

УДК 631.3

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РІЗАКА-МУЛЬЧУВАЧА РОСЛИН

I. В. Баєв, канд. техн. наук

Південний НДЦ ННЦ "ІМЕСГ"

Отримані математичні залежності і обґрунтовані параметри елементів конструкції запропонованого різака-мульчувача рослин, а саме: діаметр і довжина ножового барабана, кількість ножів на барабані і кут їх загвинчування, зусилля притискування ротора до поверхні ґрунту, зусилля виштовхування перерізаної рослинної маси, кут загострювання і ширина ножів.

Проблема. Для забезпечення якісного мульчування ґрунту рослини мають бути, по-перше, якісно подрібнені і, по друге, рівномірно розподілені по поверхні поля. Спеціальних серійних машин, здатних виконати вказані функції для високорослих зелених рослин (сидератів), на сьогодні не існує.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Існуючі серійні мульчувачі, такі як ПН-4, RM 400, модель 120, MP-2,7 та деякі інші, призначенні тільки для подрібнення рослинних решток грубостеблових культур. У 2007 році у ВАТ КБ "Бердянськсільмаш" був виготовлений спеціальний роторний подрібнювач ПРУ-2,8 для сидератів. Але він виявився нероботоздатним із-за низької надійності ріжучого апарату. Нами була запропонована конструкція різака-мульчувача рослин барабанно-роторного типу (рис. 1, а, б), який, як звичайний коток, накочується на рослини, притискує їх до поверхні поля і далі перерізає ножами, розташованими на його периферії у вигляді багатоходового гвинта [1]. Для кращого копіювання поверхні поля і підвищення стійкості руху в горизонтальній площині в агрегаті передбачається встановлювати два барабанно-ножові ротори зі спільною проміжною опорою на сферичних підшипниках з протилежним напрямом гвинтової поверхні.

Мета досліджень. Для забезпечення роботоздатності (здатності перерізати рослинну масу і складувати її на поверхні поля рівномірним шаром) конструкція запропонованого різака-мульчувача потребує спеціальних розрахунків і обґрунтування параметрів його елементів, а саме: діаметр і довжина ножового барабана, кількість ножів на барабані і кут

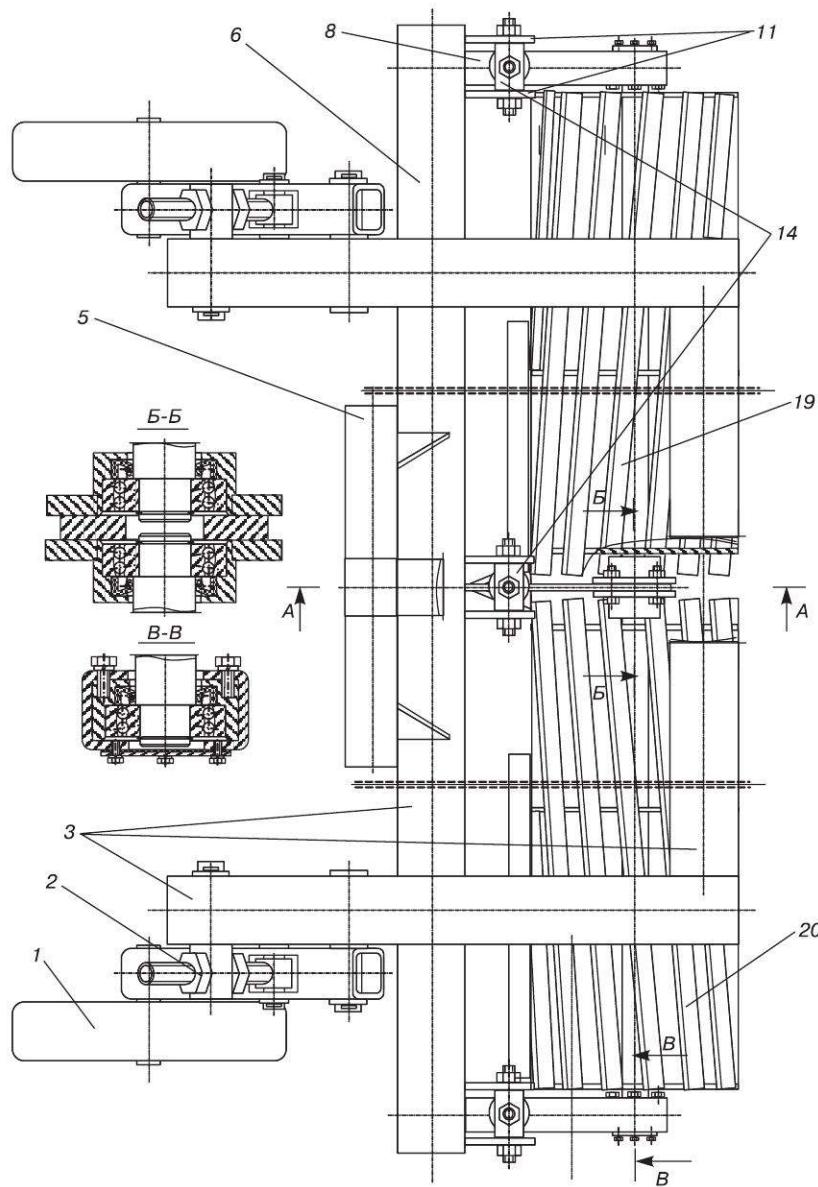


Рис. 1а. Різак-мульчувач рослин з барабанно-ножовим ротором (вид зверху):
Б–Б і В–В — осьові перерізи в суміжній і в боковій опорах роторів

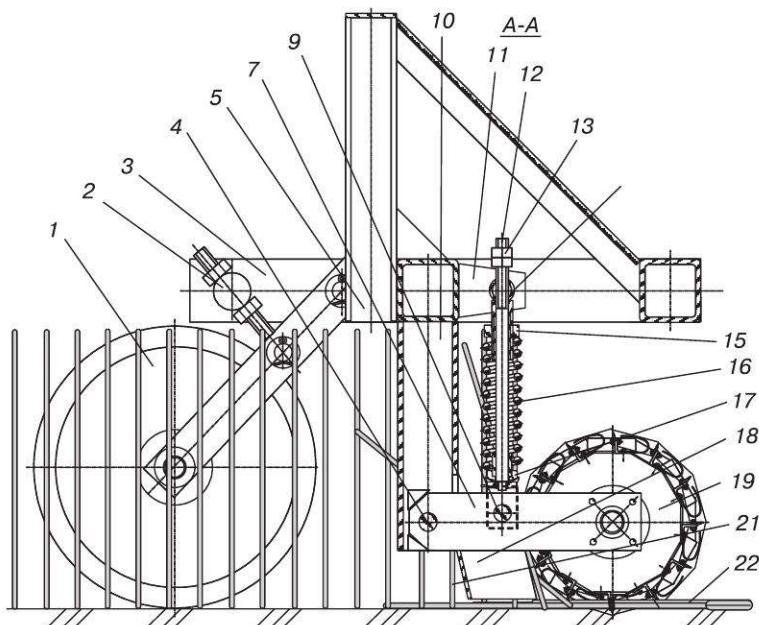


Рис. 16. Різак-мульчувач рослин з барабанно-ножовими роторами (поздовжній розтин): 1 — опорне колесо; 2 — гвинтовий механізм регулювання висоти розташування рами; 3 — рама; 4 — палець важеля; 5 — начіпний пристрій; 6 — консоль; 7, 8 — важелі проміжної і бокової опори; 9 — палець гвинтової тяги; 10 — вертикальна стійка; 11 — щока провушини; 12 — гвинтова тяга; 13 — обмежувальна гайка; 14 — шарнір з кулісою; 15 — рухома чашка; 16 — пружина; 17 — нерухома чашка; 18 — подільник рослинної маси; 19, 20 — правий і лівий ротор; 21, 22 — стояча і порізана рослинна маса

їх загвинчування, зусилля притискування ротора до поверхні ґрунту, зусилля виштовхування перерізаної рослинної маси, кут загострювання і ширіна ножів.

Результати досліджень. Барабанно-ножові ротори складаються з валів 1 (рис. 2), на яких перпендикулярно до їх осей жорстко закріплені диски 2, до яких на периферії на рівній відстані по гвинтовій поверхні прикріплені утримувачі ножів 3, виготовлені зі сталевого кутника. Ножі 4, виготовлені з листової сталі спеціальної марки довжиною 150–200 мм загострені і загартовані, кріпляться щільно один до одного кожен трьома гвинтами 5, утворюючи своїми кромками лез ламані лінії, вписані в гвинтову поверхню. Розташування ножів по гвинтовій

поверхні сприяє плавності процесу різання. Також на роторах гвинтами 6 до кутників 3 вздовж усієї довжини прикріплени виштовхувачі маси 7 (на рис. 1а вони умовно не показані), виготовлені з пружної антикорозійної тонколистової сталі. Довжина і кількість виштовхувачів добирається такою, щоб забезпечити надійне виштовхування порізаної рослинної маси. Робота відбувається наступним чином.

Різак-мульчувач навішується за начіпний пристрій 8 (див. рис. 1а, 1б і 2) через автонавіску на задній навісний пристрій трактора і, попередньо, завдяки гайкам 10, важелі 9 і 10 виставляються горизонтально і паралельно поміж собою, а нагвинчуванням рухомих верхніх чашок 16, в залежності від виду рослини, її врожайності і стану, встановлюється сила тиску роторів 19, 20 на ґрунт, потрібна для перерізання рослинної маси. Завдяки гвинтових механізмів 4 переміщенням опорних коліс 3 попередньо виставляється потрібна товщина різки. Якщо трактор має гідропідсилювач зчіпної ваги (ГЗВ), то гідравлічні шланги "підйом" і "опускання", що приєднані до силового циліндра навісного пристрою, треба поміняти місцями (в цьому разі для опускання різака-мульчувача в роботу слід важіль розподільника вмикати в позицію "підйом", а

для підйому в неробоче положення — в позицію "опускання"). Якщо трактор не має ГЗВ, то на раму різака-мульчувача треба встановити баластний вантаж і перевести його в роботу як звичай, вмиканням важеля розподільника в положення "плаваюче".

При робочому русі ротори 19, 20 (див. рис. 1а, 1б) перекочуючись по полю, наїжджають на стоячі рослини 21, нахиляючи їх до повного полягання, і в такому стані перерізають їх ножами на частини 22, довжина яких визначається периферійною відстанню між ножами. При різанні маси її частини 22

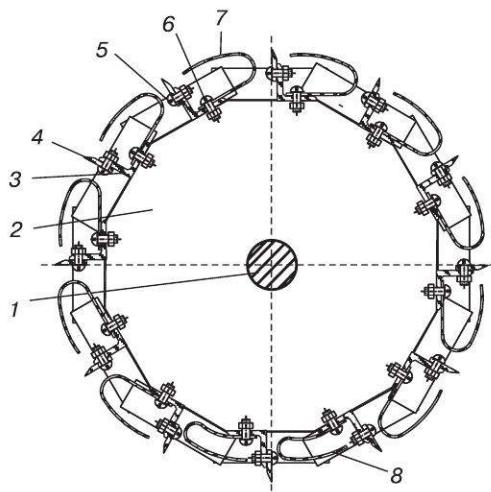


Рис. 2. Радіальний переріз барабанно-ножового ротора різака-мульчувача рослин: 1 — вал; 2 — диск; 3 — кутник; 4 — ніж; 5 і 6 — гвинти; 7 і 8 — виштовхувачі порізаних рослин у вільному і стисненому (при контакти з ґрунтом) стані

тиснуть на виштовхувачі 8 (див. рис. 2), які пружно вгинаються в середину ротора, а далі, при обертанні ротора, виштовхують різану масу на поле.

Діаметр ножового барабана D_h і кількість ножів на ньому n_h визначається, виходячи з найбільшої товщини стиснутого шару рослинної маси h_m і глибини врізання ножів у ґрунт h_r та мінімальної довжини різки l_m за

умови, коли кожен наступний ніж починає різання маси зразу після закінчення різання попереднім ножем (рис. 3).

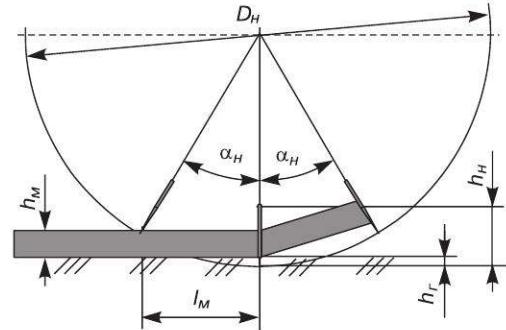


Рис. 3. Схема різання рослин барабанно-ножовим ротором

$$D_h \leq \frac{2l_m}{\sin \alpha_h}; \quad (1)$$

$$n_h \leq \text{Ціле}(\pi \cdot D_h / l_m); \quad (2)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_h / 2) \geq \frac{h_m + h_r}{l_m}. \quad (3)$$

Після перетворення формули (3) отримаємо вираз [2]

$$\sin \alpha_h \geq \frac{2 \operatorname{tg}(\alpha_h / 2)}{1 + \operatorname{tg}^2(\alpha_h / 2)} = \frac{2l_m(h_m + h_r)}{l_m^2 + (h_m + h_r)^2}. \quad (4)$$

Підставимо вираз (4) у формули (1) і (2) та отримаємо вирази

$$D_h \leq \frac{l_m^2 + (h_m + h_r)^2}{h_m + h_r}; \quad (5)$$

$$n_h \leq \text{Ціле} \left(\frac{\pi [l_m^2 + (h_m + h_r)^2]}{l_m (h_m + h_r)} \right). \quad (6)$$

Найбільшу товщину стиснутого шару рослинної маси h_m можна подати через її найбільшу урожайність U_m і щільність стиснутої по-дрібненої маси γ_m

$$d_{ct} \leq h_m \geq U_m / \gamma_m, \quad (7)$$

де d_{ct} — діаметр стеблинни.

Мінімальний питомий кут загвинчування ножів β_h визначиться за умови одночасного різання не менше, ніж двома ножами

$$\beta_h \geq a_h \cdot D_h / B_p, \quad (8)$$

де B_p — довжина ножового барабана.

Мінімальна ширина ножів h_h функціонально залежить від товщини стиснутого шару рослинної маси h_m і глибини врізання ножів у ґрунт h_r , а конструктивно — від товщини ножа δ_h і кута його заточки χ_h

$$\delta_h \cdot \operatorname{ctg}(\chi_h) + \Delta h_h \leq h_h \geq h_m + h_r + \Delta h_h, \quad (9)$$

де Δh_h — неробоча ширина, потрібна для закріплення ножа на барабані.

Глибина врізання ножів у ґрунт h_r залежить від коливання рельєфу поверхні поля по довжині ножового барабана B_p (по його ширині захвату). При збільшенні B_p глибина h_r має збільшуватися. Збільшення ж глибини врізання ножів у ґрунт h_r небажане, тому що воно потребує додаткового тиску ножового барабана на ґрунт, сприяє залипанню ножів ґрунтом, ускладнює виштовхування різаної маси з-поміж ножового простору і збільшує тяговий опір машини. Тому в допосівному обробітку і під час посіву треба забезпечувати вирівнювання поверхні поля. Також є небажаним збільшення довжини ножового барабана B_p .

Довжина ножового барабана B_p має бути оптимальною з сурою конструкторських міркувань, оскільки її збільшення різко посилює вимоги щодо міцності і жорсткості ротора, а зменшення — потребує встановлення декількох роторів, що ускладнює конструкцію машини і машинно-тракторного агрегату (МТА).

Сила тиску ножового барабана на ґрунт P_6 складається із сили, потрібної для різання рослинної маси P_p , сили, потрібної для затискування порізаної рослинної маси P_{zm} між ножами, сили, потрібної для здирання налиплого на ножі ґрунту P_{hg} і сили, потрібної для стискування виштовхувачів порізаної маси P_B

$$P_6 = P_p + P_{zm} + P_{hg} + P_B. \quad (10)$$

Сила P_p залежить від кількості одночасно виконуваних різань вздовж напрямку руху N_p (за виконання умов (5) і (6) $N_p=1$), питомого зусилля різання даної рослини конкретним ножем q_p і довжини ножового барабана B_p

$$P_p = N_p \cdot q_p \cdot B_p. \quad (11)$$

Питоме зусилля різання рослинної маси q_p буде залежати, по-перше — від стану лез ножів (кут і гострота заточки), по-друге — від

фізико-механічних властивостей рослинної маси (наявність твердих деревовидних чи соковитих стеблин і листя, їх товщина і вологість, а також товщина рослинного шару h_m) і, по-третє — від стану поверхні поля (тип ґрунту, його твердість і вологість). Подібне “моделювання” різання рослинної маси можна спостерігати при звичайному кухонному нарізанні зелені: краще нарізається неперезріла соковита маса гострим з малим кутом заточки ($5-10^\circ$) ножем на рівній твердій поверхні. Якщо поверхня нерівна, то краще (повніше) різання відбувається на дешо м'якій поверхні. Досліди з різаком дисково-ножового типу [3] підтвердили наведені висновки, а саме: краще перерізався соковитий горох, ніж гірчиця, на рівних ділянках з поверхневою твердістю ґрунту в межах 3–5 МПа і вологістю 12–16% гострими дисками. На нерівній ущільненій поверхні (по колії трактора) і на розпушенній поверхні різання маси, особливо гірчиці, було незадовільним.

За будь-яких умов зусилля q_p буде визначатися зусиллям перерізання конкретним клином стеблин однієї культури, яке на близьких етапах органогенезу можна вважати прямо пропорційним їх діаметру, тобто

$$q_p / d_{ct} \approx q_{pc} / d_{ctc} \approx \text{Const}, \quad (12)$$

де q_{pc} , d_{ctc} — середні значення відповідно q_p , d_{ct} .

Сила затискування порізаної рослинної маси між ножами P_{3m} — це сила тертя стиснутих силою P_{cm} між ножами частинок стеблин по боковій поверхні ножів, але якщо кут β_n буде не менше за кут тертя між ножем і стеблиною φ_{mn} , то різана маса буде зісковзувати з поверхні ножів, не деформуючись і $P_{3m}=0$.

Силу стиснення P_{cm} , за невеликих значень деформації, можна умово вважати пропорційною цій деформації

$$P_{cm} \approx N_p \cdot E_{ct} \cdot \Delta l_m \cdot F_{ct} \cdot n_{ct}, \quad (13)$$

де E_{ct} — модуль пружності стеблини; Δl_m — середнє значення відносної осьової деформації стеблин; F_{ct} — середня площа перерізу однієї стеблини; n_{ct} — середня кількість стеблин в одному перерізі ножа барабана.

Але ця сила не може перевершити критичну силу P_{kp} , при якій затиснуті між ножами стеблини втратять стійкість і почнуть вигинатися як стержні з шарнірно закріпленими кінцями [4], тобто

$$P_{cm} \leq P_{kp} = \frac{\pi^2 \cdot E_{ct} \cdot J_{ct}}{l_m^2} n_{ct}, \quad (14)$$

де J_{ct} — момент інерції перерізу однієї стеблини.

Таким чином, значення сили P_{3M} визначиться за умовою

$$\begin{aligned} P_{3M} &= 0, \text{ якщо } \beta_H \geq \varphi_{MH} = \operatorname{arctg}(f_{MH}); \\ P_{3M} &= P_{CM}(f_{MH} \cdot \cos \beta_H - \sin \beta_H), \text{ якщо } P_{CM} < P_{kp}; \\ P_{3M} &= P_{kp}(f_{MH} \cdot \cos \beta_H - \sin \beta_H), \text{ якщо } P_{CM} \geq P_{kp}, \end{aligned} \quad (15)$$

де f_{MH} — коефіцієнт тертя рослинної маси об ніж.

Величина Δl_M визначиться (див. рис. 3)

$$\Delta l_M = 1 - \frac{D_H - h_M - 2h_r}{D_H} \cos(\alpha_H / 2), \quad (16)$$

або, після перетворень [2]

$$\Delta l_M = 1 - \frac{D_H - h_M - 2h_r}{D_H} \cdot \frac{l_M^2 - (h_M + h_r)^2}{l_M^2 + (h_M + h_r)^2}. \quad (17)$$

Середня площа F_{ct} і момент інерції, J_{ct} круглого перерізу однієї стеблини визначаються за формулами [4]

$$F_{ct} = \frac{\pi \cdot d_{ct}^2}{4}, \quad (18)$$

$$J_{ct} = \frac{\pi \cdot d_{ct}^4}{64}. \quad (19)$$

Середня кількість стеблин в одному перерізі ножового барабана

$$n_{ct} \approx 4 \frac{h_M \cdot \eta_{ct}}{\pi \cdot d_{ct}^2}, \quad (20)$$

де η_{ct} — середня об'ємна частка стеблин в рослинній масі.

Підставивши в (13) вирази (17), (18), (19) і (20), отримаємо

$$P_{CM} \approx N_p \cdot n_{ct} \cdot h_M \cdot B_p \cdot \eta_{ct} \left(1 - \frac{D_H - h_M - 2h_r}{D_H} \cdot \frac{l_M^2 - (h_M + h_r)^2}{l_M^2 + (h_M + h_r)^2} \right), \quad (21)$$

$$P_{kp} \approx \frac{\pi^2 \cdot E_{ct} \cdot h_M \cdot B_p \cdot d_{ct}^2 \cdot \eta_{ct}}{16l_M^2}. \quad (22)$$

Налиплий на лезі ножа ґрунт буде здиратися рослинною масою при її різанні, а силу його здирання з леза ножа P_{nr} можна подати як силу зрізу

$$P_{nr} = [\tau_{zpr}] \cdot h_r \cdot B_p, \quad (23)$$

де $[\tau_{zpr}]$ — припустима напруга зрізу налиплого ґрунту.

Надійне виштовхування порізаної маси буде в разі, якщо сила стискування виштовхувачів $P_{\text{в}}$ буде значно більшою за силу $P_{\text{зм}}$, тобто

$$P_{\text{в}} = k_{\text{зв}} \cdot P_{\text{зм}} + p_{\text{в}} \cdot B_{\text{п}}, \quad (24)$$

де $k_{\text{зв}}$ — коефіцієнт запасу сили стискування виштовхувачів, $k_{\text{зв}} > 1$; $p_{\text{в}}$ — питома сила виштовхування не затиснутих стеблин.

Таким чином, отримані всі залежності, необхідні для забезпечення роботоздатності конструкції запропонованого різака-мульчувача.

За запропонованими формулами виконані орієнтовні розрахунки для декількох варіантів стану рослинної маси і поля (табл., рис. 4) при: $\gamma_m = 720 \text{ кг}/\text{м}^3$ [5]; $d_{\text{ст}} = 5 \text{ мм}$; $\eta_{\text{ст}} = 0,5$; $h_r = 10 \text{ мм}$; $\delta_h = 3 \text{ мм}$; $\chi_h = 10 \text{ град.}$; $\Delta h_h = 10 \text{ мм}$; $[\tau_{\text{спр}}] = 50 \text{ кПа}$ [7]; $k_{\text{зв}} = 1,2$; $B_p = 1,0 \text{ м}$; $p_{\text{в}} = 0,2 \text{ кН}/\text{м}$.

Розрахунки показали, що діаметр ножового барабана D_h має бути в межах 200–230 мм, а кількість ножів на барабані n_h в залежності від довжини різки — від 12 (при $l_m = 60 \text{ мм}$) до 8 (при $l_m = 100 \text{ мм}$). Мінімальний кут загвинчування ножів β_h за формулою (8) становить 7,2 град.,

Таблиця. Вихідні дані щодо орієнтовних розрахунків параметрів різака-мульчувача рослин з барабанно-ножевим ротором

Параметр	Позначка	Розмір-ність	Джерело інформації	Значення параметра за варіантами розрахунків				
				1	2	3	4	5
Урожайність рослинної маси	U_m	$\text{кг}/\text{м}^2$	прий-мається	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
Діаметр стеблини	$d_{\text{ст}}$	мм	прий-мається	5	10	15	20	25
Мінімальна довжина різки	l_m	м	прий-мається	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Середнє питоме зусилля різання рослин	q_{pc}	$\text{kН}/\text{м}$	прий-мається	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
Коефіцієнт тертя рослин по сталі	$f_{\text{мн}}$	—	[6]	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
Модуль пружності стеблин різаної маси	$E_{\text{ст}}$	ГПа	[5]	0,02	0,4	0,8	1,2	1,6
Мінімальна ширина ножа	h_h	м	Ф-ли (9) i (7)	27	30	35	40	45

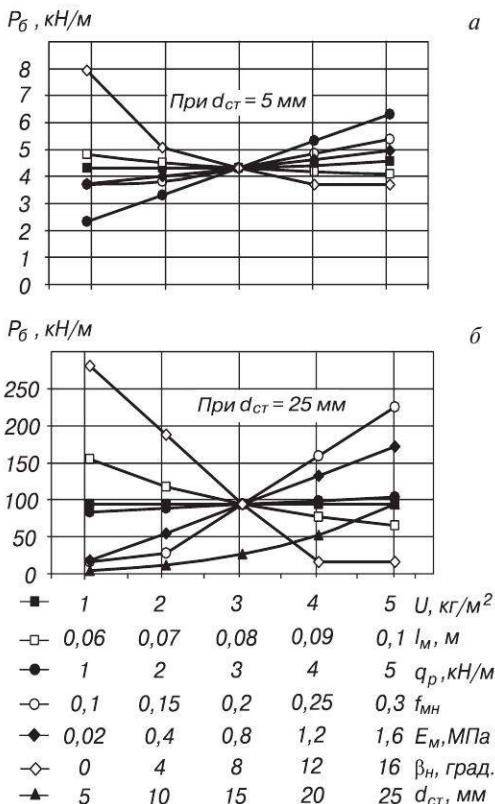


Рис. 4. Графіки залежності сили тиску ножового барабана на ґрунт P_b від деяких параметрів роботи різака-мульчувача рослин: □ — “базові” значення в розрахунках; ▲ — при “базових” значеннях

гостроти, кута заточки і товщини ножів, що визначають питомий опір різання, а також від пружності стебел, довжини різки і кута загвинчування лез ножів. Тому бажано використовувати сидерати з тонкою вологовою й не пружною масою (наприклад, краще олійна редъка ніж ріпак). Бажано, щоб потрібна довжина різки забезпечувалася при мінімальній кількості одночасних перерізань, а кут загвинчування ножів перевершував кут тертя різаних стебел по поверхні ножів, щоб стебла зісковзували з поверхні ножів, не деформуючись. Випробування макет-

a за умови самосковзання порізаної рослинної маси від 6 град. (при $f_{mn}=0,1$) до 17 град. (при $f_{mn}=0,3$).

Графіки залежності сили різання рослинної маси P_p від основних параметрів різака-мульчувача подані на рис. 4, a, b.

Аналіз результатів розрахунків залежностей параметрів конструкції і умов роботи різака-мульчувача рослин ножово-барабанного типу показав наступне.

Для забезпечення довжини різки рослинної маси в межах 60–100 мм оптимальне значення діаметра ножового барабана має бути в межах 200–230 мм, а кількість ножів — відповідно від 8 до 12. Мінімальна ширина ножів і сила тиску ножового барабана на ґрунт дуже залежать від діаметра стебел рослинної маси, що перевіряється. Потрібна сила тиску також в значній мірі залежить від твердості рослинної маси і її вологості,

ного зразка різака-мульчувача показали, що досить важливою умовою надійної і якісної його роботи є вологість і твердість поверхневого шару ґрунту, які мають бути в межах 12–16% і 3–5 МПа.

Висновки. Користуючись наведеними формулами і графіками, можна визначити оптимальні конструктивні параметри запропонованого ножово-барабанного різака-мульчувача рослин в залежності від конкретних умов його роботи, а саме: виду сільськогосподарської культури, її врожайності і довжини різки. Оптимальним можна вважати ножовий ротор з діаметром 200–230 мм з 8–12 ножами 40–45 мм завширшки і кутом навивки 12 град. Мінімальна довжина різки становитиме 60–90 мм. За сприятливих умов при стеблинах з діаметрами до 10 мм потрібна сила тиску ножового ротора на ґрунт має бути близько 7 кН/м.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Патент України 49466 на корисну модель МПК A01D34/00 Різак-мульчувач рослин. / І.В. Баєв, О.В. Рижков, Г.А. Санін, В.В. Федоренко, М.В. Яровенко. і 2009 12577. Заявл. 04.12.2009. Опубл. 26.04.2010. Бюл. № 8.
2. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. — М.: Наука, 1973. — 228 с.
3. Звіт про науково-дослідну роботу: Розробити технологічний процес та обґрунтувати комплекс машин для обробітку ґрунту в сидеральному пару в умовах “Південної степової зони” (проект 40.01-084) (проміжний). — Якимівка, 2008. — 46 с.
4. Тимко И.А. Сопротивление материалов. Изд. 2-е. — Харьков: Изд-во Харьковского ун-та, 1971. — 347 с.
5. Лукьянова И.В. Анализ видовых и сортовых особенностей устойчивости стеблей злаковых культур к полеганию с учетом их физико-механических свойств и архитекторники для использования в селекции: автореф. дис. ... д-ра биол. наук. — Краснодар, 2008. — 51 с.
6. Справочник конструктора. Все что нужно любому конструктору! — М.: Наука, 2008. — Т. 1. — 250 с.
7. Почва. Грунт: почва. — Фирма “Стройклик”, 2008. — 305 с.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЗАКА-МУЛЬЧЕВАТЕЛЯ РАСТЕНИЙ

Получены математические зависимости и обоснованы параметры элементов конструкции предложенного резака-мульчевателя растений, а именно: диаметр и длина ножевого барабана, количество ножей на барабане и угол их завивки, усилия прижима ротора к почве, усилия выталкивания перерезанной растительной массы, угол заострения и ширина ножей.

GROUND OF PARAMETERS OF CUTTER CREATING MULCH OF PLANTS

Mathematical dependences are got and the parameters of elements of construction of the offered cutter, creating mulch of plants are grounded, namely: diameter and length of knife drum, amount of knives on a drum and corner of their curling, efforts of clamp of rotor to soil, efforts of extrusion of the cut vegetable mass, corner of sharpening corner and width of knives.