы бұрыш, град.

T_{PB2} мәнін (69) теңдеуге салып T_{PB2Y} мәнін табамыз:

$$T_{PB2Y} = P_{P2} f \sin \alpha_{P2} \quad (70)$$

Синустар теоремасы бойынша

$$\frac{D_2}{\sin \alpha_4} = \frac{d_B + \frac{d_2}{2}}{\sin \alpha_{P2}} \quad (71)$$

Осыдан:

$$\sin \alpha_{P2} = \frac{(2d_B + d_2) \sin \alpha_4}{2D_2} \quad (72)$$

Келтіру мәніне сәйкес

$$\sin \alpha_4 = \sin \left(180^\circ - \frac{\alpha_{np}}{2} \right) = \sin \frac{\alpha_{np}}{2} \quad (73)$$

(73) теңдеу (72) қойып келесі мәнді аламыз:

$$\sin \alpha_{P2} = \frac{(2d_B + d_2) \sin \frac{\alpha_{np}}{2}}{2D_2} \quad (74)$$

(70) теңдеудің мәнін (74) теңдеуге қойып T_{PB2Y} анықтаймыз:

$$T_{PB2Y} = P_{P2} f \frac{(2d_B + d_2) \sin \left(\frac{\alpha_{np}}{2} \right)}{2D_2} \quad (75)$$

Тамыр-түйнектердің айналма соққыштың бетіне үйкеліс күшін теңгеруге шығындалатын қуатты келесі теңдеу бойынша анықтауға болады:

$$N_{TB2} = T_{PB2Y} \theta_{P2} \quad (76)$$

(123) теңдеуін (139) қойып табылған теңдеу мен (128) мәнін (140) қойып тамыр-түйнектердің айналма соққыштың бетіне қысылу аумағында үйкеліс күшін теңгеруге шығындалатын қуатты келесі теңдеу бойынша анықтауға болады:

$$\begin{aligned} N_{TB2} = & k_M L_2 t_{H2}^2 \delta_1^c + \frac{E_3 L_2}{h_2} \left[\frac{1}{2} (t_{H2}^2 \sin(j_2 - \alpha_{H2})) \cos \alpha_{H2} - (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times \right. \\ & (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \sin \alpha_{H2} + \\ & f \left(t_{H2}^2 \frac{\cos \alpha_{H2} \cos(j_2 - \alpha_{H2})}{\sin j_2} + (t_{H2} \cos \alpha_{H2} - S_H \sin \alpha_{H2}) \times \right. \\ & \left. \left. (S_H - t_{H2} \operatorname{ctg} j_2) \cos \alpha_{H2} \right) \right] \frac{f(2d_B + d_2) \sin \left(\frac{\alpha_{np}}{2} \right)}{2D_2} D_2 n_2 K_\varphi \frac{180^\circ}{\alpha_0} \end{aligned} \quad (80)$$

Тамыр- түйнектерді пышақтық торға ортадан тепкіш күштердің әсерімен жеткізуге шығындалатын қуат келесі теңдеумен анықталады:

$$N_{IP2} = m_{P2} \omega_2^2 R_{P2} \quad (81)$$

Қысылу аумағында орналасқан тамыр-түйнектер массасы m_{P2} OO_1 өсін $AO_2O_2^1A_1$ төртбұрышы айналғанда қалыптасатын көлемді алады, келесі теңдеумен анықталады:

$$m_{P2} = V_{PH} \rho_{K2} \quad (82)$$

V_{PH2} көлемі келесі теңдеумен анықталады:

$$V_{PH2} = S_{PH2} R_{P2} \quad (83)$$

Мұнда S_{PH2} - $AO_2O_2^1A_1$ төртбұрышының ауданы:

$$S_{PH2} = \frac{D_2 - D_K}{2} L_2 \quad (84)$$

(145) теңдеуін (144) қойып, ал содан кейін (144) теңдеуін (143) қойып келесі мәнді табамыз:

$$m_{P2} = \frac{(D_2 - D_K) L_2 R_{P2} \rho_{K1}}{2} \quad (85)$$

Суреттен 1 R_{P2} радиусын келесі теңдеуден анықтауға болады:

$$R_{P2} = \frac{D_2}{2} - \frac{H_2}{2} = \frac{D_2 - H_2}{2} \quad (86)$$

Немесе қатынасты ескеріп:

$$R_{P2} = \frac{D_2(2 - K_\varphi)}{4} \quad (87)$$

(146), (148) тендеулерін (142) қойып бірқатар өзгертулерден кейін тамыр-түйнектерді пышақтық торға ортадан тепкіш күштердің әсерімен жеткізуге шығындалатын қуат келесі тендеумен анықталады:

$$N_{\text{ИР2}} = \frac{D_2^3 L_2 \rho_{k1} K_{\phi} (1 - K_{\phi}) (2 - K_{\phi}) \omega_2^2}{32} \quad (88)$$

Қортынды. Теориялық зерттеулер негізінде алынған аналитикалық тендеулер екі сатылы ұсақтау қондырғысының негізгі конструктивтік және режимдік параметрлерінің, сонымен қатар ұсақталатын тамыр-түйнектердің бір қатар физика-механикалық қасиеттерінің (үйкеліс коэффициенттері; серпімді пластикалық деформацияның модулі; көлемді тығыздығы) ұсақтағыш аппараттың технологиялық үрдісінің өнімділігіне, құрылғының көректену қуатына және оның меншікті қуат шығынына әсер етуін көрсетеді.

ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Техническое обеспечение животноводства/А.И. Завражнов, С.Н. Ведищев, М.К.Бралиев [и др.]. – 2-е изд., стер. - СПб.: Лань, 2021. – 516 с.
- 2 Техническое обеспечение и основы расчета средств механизации технологических процессов на животноводческой ферме/А.В. Китун, В. И. Передня, Н. Н. Романюк [и др.]. – Алматы: Айтұмар, 2017. – 396 с
- 3 Технологии и механизация производства продукции животноводства: учебник/ М. А. Прищепов, Ш. Н. Нуртаев, В. А. Ляндышев [и др.]. - Алматы: Айтұмар, 2016. – 413 с
- 4 Техника и технологии в животноводстве: учебник для вузов/В. И. Трухачев, И. В. Атанов, И. В. Капустин, Д. И. Грицай. — Санкт-Петербург: Лань, 2022. — 440 с. - Текст : электронный//Лань: электронно-библиотечная система.
-URL: <https://e.lanbook.com/book/200342> (дата обращения: 08.04.2022).
- 5 Mini crusher-shredder for farms/K. Astanakulov, F. Karshiev, S.Gapparov, D. Khudaynazarov, S. Azizov // E3S Web of Conferences. – 2021. – № 264. – R. 04038.
- 6 Study on preparation and distribution of forage by chopping coarse fodder/ K.D. Astanakulov, S. Gapparov, F. Karshiev, A. Makhsumkhonova, D. Khudaynazarov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – № 614(1). – N. 012158.
- 7 Factors affecting the efficiency of the rod shredder and the analytical expression of its productivity / K. E. Mironov, A. P. Mansurov, V.V. Goeva, N. E. Grishin, S. L. Nizovtsev// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – № 640(7). – N. 072021.
- 8 Rotary-centrifugal shredder for forage preparation/A. Sukhoparov, E. Papushin, I. Ivanov, Y. Plotnikova // E3S Web of Conferences. – 2020. – № 222. – N. 1020.
- 9 Smirnov N.A. Improving the technology of crushing root crops/N.A. Smirnov, R. A. Smirnov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – 548(8) doi:10.1088/1755-1315/548/8/082044
- 10 Development of a returning machine with double rollers rotating in opposite directions for banana stubble and root crushing / Y. Li, S. Chen, Z. Wang, D.Liang, S.Ru//International Agricultural Engineering Journal. – 2018. – 27(3). – P. 157-165.
- 11 Development of safer fodder-cutter machines: a case study from north India/Dinesh Mohan, Adarsh Kumar, Raajesh Patel, Mathew Varghese // Original Research Article Safety Science. - 2004. – Vol. 42. Iss. 1. – P. 43-55.
- 12 Тишанинов Н. П. Новые направления совершенствования процессов измельчения компонентов кормов / Н.П. Тишанинов, С.Г. Калиниченко // Достижения науки и техники АПК. – 2007. – №3. – С. 46-48.
- 13 Determination of the optimal incline angle of the incision of the cutting machine of the tuber grinder of potatoes S. N. Shukhanov[and etc.]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. –548(5). doi:10.1088/1755-1315/548/5/052026.
- 14 Бралиев М. К. Тамыр-түйнекті ұсақтайтын қондырғының екінші сатысының негізгі конструктивтік параметрлерін дәлелдеу [Текст]/М.К. Бралиев, Қ.С. Құлзайров, А. С. Сабырова // Ғылым және білім. – 2018. – № 2 (51).– Б. 113-119.
<http://rep.wkai.kz/handle/123456789/1228>

15 Development of a root crop grinder / N. P. Ayugin[and etc.]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – № 723(3). doi:10.1088/1755-1315/723/3/032098.

16 Substantiation Of The Method And Parameters Of The Process Of Grinding Root Crops For Lines For The Preparation Of Granulated Forages / L.G. Kryuchkova[and etc.]// Research Journal of Pharmaceutical Biological and Chemical Sciences. – 2018. – № 9 (3). – R.737-745.

17 Promising directions of reducing specific energy costs in grinding / Y.V. Apimakh[and etc.] // News of the national academy of sciences of the republic of kazakhstan-series chemistry and technology. – 2018. – № 5. – P.32-40.

18 Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов/ Н.Е. Резник.– М.: Машиностроение. – 1975. – С.87.

19 Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм Л.:Колос, – 1978. – С.560.

20 Кулаковский И.В. Машины и оборудование для приготовления кормов: справочник / И.В. Кулаковский, Ч.С. Кирпичников, Е.И. Резник.- М. :Россельхоздиат, – 1987. – Ч.1. – С.285 .

21 Щедрин В.Т. Механизация приготовления кормов:учеб. пособие/ В.Т. Щедрин, С.М. Ведищев.– Тамбов: Тамб.гос.техн.ун-т, – 1998. – С/140.

22 Механизация приготовления кормов: в 2 ч.: учеб. пособие / С.М. Ведищев [и др.] – Тамбов: ФГБОУВПО «ТГТУ», 2015

REFERENCES

1 Tehnicheskoe obespechenie zhivotnovodstva/A.I. Zavrazhnov, S.N. Vedishhev, M.K.Braliev [i dr.]. – 2-e izd., ster. - SPb.: Lan', 2021. – 516 s.

2 Tehnicheskoe obespechenie i osnovy rascheta sredstv mehanizacii tehnologicheskikh processov na zhivotnovodcheskoj ferme/A.V. Kitun, V.I. Perednja, N.N. Romanjuk [i dr.]. – Almaty: Ajtymar, 2017. – 396 s

3 Tehnologii i mehanizacija proizvodstva produkcii zhivotnovodstva: uchebnik/ M. A. Prishhepov, Sh. N. Nurtaev, V. A. Ljundyshev [i dr.]. - Almaty: Ajtymar, 2016. – 413 s

4 Tehnika i tehnologii v zhivotnovodstve : uchebnik dlja vuzov / V. I. Truhachev, I.V. Atanov, I. V. Kapustin, D. I. Gricaj. — Sankt-Peterburg : Lan', 2022. — 440 s. - Tekst: jelektronnyj // Lan': jelektronno-bibliotechnaja sistema. — URL: <https://e.lanbook.com/book/200342> (data obrashhenija: 08.04.2022).

5 Mini crusher-shredder for farms/K. Astanakulov, F.Karshiev, S.Gapparov, D. Khudaynazarov, S. Azizov // E3S Web of Conferences. – 2021. – № 264. – R. 04038.

6 Study on preparation and distribution of forage by chopping coarse fodder/ K.D. Astanakulov, S. Gapparov, F. Karshiev, A. Makhsumkhonova, D. Khudaynazarov //IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – № 614(1). – N. 012158.

7 Factors affecting the efficiency of the rod shredder and the analytical expression of its productivity / K. E. Mironov, A. P. Mansurov, V.V. Goeva, N. E. Grishin, S. L. Nizovtsev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – № 640(7). – N. 072021.

8 Rotary-centrifugal shredder for forage preparation / A. Sukhoparov, E. Papushin, I. Ivanov, Y. Plotnikova // E3S Web of Conferences. – 2020. – № 222. – N. 1020.

9 Smirnov N. A. Improving the technology of crushing root crops/N. A. Smirnov, R. A. Smirnov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – 548(8) doi:10.1088/1755-1315/548/8/082044

10 Development of a returning machine with double rollers rotating in opposite directions for banana stubble and root crushing / Y. Li, S. Chen, Z. Wang, D.Liang, S.Ru //International Agricultural Engineering Journal. – 2018. – 27(3). – P. 157-165.

11 Development of safer fodder-cutter machines: a case study from north India /Dinesh Mohan, Adarsh Kumar, Raajesh Patel, Mathew Varghese // Original Research Artile Safetly Science. - 2004. – Vol. 42. Iss. 1. – P. 43-55.

12 Tishaninov N. P. Novye napravlenija sovershenstvovaniya processov izmel'chenija komponentov kormov / N.P. Tishaninov, S.G. Kalinichenko // Dostizhenija nauki i tehniki APK. – 2007. – №3. – S. 46-48.

13 Determination of the optimal incline angle of the incision of the cutting machine of the tuber grinder of potatoes S. N. Shukhanov[and etc.]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – 548(5). doi:10.1088/1755-1315/548/5/052026.

14. Braliev M. K. Tamyrtynjyngi ysaktajtyngi kondyrgynyn ekinshi satysynyn negizgi konstruktivtik parametrlerin daleldeu [Tekst] / M. K. Braliev, K. S. Kyzajyrov, A. S. Sabyrova// Gylm zhane bilim. – 2018. – № 2 (51). – B. 113-119.<http://rep.wkau.kz/handle/123456789/1228>

15 Development of a root crop grinder / N. P. Ayugin[and etc.]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – № 723(3). doi:10.1088/1755-1315/723/3/032098.

16 Substantiation Of The Method And Parameters Of The Process Of Grinding Root Crops For Lines For The Preparation Of Granulated Forages / L.G. Kryuchkova[and etc.]// Research Journal of Pharmaceutical Biological and Chemical Sciences. – 2018. – № 9 (3). – R.737-745.

17 Promising directions of reducing specific energy costs in grinding/Y.V. Apimakh[and etc.] // News of the national academy of sciences of the republic of kazakhstan-series chemistry and technology. – 2018. – № 5. – P.32-40.

18 Reznik N.E. Teoriya rezaniya lezviem i osnovy rascheta rezhushhih apparatov/N.E. Reznik. – M. : Mashinostroyeniye. – 1975. – С.87.

19 Melnikov S.V. Mehanizatsiya i avtomatizatsiya zhivotnovodcheskih ferm L.:Kolos, – 1978. – С.560.

20 Kulakovskiy I.V. Mashiny i oborudovaniye dlya prigotovleniya kormov: spravochnik/I.V. Kulakovskiy, Ch.S. Kirpichnikov, E.I. Reznik.- M.:Rossel'hozdat, – 1987. – Ch.1. – С.285.

21 Shhedrin V.T. Mehanizatsiya prigotovleniya kormov:ucheb. posobie/V.T. Shhedrin, S.M. Vedishhev.– Tambov: Tamb.gos.tehn.un-t, – 1998. – С/140.

22 Mehanizatsiya prigotovleniya kormov: v 2 ch.: ucheb. posobie / S.M. Vedishhev [i dr.] – Tambov: FGBOUVPO «TGTU», 2015

РЕЗЮМЕ

Затраты энергии на второй ступени измельчения складываются из затрат энергии на подвод продукта в зону измельчения, затрат энергии на процесс резания, затрат энергии на проталкивание измельченного продукта между ножами; затрат энергии на выгрузку измельченных корнеклубнеплодов. Эти затраты энергии наряду с качественными показателями работы измельчителя определяют энергетические характеристики процесса измельчения

В данной статье на основе теоретического исследования составляющие затраты энергии на измельчение корнеклубнеплодов сгруппированы следующим образом:

мощность, затрачиваемая на подвод корнеклубнеплодов в зону заземления вальцами;

мощность, затрачиваемая на процесс резания во второй ступени аппарата;

мощность, затрачиваемая на выгрузку измельченных корнеклубнеплодов.

В теоретических исследованиях рассмотрены интенсивность воздействия таких факторов, оказывающих влияние на процесс измельчения как частота вращения валцов, подвижность измельчаемого материала, число ножей и их расположение, силы трения и проанализированы их взаимодействие.

Проведенные аналитические исследования позволили получить следующие выражения для определения энергетических параметров измельчителя:

уравнение затрат мощности на подвод корнеклубнеплодов в зону заземления;

уравнение затрат мощности на измельчение корнеклубнеплодов;

уравнение сил, действующих со стороны ножевой решетки на корнеклубнеплоды;

уравнение удельного расхода энергии на процесс измельчения.

Полученные на основе теоретических исследований аналитические выражения отражают влияние основных конструктивных и режимных параметров двухступенчатого измельчающего устройства, а также некоторых физико-механических свойств измельчаемых корнеклубнеплодов (коэффициенты трения; модуль упругоэластических деформаций; насыпная плотность) на производительность технологического процесса измельчающего аппарата, потребляемую мощность установки и удельный расход энергии.