

ЗУСИЛЛЯ, ЩО ДІЮТЬ НА РОБОЧІ ОРГАНИ, ТА СПОЖИВАНА ПОТУЖНІСТЬ МАШИН З АКТИВНИМ ПРИВОДОМ

З використанням рівняння Лагранжа другого роду визначено зусилля, що діє на робочі органи фрези. Наведена методика розрахунку потужності, що споживається фрезою при роботі.

Постановка проблеми. В різних сферах виробництва, в тому числі аграрному, широко застосовують машинні (машинно-тракторні) агрегати, що мають привод робочих органів агрегованих машин від вала відбору потужності (ВВП) трактора. За характером використання джерела енергії та передавального механізму це можуть бути тягово-приводні та приводні чи самохідні агрегати. При цьому (за кількістю одночасно виконуваних технологічних операцій) ці агрегати бувають прості, складні (комбайнові) та комбіновані (комплексні). Ефективність функціонування таких агрегатів значною мірою визначається їх комплектуванням чи визначенням та обґрунтуванням споживаної потужності для реалізації відповідного технологічного процесу. Привод робочих органів машин від ВВП тракторів набув тепер значного поширення в машинно-тракторних агрегатах різного технологічного призначення. Проте визначення діючих на робочі органи зусиль і споживаної при цьому потужності вимагає подальших досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Активний привод робочих органів машин від ВВП тракторів дозволяє поліпшити низку експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів. Такий привод знаходить місце у фрезерних органах для основного та поверхневого обробітки ґрунту [4, 5, 14], догляду за сільськогосподарськими культурами, комбінованих машинних агрегатах [10], в машинах для збирання різних культур [12, 13] та машинах, які використовують в інших сферах виробництва [5, 9, 17].

Висвітлення потужності (кВт), що визначена експериментальним шляхом, для привода робочих органів машин різного технологічного призначення від ВВП трактора, наведена у працях [11, 20]. В [18] наведені значення потужності (кВт) для привода від ВВП тракторів машин, які використовують на: 1) сівбі і садінні та міжрядному обробітку просапних культур; 2) внесенні органічних і мінеральних добрив; 3) збиральних роботах. Окремо наведені значення зазначеної потужності для привода робочих органів машин, які агрегують з тракторами Т-150, Т-150К та К-701.

Для деяких збиральних сільськогосподарських машин значення питомої потужності в розрахунку на одиницю їхньої пропускної спроможності (кВт · с/кг), що необхідна для привода робочих органів від ВВП тракторів, наведені в праці професора М.К. Діденка [7].

Значення питомої потужності в розрахунку на 1 м ширини захвату (кВт/м) для привода робочих органів сільськогосподарських машин, які використовують на вирощуванні і збиранні просапних культур, наведені у [1].

В [8] для деяких сільськогосподарських машин, що мають привод робочих органів від ВВП трактора, наведена питома потужність для привода (кВт/м), яка коливається в межах 1,3...37 кВт/м. Менші значення питомої потужності (1,3...2,0 кВт/м) характерні для машин, що вносять мінеральні добрива, кукурудзяних сівалок, картоплесаджалок та жаток. Значення питомої потужності в межах 2,7...6,0 кВт/м властиві таким машинам, як льонобралки, підбирачі льонотрести та машини для внесення органічних добрив. Для картоплекопачів, льонозбиральних комбайнів, гичкозбиральних машин та картоплезбиральних комбайнів питома потужність для привода робочих органів коливається в межах 7,0...12,0 кВт/м, а для кормозбиральних комбайнів питома потужність для привода робочих органів від ВВП трактора коливається в межах 15...20 кВт/м, а стосовно кукурудзозбиральних комбайнів – 27...37 кВт на 1 м робочої ширини захвату машини з урахуванням урожайності культури та інших нормоутворюючих факторів.

Елементи теоретичних передумов визначення діючих зусиль на робочі органи фрезерних машин при їх взаємодії з ґрунтом та споживаної при цьому потужності висвітлені у працях [4, 5, 14, 15, 16, 17]. Теоретичні основи енергомосткості робочих органів збиральних машин відображені, наприклад, у працях [6, 12, 13] та ін. Аналіз цих публікацій свідчить, що методика аналітичного визначення зусиль, що діють на робочі органи, які мають активний привод, та споживаної при цьому потужності поки ще опрацьована недостатньо.

Мета досліджень полягає у підвищенні ефективності використання машинно-тракторних агрегатів з активним приводом робочих органів шляхом опрацювання засад раціонального вибору швидкісного режиму роботи за споживаною потужністю.

Для досягнення поставленої мети необхідно на прикладі фрез-кидальника вирішити такі завдання: 1) виявити характер зміни діючого на робочий орган зусилля впродовж одного оберту; 2) опрацювати методику аналітичного визначення цього зусилля на одному з етапів оберту вала робочого органа; 3)

опрацювати методика аналітичного визначення споживаної потужності.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження був ніж (лопать) фрезерно-кидального робочого органа (фрез-кидальника) з горизонтальною віссю обертання, що перпендикулярна напрямку поступального руху. В подальшому ніж (лопать) називатимемо просто «лопать», а фрез-кидальник – «фрезую». Досліджувалася взаємодія лопаті з ґрунтом при коловій швидкості фрези в межах 15...25 м/с та поступальній – 0,1...1 м/с.

Визначення характеру зміни діючого на лопать зусилля здійснено з використанням тензовимірювальної апаратури. Були виготовлені спеціальні балочки, які як консолі кріпили на лопаті. На балочки наклеювали дротяні тензодатчики. При виборі розмірів тензобалочок виходили з того, щоб частота власних коливань вузла динамометрування перевищувала в декілька разів частоту коливань вимірюваного зусилля [19]. Оскільки частота коливань зусилля, яке необхідно було виміряти, невідома, то при виборі розмірів тензобалочки виходили зі смуги частот, що пропускав тензопідсилювач. Смуга частот, яку пропускають підсилювачі ТА-5 і 8АНЧ-7М, становить 0...500 Гц. Отже, щоб вільні коливання елементів вузла динамометрування не внесли істотних спотворень при реєстрації зусилля, розміри балочки мають бути такі, що забезпечують частоту власних коливань, яка перевищує 500 Гц. Підбір розмірів тензобалочки здійснювали з використанням залежності [19]:

$$n_{\text{вк}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{\text{пс}}}{m_{\text{кч}}}},$$

де $n_{\text{вк}}$ – частота власних коливань вузла динамометрування; $c_{\text{пс}}$ – жорсткість пружних систем вузла динамометрування; $m_{\text{кч}}$ – маса коливальних частин вузла (у нашому випадку – маса одиниці довжини балочки).

Відомо, що жорсткість консольної балочки довжиною l_6 дорівнює

$$c_{\text{пс}} = \frac{3E_M J}{l_6^3},$$

де E_M – модуль пружності матеріалу балочки, кгс/см²; J – момент інерції поперечного перерізу балочки щодо нейтральної осі перерізу, яка перпендикулярна до площини коливань, см⁴,

$$J = \frac{b_6 h_6^3}{12},$$

де b_6, h_6 – ширина і висота балочки відповідно, см.

З урахуванням останніх двох залежностей були підібрані розміри тензобалочок, частота власних коливань яких дорівнювала $n_{\text{вк}} = 1080$ кол./с.

Таким чином, вільні коливання пружного елемента вузла динамометрування не могли внести істотних спотворень при реєстрації колового зусилля на лопаті фрези. Тензобалочки з прикріпленою до них робочою лопаттю, виготовленою з алюмінієвого сплаву, монтували на фрезі. Знімання струму з тензодатчиків балочок здійснювали ртутно-амальгамованим струмомірачем. Перед і після проведення дослідів здійснювали тарування балочок. Для цього використовували динамометр ДПУ-01-2. Залежно від мети досліджень одержані осцилограми обробляли планіметром або методом ординат.

Частоту обертання фрези визначали за допомогою електроімпульсного відмітчика обертів, який монтували на валику ртутно-амальгамованого струмомірача. Пройдений шлях визначали за допомогою відповідного електроімпульсного датчика, який був установлений на осі «п'ятого» колеса. Час дослідів фіксували відмітчиком часу осцилографа. Відповідними розрахунками визначали поступальну швидкість та подачу на лопать.

Методика теоретико-аналітичного визначення зусиль, що діють на лопать, та споживаної потужності полягала у застосуванні механіко-математичних методів дослідження робочих процесів [2, 6].

Результати дослідження. На рис. 1 наведена одна з типових осцилограм зміни колового зусилля на лопаті впродовж одного оберту вала фрези. Вона записана на коловій швидкості 22,2 м/с та подачі 23 мм. Видно, що діюче зусилля має змінний характер, який властивий характерові зміни зусилля на швидкості різання 2 м/с [3] з тією різницею, що у випадку, що розглядається, максимум зусилля настає не двічі, а тричі. За характером зміни зусилля процес дії робочого органа на ґрунт можна поділити на декілька етапів. Першому етапу відповідає початок контакту лопаті з ґрунтом, коли з'являється перший максимум зусилля P_0 . Потім спостерігається зменшення зусилля з наступним його зростанням при підході лопаті до кожуха. Сягаючи поверхні кожуха спостерігається поява другого максимуму зусилля P_3 . При рухові лопаті в обмеженій кожухом зоні діюче зусилля спочатку зменшується, а потім зростає, сягаючи максимуму $P_{\text{сх}}$ в точці, яка відповідає початку сходу ґрунту з лопаті.

З діаграми, яка наведена на рис. 1, видно, що за розрахунком для визначення споживаної робочим органом потужності можна прийняти зусилля, яке діє на лопать в момент підходу її до кожуха. Це зусилля перевищує середнє значення $P_{\text{ср}}$. Зробимо спробу його аналітичного визначення. Для спрощення розрахунків вважатимемо, що маса m транспортованого матеріалу зосереджена не в центрі тяжіння

елементарного об'єму, а на кінці лопаті, що визначається радіусом R фрези. У такому випадку на матеріальну точку (рис. 2) діють сили: тяжіння mg , відцентрова $mR\omega^2$ і тертя $f(mg + mR\omega^2)$. Сила тертя викликається силою тяжіння та відцентровою силою і виникає на поверхні кожуха. Крім вказаних, на матеріальну точку діє сила тиску з боку лопаті P_n , яку можна розкласти на дві складові: радіальну $P_n \sin \alpha$ та паралельну дотичній до кожуха $P_n \cos \alpha$. У цих силах: m – маса транспортованого матеріалу, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; R – радіус фрези, м; ω – кутова швидкість обертання фрези, с⁻¹; α – кут нахилу лопаті до радіуса фрези, град; f – коефіцієнт тертя транспортованого матеріалу о кожух.

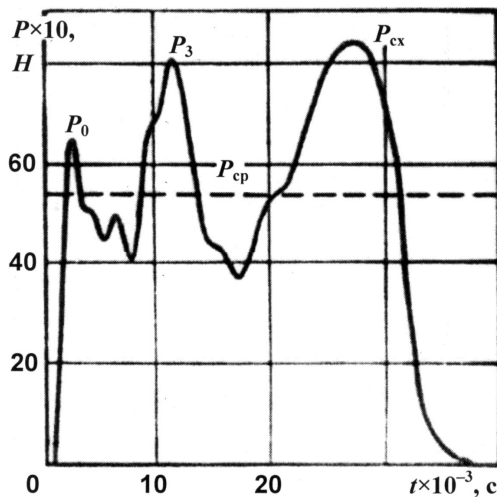


Рис. 1. Діаграма зміни діючого на лопать зусилля впродовж окремого оберту вала фрези

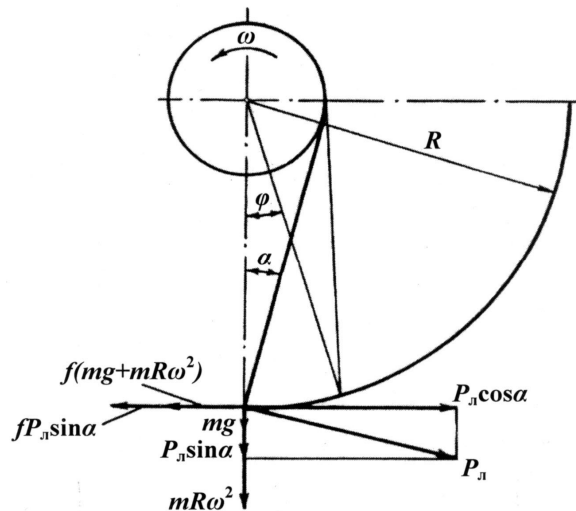


Рис. 2. Схема сил, що діють на частку, при русі лопаті в обмеженій кожухом зоні

Під дією радіальної складової $P_n \sin \alpha$ виникає додаткова сила опору переміщенню матеріалу по кожуху $fP_n \sin \alpha$. Паралельна дотичній до кожуха складова сили тиску лопаті на матеріал, що є рушійною силою, долає опір переміщенню матеріалу по кожуху, який можна подати так:

$$P_3 = P_n \cos \alpha = f(mg + mR\omega^2 + P_n \sin \alpha). \tag{1}$$

Щоб визначити силу тиску лопаті на транспортований матеріал, скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду [2, 6]. Оскільки транспортований матеріал рухається по поверхні кожуха, то його положення на кожуху визначається лише одним параметром – кутом φ повороту лопаті (рис. 2). Тому за узагальнену координату вибираємо кут φ , який відраховуємо від вертикальної осі фрези проти ходу стрілки годинника. У такому випадку рівняння Лагранжа другого роду матиме вигляд:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \tag{2}$$

де T – кінетична енергія транспортованого матеріалу, яку можна подати так: $T = m\dot{\varphi}^2 R^2 / 2$;

φ – узагальнена координата;

$\dot{\varphi}$ – узагальнена кутова швидкість транспортованого матеріалу;

Q_φ – узагальнена сила.

Візьмемо частинну похідну від кінетичної енергії за узагальненою кутовою швидкістю транспортованого матеріалу. Матимемо

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = m\dot{\varphi}R^2.$$

Від одержаного результату беремо похідну за часом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = m\ddot{\varphi}R^2.$$

Враховуючи, що $\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0$ та кінетична енергія транспортованого матеріалу не залежить від узагальненої координати, одержимо:

$$m\ddot{\varphi}R^2 = Q_\varphi. \tag{3}$$

Надамо лопаті можливе кутове переміщення $\delta\varphi$ в напрямку зростання кута φ , тобто проти напрямку руху стрілки годинника, і визначимо узагальнену силу Q_φ . Для цього вичислимо суму робіт сил на можливому переміщенні $\delta\varphi$:

$$\delta A = P_n R \cos \alpha \delta \varphi - fmgR \delta \varphi - fm\dot{\varphi}^2 R^2 \delta \varphi - fP_n R \sin \alpha \delta \varphi .$$

Оскільки $\delta A = Q_\varphi \delta \varphi$, то узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті φ , дорівнюватиме:

$$Q_\varphi = P_n R \cos \alpha - fmgR - fm\dot{\varphi}^2 R^2 - fP_n R \sin \alpha .$$

В цій залежності $P_n R \cos \alpha$ – момент дотичної складової сили P_n .

Тоді за рівнянням (3) матимемо:

$$m\ddot{\varphi}R^2 = P_n R(\cos \alpha - f \sin \alpha) - fmR(g + \dot{\varphi}^2 R) .$$

Вважаючи рух фрези рівномірним і нехтуючи дією сили тяжіння, одержимо залежність для визначення сили тиску лопаті на транспортований матеріал:

$$P_n = \frac{fmR\omega^2}{\cos \alpha - f \sin \alpha} . \quad (4)$$

Підставимо знайдене значення P_n у рівняння (1) і після відповідних перетворень одержимо:

$$P_3 = fmR\omega^2 \left(1 + \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} \right) . \quad (5)$$

Роботу, що здійснюється фрезою для подолання опору переміщенню лопаті в обмеженій кожухом зоні, можна виразити формулою

$$A = P_3 L_{\text{тр}} ,$$

де $L_{\text{тр}}$ – довжина дуги внутрішньої поверхні кожуха, по якій відбувається тертя, м.

Цю довжину можна визначити як довжину сегмента кола за формулою

$$L_{\text{тр}} = \frac{2\pi R}{360} \varphi_{\text{тр}} ,$$

де R – радіус фрези, м;

$\varphi_{\text{тр}}$ – кут обхвату внутрішньої поверхні кожуха, по якій відбувається тертя, град.

У формулі (5) масу m замінимо масою транспортованого в секунду матеріалу, виразивши останню через продуктивність фрези Π_T (м³/год). Оскільки продуктивність фрези оцінюють в м³/год. то для переходу до одиниць маси в розрахункову залежність слід ввести об'ємну масу ρ_r (кг/м³) транспортованого матеріалу:

$$m = \frac{\Pi_T \rho_r}{3600} .$$

Зваживши, що

$$\omega = \frac{\pi n}{30} ,$$

де n – частота обертання вала фрези, хв.⁻¹, а

$$n = \frac{60v_{\text{кол}}}{\pi D} ,$$

де $v_{\text{кол}}$ – колова швидкість фрези, м/с;

D – діаметр фрези, м,

одержимо відому залежність:

$$\omega^2 = \frac{\pi^2 \cdot 60^2 \cdot v_{\text{кол}}^2}{30^2 \cdot \pi^2 (2R)^2} = \frac{3600 \cdot v_{\text{кол}}^2}{900 \cdot 4R^2} = \frac{v_{\text{кол}}^2}{R^2} .$$

Віднесемо роботу A до одиниці часу (с) і одержимо формулу для визначення потужності $N_{\text{тр}}$ (кВт), яка витрачується на подолання опору тертю транспортованого матеріалу об кожух фрези:

$$N_{\text{тр}} = f \frac{\Pi_T \rho_r v_{\text{кол}}^2}{3600 \cdot 1000 g R} \left(1 + \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} \right) \frac{2\pi R}{360} \varphi_{\text{тр}} = f \frac{\Pi_T \rho_r v_{\text{кол}}^2}{206370 \cdot 10^3 g} \left(1 + \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} \right) \varphi_{\text{тр}} , \quad (6)$$

де Π_T – теоретична продуктивність фрези, м³/год;

ρ_r – об'ємна маса ґрунту, кг/м³.

Теоретичну продуктивність фрези можна визначити двома способами. За одним з них її визначають за швидкістю поступального руху фрези:

$$\Pi_T = 3600v_n b h , \quad (7)$$

де v_n – поступальна швидкість фрези, м/с;

b – ширина лопаті, м;

h – глибина фрезерування, м.

За іншим – теоретичну продуктивність можна підрахувати за транспортуючою спроможністю лопаті і частотою обертання фрези:

$$P_T = 60g_0zn, \tag{8}$$

де g_0 – об’єм ґрунту, що може транспортувати лопать, м³;
 z – кількість лопатей фрези.

Об’єм ґрунту, що може транспортувати лопать, можна визначити за формулою:

$$g_0 = \frac{v_n}{v_{кол}} bh \frac{\pi D}{z}. \tag{9}$$

Якщо формулу (5) подати у вигляді

$$P_3 = \frac{fmv_{кол}^2}{R} \left(1 + \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} \right)$$

та зваживши, що подача на лопать S_L (мм)

$$S_L = \frac{10^3 \cdot 60v_n}{nz},$$

можна проаналізувати зміну сили опору переміщенню P_3 лопаті залежно від низки експлуатаційно-конструктивних факторів.

З використанням формули (5), враховуючи, що радіус фрези $R = 0,25$ м, побудовані графіки (рис. 3) зміни сили опору переміщенню P_3 лопаті залежно від колдової швидкості $v_{кол}$ фрези, подачі S_L на лопать, кута нахилу α лопаті та коефіцієнта тертя f метал – транспортований матеріал. Аналіз графіків свідчить, що залежність P_3 від $v_{кол}$, α і f є прискорено-зростаючою функцією, а зміна P_3 залежно від подачі S_L – сповільнено-зростаючою. Із наведених графіків видно, що особливо інтенсивно починає зростати опір переміщенню при збільшенні кута нахилу лопаті понад 20...30°. Це свідчить про те, що з урахуванням якості транспортування матеріалу, кут нахилу лопаті до радіуса фрези не повинен перевищувати 30°, оскільки подальше збільшення кута призводить до надто різкого зростання сили опору.

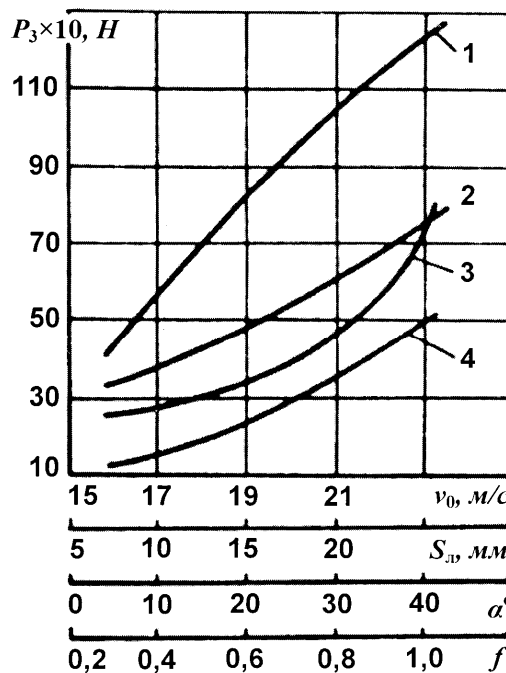


Рис. 3. Зміна сили опору P_3 (Н) переміщенню лопаті в обмеженій кожухом зоні залежно від:

- 1 – подачі на лопать S_L , мм ($v_{кол} = 24$ м/с; $f = 0,8$; $\alpha = 20^\circ$);
- 2 – колдової швидкості $v_{кол}$, м/с ($S_L = 5$ мм; $f = 0,8$; $\alpha = 20^\circ$);
- 3 – кута нахилу α лопаті ($f = 0,8$; $S_L = 15$ мм; $v_{кол} = 24$ м/с);
- 4 – коефіцієнта тертя f ($v_{кол} = 16$ м/с; $\alpha = 20^\circ$; $S_L = 15$ мм)

Висновки. Опрацьована методика аналітичного визначення зусилля, що діє на лопать фрез-кидальника при русі лопаті в зоні, яка обмежена кожухом. Одержана математична залежність для визначення потужності, яку споживає фрез-кидальник на зазначеному етапі руху лопаті впродовж оберту вала.

Перспективи подальших досліджень, на нашу думку, мають бути зосереджені на вивченні транспортуючої спроможності лопаті фрез-кидальника.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Антышев Н.М., Бычков Н.И.* Справочник по эксплуатации тракторов. – М.: Россельхозиздат, 1985. – 336 с.
2. *Василенко П.М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УАСХН, 1960. – 284 с.
3. *Виноградов В.И., Леонтьев Ю.С.* Взаимодействие ротационных рабочих органов с почвой // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – № 9. – С. 29–31.
4. *Гильштейн П.М., Стародинский Д.З., Циммерман М.З.* Почвообрабатывающие машины и агрегаты. – М.: Машиностроение, 1969. – 192 с.
5. *Далин А.Д., Павлов П.В.* Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины. – М.: Mashgiz, 1950. – 258 с.
6. *Данилевич С.Ю.* Методика технологического расчета молотильного аппарата и определение мощности на обмолот початков кукурузы // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1966. – Вып. 2. – С. 62–66.
7. *Диденко Н.К.* Эксплуатация машинно-тракторного парка. – К.: Вища шк., 1977. – 392 с.
8. Довідник сільського інженера / В.Д. Гречкосій, О.М. Погорілець, І.І. Ревенко та ін.; За ред. В.Д. Гречкосія. – К.: Урожай, 1988. – 360 с.
9. *Кавалеров А.А.* Исследование основных параметров метателей землеройных машин: Дис...к.т.н. – К.: КАДИ, 1968. – 249 с.
10. Комбинированные почвообрабатывающие машины / А.А. Вилде, А.Х. Цесниеск, Ю.П. Моритис и др. – Л.: Агропромиздат, Ленингр. отд-ние, 1986. – 128 с.
11. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка / Н.Э. Фере, В.З. Бубнов, А.В. Еленев, Л.М. Пильщиков. – М.: Колос, 1978. – 256 с.
12. *Резник Н.Е.* Кормоуборочные комбайны. – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
13. *Резник Н.Е.* Элементы теоретических основ развития конструкций отечественных силосоуборочных комбайнов // Труды ВИСХОМ. Теоретические и экспериментальные исследования рабочих органов кукурузосилосоуборочных машин. – М.: ОНТИ, 1966. – Вып. 47. – С. 5–67.
14. *Синекоков Г.Н., Панов И.М.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
15. *Сисолин П.В., Сало В.М., Кривітний В.М.* Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн. 1: Машини для рільництва. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
16. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
17. Специальные землеройные машины и механизмы для городского строительства / И.С. Полтавцев, В.Б. Орлов, И.Ф. Ляхович. – К.: Будівельник, 1977. – 136 с.
18. Справочник по скоростной сельскохозяйственной технике / А.Я. Поляк, А.Д. Щупак, Н.М. Антышев и др. – М.: Колос, 1983. – 287 с.
19. *Высоцкий А.А.* Динамометрирование сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 291 с.
20. Эксплуатация машинно-тракторного парка / А.П. Ляхов, А.В. Новиков, Ю.В. Будько и др.; Под ред. Ю.В. Будько. – Минск: Ураджай, 1991. – 336 с.

ЛІМОНТ Анатолій Станіславович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри машиновикористання Державного агроекологічного університету (м. Житомир).

Наукові інтереси:

– експлуатація і обслуговування машин.

Подано 14.03.2006

Лімонт А.С. Зусилля, що діють на робочі органи, та споживана потужність машин з активним приводом

Лимонт А.С. Усилия, действующие на рабочие органы, и потребляемая мощность машин с активным приводом

Limont A.S. The forces acting on working elements, and power consumption by machines with an active drive /

УДК 631.31

Зусилля, що діють на робочі органи, та споживана потужність машин з активним приводом / А.С. Лімонт

З використанням рівняння Лагранжа другого роду визначено зусилля, що діє на робочі органи фрези. Наведена методика розрахунку потужності, що її споживається фрезою при роботі.

УДК 631.31

Усилия, действующие на рабочие органы, и потребляемая мощность машин с активным приводом / А.С. Лимонт

С использованием уравнения Лагранжа второго рода определено усилие, действующее на рабочие органы фрезы. Приведена методика расчета мощности, потребляемой фрезой в работе.

УДК 631.31

The forces acting on working elements, and power consumption by machines with an active drive / A.S. Limont

Using Lagrange's equation of the second kind the author determined the forces acting on tiller working elements. The technique for calculating the power consumed by the tiller in operation is given.