

УДК 621.879.445

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ НА ЛАНЦЮГОВО-БАЛКОВОМУ РОБОЧОМУ ОРГАНІ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

НИКОЛАЄНКО В. А.¹, інж.

¹ Кафедра теоретичної та прикладної механіки, Національний транспортний університет, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, 01010, Київ, Україна, тел. +38(044) 286-38-89, e-mail: vanikolaenko@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-3983-0434

Анотація. Постановка проблеми. Задача створення надійної та довговічної землерийної машини, що за екстремальних умов здатна реалізовувати високі експлуатаційні можливості, пов'язана з використанням сучасних методів динамічного розрахунку. Складовою частиною динамічного розрахунку є визначення характеру сил опору за технологічним процесом машини. Динамічний характер моменту сил опору на приводному валу робочого органу землерийної машини визначається рядом факторів. Серед них: дискретне розташування різців; вихід балки з робочої зони на рівні денної поверхні не перекривається синхронним входженням в забій наступної балки. Коливання сумарної товщини стружок ґрунту, що розробляється, і, як наслідок, зміна сили різання є головною причиною зміни навантаження на робочому органі. Крім того вказане навантаження залежить від геометричних параметрів різців та ланцюгового робочого органу в цілому.

Аналіз публікацій. Серед наукових досліджень з проблематики даної статті заслуговують на увагу роботи [2, 6, 10, 11], у яких вивчалися проблеми навантаження ланцюгових робочих органів землерийних машин безперервної дії.

Мета – визначення динамічних характеристик зовнішнього навантаження, що формується на ланцюгово-балковому робочому органі землерийної машини безперервної дії під час розробки ґрунту.

Наукова новизна. Полягає у отриманні знань по формуванню та визначенню характеристик динамічного навантаження в ланцюгово-балковому робочому органі землерийної машини безперервної дії.

Результати Коефіцієнт динамічності зовнішніх навантажень, кінематичні та динамічні параметри ланцюгового робочого органу та функція сил опору землерийної машини, що виникають при взаємодії робочого органу з ґрунтом.

Практична значимість результатів. Отримані значення коефіцієнта динамічності можуть бути використані при проектуванні та розрахунку нових зразків ланцюгово-балкових робочих органів землерийних машин безперервної дії.

Ключові слова: землерийна машина безперервної дії; ланцюгово-балковий робочий орган; динамічні навантаження; сили копання.

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ЦЕПНО-БАЛОЧНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЗЕМЛЕРОЙНОЙ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

НИКОЛАЄНКО В. А.¹, інж.

¹ Кафедра теоретической и прикладной механики, Национальный транспортный университет, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, 01010, Киев, Украина, тел. +38(044) 286-38-89, e-mail: vanikolaenko@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-3983-0434

Аннотация. Постановка проблемы. Задача создания надежной и долговечной землеройной машины, которая в экстремальных условиях способна реализовывать высокие эксплуатационные возможности, связана с использованием современных методов динамического расчета. Составной частью динамического расчета является определение характера сил сопротивления, которые определяются технологическим процессом машины. Динамический характер момента сил сопротивления на приводном валу рабочего органа землеройной машины определяется рядом факторов. Среди них: дискретное расположение резцов; выход балки из рабочей зоны на уровне дневной поверхности не перекрывается синхронным входением в забой следующей балки. Колебания суммарной толщины стружек разрабатываемого грунта и, как следствие, изменение силы резания является главной причиной изменения нагрузки на рабочем органе. Кроме того указанная нагрузка зависит от геометрических параметров резцов и цепного рабочего органа в целом.

Анализ публикаций. Среди научных исследований по проблематике данной статьи заслуживают внимания работы [2, 6, 10, 11], в которых изучались проблемы нагрузки цепных рабочих органов землеройных машин непрерывного действия.

Цель - определение динамических характеристик внешней нагрузки, которая формируется на цепно-балочном рабочем органе землеройной машины непрерывного действия при разработке грунта.

Научная новизна. Заключается в получении знаний по формированию и определению характеристик динамической нагрузки на цепно-балочном рабочем органе землеройной машины непрерывного действия.

Результаты Коэффициент динамичности внешних нагрузок, кинематические и динамические параметры цепного рабочего органа и функция сил сопротивления землеройной машины, возникающих при взаимодействии рабочего органа с ґрунтом.

Практическая значимость результатов. Полученные значения коэффициента динамичности могут быть использованы при проектировании и расчете новых образцов землеройных машин непрерывного действия.

Ключевые слова: землеройная машина непрерывного действия; цепно-балочный рабочий орган; динамические нагрузки; силы копанья.

DYNAMIC LOADS IN THE CONTINUOUS EARTH-MOVING MACHINE CHAIN-TYPE WORKING EQUIPMENT

NIKOLAJENKO V.A.¹, eng.

¹ Department of Theoretical and Applied Mechanics, National Transport University, 1, M. Omelanovich-Pavlenko, str., Kyiv, 01010, Ukraine, tel. +38(044) 286-38-89, e-mail: vanikolajenko@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-3983-0434

Annotation. Problem statement. The task of the reliable and durable earth-moving machine creation with under extreme conditions, can implementing high operational capabilities is associated with modern dynamic calculation method use. The dynamic calculation integral part is the nature resistance force determination according to the machine technological process. The resistance force drive shaft dynamic nature moment is determined by the number of factors. Among them: discrete location of the cutters; the beam output from the working zone on the day surface level is not overlapped by the next beam slaughter synchronous occurrence. The chip excavation total thickness fluctuations and consequently the cutting force change is the main reason of the load working equipment change. In addition, these loads depend on the cutters' geometric parameters and the chain-type working equipment in general.

Publication analysis. Among the scientific studies on the article's problems attention is drawn to the work [2, 6, 10, 11], in which loading problems in the continuous earth-moving machines working bodies were studied. **The purpose** is to determine the external load dynamic characteristics which are formed on the continuous trencher chain-type working equipment during soil development.

Scientific novelty. It is concluded in knowledge formation obtaining and the dynamic load characteristics in the continuous trencher chain-type working equipment.

Results Dynamic factor external loads, the chain working equipment kinematic and dynamic parameters, the earth-moving machine resistance forces function created by the working equipment soil interaction. The practical significance of the results. The amplification factor obtained values can be used in development and calculating of the drive element new samples in the continuous earth-moving machines.

Keywords: continuous earth-moving machine; chain-type working equipment; dynamic loads; digging forces.

Виклад матеріалу

Робочий орган машини складається із приводного та натяжного валів, зірочок і тягових ланцюгів, що входять з ними в зачеплення. На ланцюгах розташовані транспортуючі елементи – балки з ріжучими елементами зубцями. (рис. 1.)

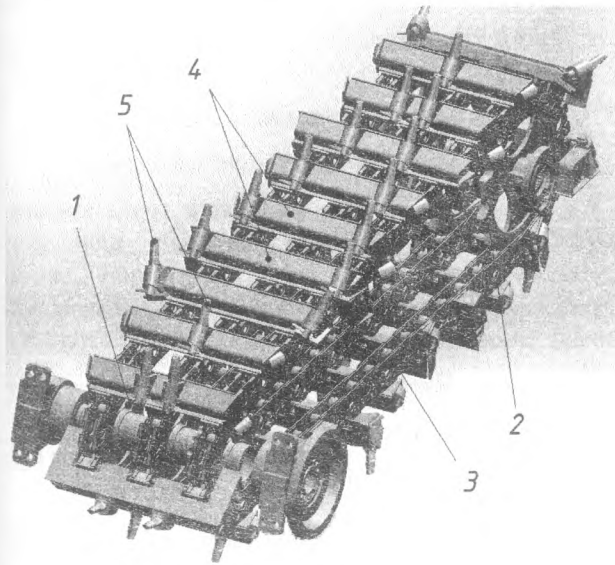


Рис. 1. Ланцюгово-балковий робочий орган

Fig. 1. The chain-type trencher equipment:

1 – приводний вал; 2 – натяжний вал; 3 – ланцюг; 4 – балки; 5 – різки.

Еквівалентна модель

Для дослідження ланцюг та зірочки замінюються еквівалентною моделлю з гнучкою ниткою що рухається без проковзування по поверхні блоків (рис. 2). В такій моделі вітка ланцюга довжиною L , деформується і огинає блоки радіусів r_1 , r_2 , які замінюють зірочки. В робочому органі землерийної машини використовуються ланцюги одностороннього перегину, тому на прямолінійній ділянці відсутня стріла провисання холостої вітки. Таким чином, еквівалентна модель ланцюгової передачі складається з двох дуг $BE=L_1$, $CD=L_2$ та двох відрізків $BC=DE=L_3$.

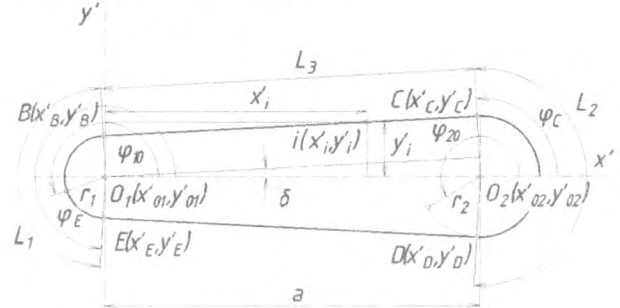


Рис. 2. Еквівалентна модель ланцюга та зірочок

Fig. 2. The chain-sprocket gears equivalent model

Ланцюговий робочий орган розташовано в прямокутній системі координат $x'O_1y'$. Відомі лінійні координати осей обертання зірочок: O_1 та

характерних точок B, C, D, E . Кутові координати радіусів-відрізків точок: $\varphi_B, \varphi_C, \varphi_D, \varphi_E$.

За узагальнену координату приймається кут повороту ведучої зірочки 1 [7]:

$$\varphi_{1i} = \varphi_{10} + m_{\omega} \cdot i \cdot \frac{L}{r_1 \cdot n}, \quad (1)$$

де i – порядковий номер миттєвого положення;
 m_{ω} – коефіцієнт, що враховує напрямок руху ведучої зірочки (+1 рух проти годинникової стрілки, -1 рух за годинниковою стрілкою);
 n – кількість положень, що досліджуються.

Початкове положення ведучої зірочки 1, що відповідає співпадінню точки B ланцюга з точкою E зірочки:

$$\varphi_{10} = \varphi_E + \frac{L_2 + 2 \cdot L_3}{r_1}. \quad (2)$$

Кут повороту натяжної зірочки 2:

$$\varphi_{2i} = \varphi_{20} + m_{\omega} \cdot i \cdot \frac{L}{r_2 \cdot n}, \quad (3)$$

де φ_{20} – початкове положення натяжної зірочки 2, що відповідає співпадінню точки B ланцюга з точкою C зірочки:

$$\varphi_{20} = \varphi_C + \frac{L_3}{r_2}. \quad (4)$$

Кутова узагальнена координата φ_{1i} , трансформується в лінійне переміщення ланцюга:

$$l_i = m_{\omega} \cdot (\varphi_{1i} - \varphi_{10}) \cdot r_1. \quad (5)$$

Як було зазначено вище, модель складається з прямолінійних та криволінійних ділянок. Визначення координат i -ої точки траєкторії ланцюга в прямокутній системі координат $x'O_1y'$ проводиться окремо для кожної ділянки.

1) для прямолінійної ділянки BC , якщо лінійне переміщення ланцюга $l_i \leq L_3$:

$$\left. \begin{aligned} x'_i &= x'_B + l_i \cdot \cos(\delta) \\ y'_i &= y'_B + l_i \cdot \sin(\delta) \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де δ кут нахилу віток ланцюга до осі робочого органу.

2) для криволінійної ділянки дуги CD натяжної зірочки, якщо $L_3 < l_i \leq L_2 + L_3$:

$$\left. \begin{aligned} x'_i &= x'_{O_2} + r_2 \cdot \cos(\varphi_{2i}) \\ y'_i &= y'_{O_2} + r_2 \cdot \sin(\varphi_{2i}) \end{aligned} \right\}; \quad (7)$$

3) для прямолінійної ділянки DE , якщо $L_2 + L_3 < l_i \leq L_2 + 2L_3$:

$$\left. \begin{aligned} x'_i &= x'_D - [l_i - (L_2 + L_3)] \cdot \cos(\delta) \\ y'_i &= y'_D - [l_i - (L_2 + L_3)] \cdot \sin(\delta) \end{aligned} \right\}; \quad (8)$$

4) для криволінійної ділянки BE , якщо $L_2 + 2L_3 < l_i \leq L$:

$$\left. \begin{aligned} x'_i &= x'_{O_1} + r_1 \cdot \cos(\varphi_{1i}) \\ y'_i &= y'_{O_1} + r_1 \cdot \sin(\varphi_{1i}) \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Координати точок ланцюга в робочому положенні під час відкопування траншей робочим органом визначаються в системі координат xOy , яка по відношенню до системи координат $x'O_1y'$ перенесена на відстань H_0 і повернута на кут θ .

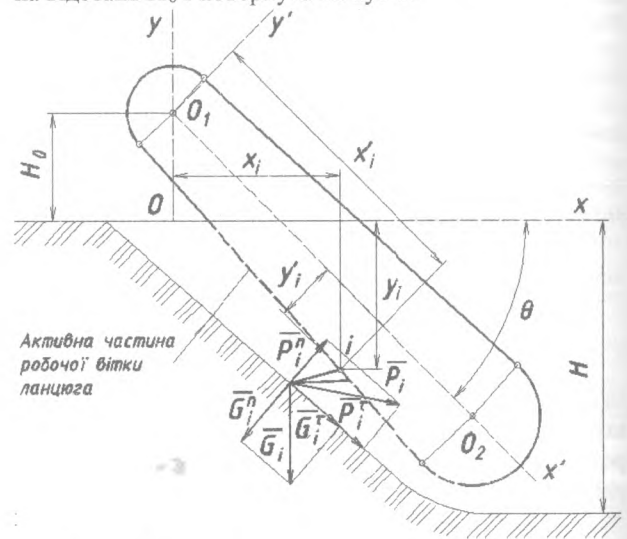


Рис. 3. Перетворення системи координат, сили копання ґрунту

Fig. 3. The coordinate system transformation:

H_0 - висота розвантаження; H - глибина траншеї

У новій системі координат xOy горизонтальна вісь Ox співпадає з денною поверхнею забою. Кут повороту осей дорівнює куту нахилу рами ланцюгового робочого органу θ . Координати i -ої точки ланцюга робочого органу в системі координат xOy :

$$\left. \begin{aligned} x_i &= x_{O_1} + x'_i \cdot \cos(\theta) - y'_i \cdot \sin(\theta) \\ y_i &= y_{O_1} + x'_i \cdot \sin(\theta) + y'_i \cdot \cos(\theta) \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

де $x_{O_1} = 0, y_{O_1} = H_0$ координати осі обертання ведучої зірочки 1 в системі координат xOy .

Активна частина робочої вітки ланцюга, на яку діють сили різання P_i (рис.3), обмежена дном траншеї та рівнем денної поверхні ґрунту. В траєкторії руху різців ланцюгового робочого органу, це точки з від'ємними значеннями координат $y_i < 0$ і такі, що переміщуються в напрямку денної поверхні ґрунту за умовою різниці координат: $y_i - y_{i-1} < 0$.

Кінематичні параметри ланцюгового робочого органу

Кутову швидкість ведучої зірочки приймають постійною і визначають за передаточним відношенням трансмісії u і частотою обертання валу двигуна $n_{об}$:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{об} \cdot 1}{30 \cdot u} \quad (11)$$

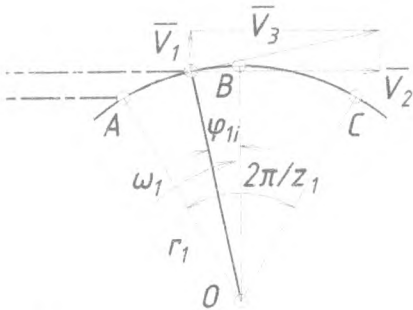


Рис. 4. Визначення кінематичних параметрів ланцюга

Fig. 4. Kinematic parameters chain determination

Під час руху ланок ланцюга по зірочці, яка має постійну кутову швидкість ω_1 і лінійну швидкість V_3 , ланцюг відтворює рухи [5]:

- з положення A в положення B ланцюг переміщується вперед і вгору (рис. 4), залишаючись паралельним своєму початковому стану;
- з положення B в положення C ланцюг переміщується вперед і вниз до розташування в якості хорд діляльного кола.

Швидкість ланцюга, що визначається кутом повороту ведучої зірочки φ_{1i} :

$$V_{L1} = V_{2i} = V_3 \cdot \cos \varphi_{1i} = \omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \varphi_{1i} \quad (12)$$

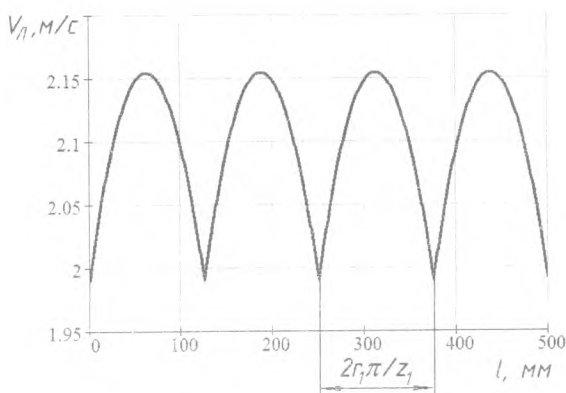


Рис. 5. Графік швидкості ланцюга

Fig. 5. The chain speed diagram

Функція лінійної швидкості ланцюга є періодичною в межах кутового кроку зірочки $2\pi/z_1$:

$$-\frac{\pi}{z_1} < \varphi_{1i} < \frac{\pi}{z_1} \quad (13)$$

Формування стружки

Робочий процес землерийної машини безперервної дії з ланцюговим робочим органом складається з відділення ґрунту від масиву різцями і його транспортування балками до розвантажувального пристрою. Дослідження подібного робочого процесу при роботі ланцюгових траншекопачів відображені в [2, 6, 11]. Різучі елементи здійснюють рух по траєкторії ланцюга (зі швидкістю V_L) і разом з машиною поступальний рух (зі швидкістю V_m) в напрямку забою. Траєкторія різання ґрунту має прямолинійну форму та нахилена до горизонту під кутом β , рис. 6:

$$\beta = \arctg \left(\frac{V_L \cdot \sin \alpha}{V_L \cdot \cos \alpha + V_m} \right), \quad (14)$$

де $\alpha = \theta + \delta$ кут нахилу траєкторії руху робочої гілки ланцюга.

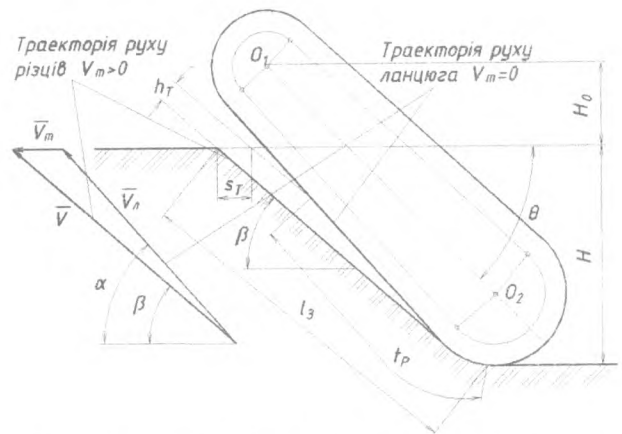


Рис. 6. Схема взаємодії робочого органу з ґрунтом

Fig. 6. The working equipment soil interaction scheme

h_T – товщина стружки, що відділяється різцями від масиву (глибина різання), l_3 – довжина траєкторії різання ґрунту, s_T – подача на один різець, t_P – крок встановлення одноимених різців в сусідніх групах різців.

Товщина стружки, що відділяється різцями від поверхні забою за постійного співвідношення швидкостей різання ґрунту V_L та подачі машини V_m , є сталою величиною. Таке твердження відносить силу різання, що є похідною товщини стружки, до статичних навантажень, які не здатні викликати коливання в елементах приводу робочого органу.

На нашу думку, саме періодичне входження різців в робочу зону забою та вихід різців на денну поверхню забою і той факт, що сила різання формує найбільший опір при роботі машини, визначає її, як основне джерело виникнення динамічних навантажень.

Така думка ґрунтується на наступному ствердженнях:

- 1) Стружка, що відділяється від масиву єдиничним різцем, не відразу набуває максимального значення. В момент входу в забій (точка A , рис. 7)

товщина стружки дорівнює нулю. Товщина стружки збільшується на криволінійній ділянці *AB* траєкторії різання ґрунту і в точці *B* досягає стійкого максимуму (рис. 7).

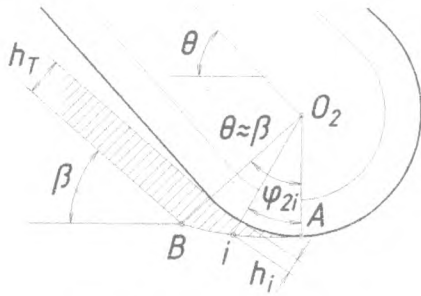


Рис. 7. Формування стружки, що зрізується одним різцем

Fig. 7. A chip formation cut by one cutter

Профіль зрізу одним різцем має форму трапеції (рис. 8). Товщина стружки визначається:

- на прямолінійній ділянці траєкторії різання:

$$h_i = h_T = s_T \cdot \sin \beta = \frac{Vm}{V_L} \cdot t_p \cdot \sin \beta; \quad (15)$$

- на криволінійній ділянці траєкторії різання $0 < \varphi_{2i} < \beta \approx \theta$:

$$h_i = \frac{Vm}{V_L} \cdot t_p \cdot \sin \varphi_{2i}, \quad (16)$$

де t_p – крок встановлення однойменних різців в сусідніх групах різців або крок різців у лініях різання ґрунту.

Закон зміни товщини стружки на ділянці зміни кута $0 \leq \varphi_{2i} \leq \beta$ або лінійного переміщення $0 \leq l_i \leq \theta r_2$ приймаємо лінійним (рис. 8).

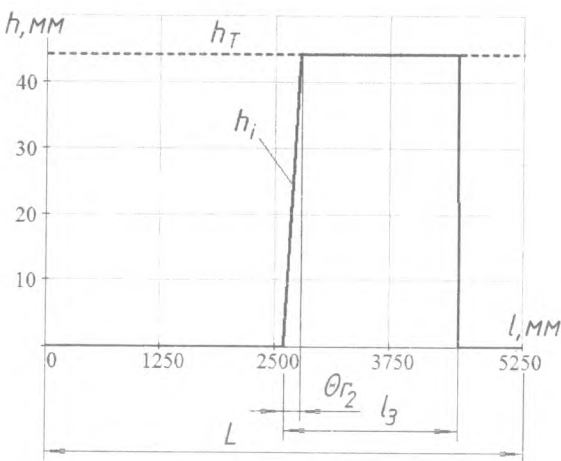


Рис. 8. Товщина стружки, що зрізається одним різцем

Fig. 8. The chip thickness cut by one cutter

$\theta=42^\circ$; $\beta=42,8^\circ$; $Vm=0,08$ м/с; $V_L=2,15$ м/с; $t_p=1750$ мм; $t_\delta=250$ мм, $t_p=1750$ мм, $L=5250$ мм;

2) Транспортуючі та ріжучі елементи – балки та різці мають дискретне розташування по периметру ланцюгового робочого органу. Відповідно, в межах кроку розташування балок товщина стружки h_i змінна, а сумарне значення товщини стружки Σh_i змінюється за пилкоподібним законом (рис. 9).

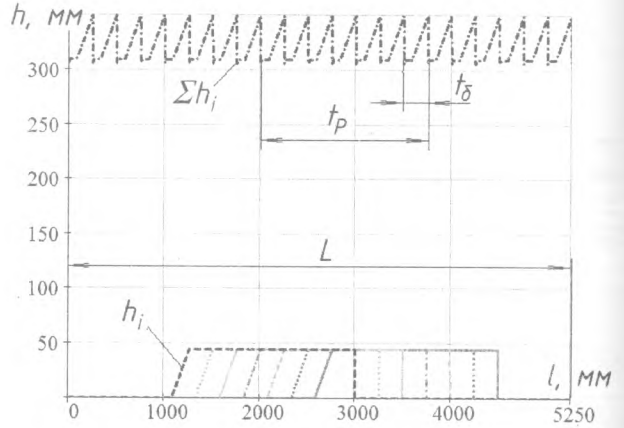


Рис. 9. Сумарна товщина стружки

Fig. 9. Total chip thickness

Сили копання ґрунта

Для зручності сили представляються у вигляді нормальних та дотичних складових (рис. 3). Дотичні складові формують колове зусилля на приводній зірочці. Нормальні складові створюють додаткові сили тертя ґрунту та робочого органу по поверхні забою.

Дотична складова сили різання або опір ґрунту різання

Сила різання ґрунту, що діє на один різець в режимі блокованого різання для i -того положення траєкторії руху [8, 9]:

$$R_{bl_i}^r = 9,81 C_{y\delta} h_i^{1,35} [1 + 0,1b_p] \left[1 - \frac{90^\circ - \delta_p}{180^\circ} \right] e_n \quad (17)$$

Сила різання ґрунту, що діє на один різець в режимі напівблокованого різання для i -того положення траєкторії руху:

$$R_{n.bl_i}^r = 9,81 C_{y\delta} h_i^{1,35} [1 + 0,1b_p] \left[1 - \frac{90^\circ - \delta_p}{180^\circ} \right] e_n \mu_{bl} \quad (18)$$

де $C_{y\delta}$ – число ударів щільноміра ДорНДІ;

h_i – товщина стружки для i -того положення ланцюгового робочого органу за встановленим законом, см;

b_p – ширина різця, см;

δ_p – кут різання;

e_n – коефіцієнт, що враховує кут γ_p загострення різця $e_n = f(\gamma_p)$;

μ_{bl} – коефіцієнт, що враховує ступінь блокування стружки ($\mu_{bl}=0,64$ для напівблокованого різання [10])

Сумарне значення сили різання змінюється за пилкоподібним законом:

$$P_i^r = \sum P_{bl_i}^r + \sum P_{n.bl_i}^r, \quad (19)$$

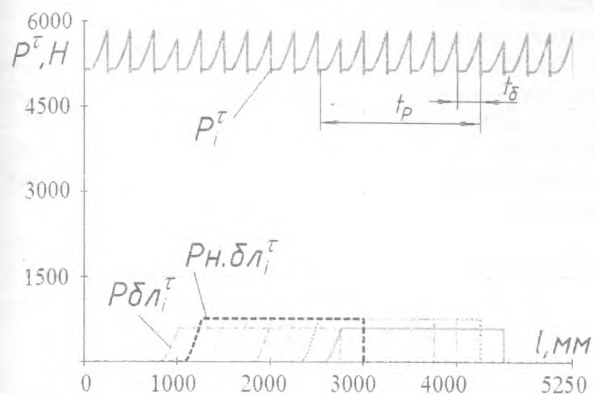


Рис. 10. Дотична складова сили різання

Fig. 10. The force of cutting tangential component

$$C_{yo}=10; b_p=25 \text{ мм}; \delta_p=55^\circ; e_n=0,81; \mu_{bl}=0,64;$$

З діаграми, (рис. 10) видно, що основний закон зміни величини сили різання ґрунту, який обумовлений зміною товщини стружки, враховує закономірність входження груп різців. Остання закономірність пов'язана з різною величиною сили різання у різців, що працюють в умовах блокованого і напівблокованого різання.

Вага ґрунту, що піднімається з забою

Величина сили ваги ґрунту, що піднімається з забою приймається пропорційною об'єму ґрунту, який зрізається по довжині забою. Закон зміни об'єму приймається лінійним. Максимальний об'єм ґрунт має на рівні денної поверхні і до місця розвантаження ця сила залишається максимальною сталою величиною, згідно [6]:

$$G_{zp} = Bh_0 \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) k_p \rho g, \quad (20)$$

- де ρ – щільність ґрунту, кг/м^3 ;
- g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;
- k_p – коефіцієнт розрихлення ґрунту;
- B – ширина забою, м ;
- h_0 – висота балок, м .

Об'єм ґрунту за час одного оберту ланцюгового робочого органу залишається постійним, ґрунт dopravляється в розвантажувальний пристрій суцільним потоком без дискретизації часток [6]. Це означає, що момент сил опору від сил ваги ґрунту є сталою величиною і не є джерелом динамічних навантажень.

Сили тертя

Сили ваги ґрунту G_{zp} та реакція відпору або нормальна сила різання P_i^n визначають величину опору від сил тертя ґрунту та робочого органу по поверхні забою. Цей опір є виробничим, його величина приймається пропорційною вказаним силам в межах довжини забою:

$$F_{mp_i} = P_i^r \psi \mu_1 + G_{zp} \mu_2 \cos \beta, \quad (21)$$

де ψ – коефіцієнт пропорційності між нормальною P_i^n та дотичною P_i^r складовими сили різання ґрунту (рис. 3),

- μ_1 – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту,
- μ_2 – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту.

Коефіцієнт динамічності

Для визначення коефіцієнта динамічності зовнішніх навантажень, сформуємо величину зведеного моменту сил опору. Зведений момент сил опору M_{ze} на турасному валу робочого органу визначається за умови рівності його потужності та потужності сил різання P^r , ваги ґрунту G_{zp} та тертя F_{mp} :

$$M_{ze} \omega_l \eta_{ll} = P_i^r V l_i \cos(\overline{P_i^r}, \overline{V l_i}) + G_{zp} V l_i \cos(\overline{G_{zp}}, \overline{V l_i}) + F_{mp_i} V l_i \cos 180^\circ, \quad (22)$$

- де η_{ll} – ккд тягових ланцюгів;
- $(\overline{G_{zp}}, \overline{V l_i})$ – напрямний кут між вектором дії сили ваги ґрунту та вектором швидкості ланцюга;
- $(\overline{P_i^r}, \overline{V l_i})$ – напрямний кут між вектором дії сили різання ґрунту та вектором швидкості ланцюга.

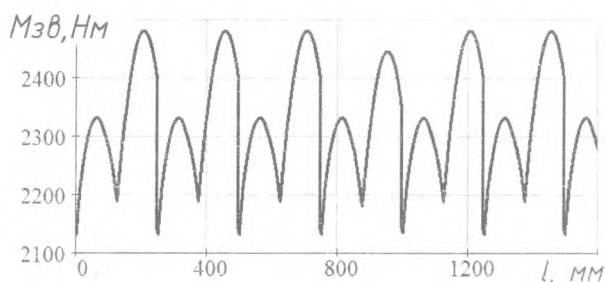


Рис. 11. Графічна інтерпретація зведеного моменту сил

Fig. 11. Graphic interpretation of the force resistance consolidated moment

Для оцінки величини коливань навантаженості введемо коефіцієнт динамічності [3, 4]:

$$k_d = \frac{M_{ze_{max}}}{M_{ze_{cp}}}. \quad (23)$$

Загальний коефіцієнт динамічності можна розділити на дві складові коефіцієнт динамічності, що визначаються зміною швидкості ланцюга $k_o^{V_L}$, викликаний так званим полігональним ефектом [5], та коефіцієнт динамічності, що визначається зміною величини сили різання ґрунту k_o^{Pr} :

$$k_o = k_o^{Pr} \cdot k_o^{V_L}, \quad (24)$$

Якщо прийняти всі сили, які входять до формули (22) сталими, то динамічний характер зведеного моменту сил визначиться величиною зміни швидкості ланцюга. В такому випадку коефіцієнт динамічності, який обумовлений нерівномірністю ходу тягового ланцюга:

$$k_o^{V_L} = \frac{V_{L_{max}}}{V_{L_{cp}}} = \frac{2}{1 + \cos\left(\frac{\pi}{z_1}\right)}, \quad (25)$$

Амплітудні значення дотичної сили різання P_i^r за загальною товщиною стружки h , що знімається різцями в межах однієї групи різців, визначають коефіцієнт динамічності:

$$k_o^{Pr} = \frac{\sum h_{max}}{\sum h_{cp}} = \frac{h_T t_p / t_\sigma}{h_T (t_p / t_\sigma - 0,5)}. \quad (26)$$

Для землерийної машини ПЗМ 3-01 і параметрів $t_p=1750$ мм, $t_\sigma=250$ мм, величина коефіцієнту, що визначається зміною величини сили різання ґрунту,

складає $k_o^{Pr}=1,1$. Отримане значення є близьким до результатів розрахунків [1, 3] виконаних для робочих органів екскаваторів безперервної дії. Величина загального коефіцієнту динамічності $k_o=1,2$.

Висновки.

1. Динамічні навантаження на приводному валу ланцюгово-балкового робочого органу визначаються: а) взаємодією різців з ґрунтом; б) взаємодією тягових ланцюгів з зубцями приводних зірочок.

2. Отримані залежності для розрахунку коефіцієнту динамічності дозволяють визначити його величину за різних комбінацій вихідних параметрів. За умови розробки траншей глибиною 1,2 м, шириною 0,6 м ланцюгово-балковим робочим органом з кількістю зубців приводної зірочки $z_1=8$, кроку різців $t_p=1750$ мм та кроку балок $t_\sigma=250$ мм, коефіцієнт динамічності навантаження на приводному валу робочого органу дорівнює 1,2.

3. Методика виконання динамічних розрахунків ланцюгово-балкових робочих органів є універсальною і враховує геометричні та конструктивні параметри ріжучих та транспортуючих елементів, ланцюгів, зірочок та робочого органу в цілому.

Отримана методика по визначенню динамічних навантажень має використовуватися в процесі проектування ланцюгово-балкових робочих органів землерийних машин безперервної дії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Быков А.В. Исследование конструктивно-кинематических параметров цепнобалочного рабочего органа универсальной землеройной машины : дис. канд. тех. наук / Быков Александр Владимирович. – Киев, 1986. – 205 с.
2. Вайнсон А.А. Исследование статистических и динамических нагрузок рабочего органа многоковшового траншекопателя / А.А. Вайнсон/ Сборник трудов МИСИ. – М. : МИСИ, 1967. – № 31. – 17-20.
3. Волков Д.П., Черкасов В.А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. Москва: Машиностроение, 1969. – 408 с.
4. Волков Д.П. Надежность роторных траншейных экскаваторов / Д.П. Волков, С.Н. Николаев, И.А. Марченко. – Москва: Машиностроение, 1972. – 208 с.
5. Воробьев Н.В. Цепные передачи / Н.В. Воробьев. – Москва : Машиностроение, 1968. – 252 с.
6. Гарбузов З.Е. Землеройные машины непрерывного действия / З.Е. Гарбузов, В.К. Ильгисонис, Г.А. Мутушев [и др.] – М. – Л. :Машиностроение, 1965. – 276 с.
7. Гончар М.О. Технічна механіка : підручник / М.Ф. Дмитриченко, М.О. Гончар, В.А. Ніколаєнко. – Київ: НТУ, 2018. – 364 с.
8. Зеленин А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. – Москва : Машиностроение, 1975. – 424 с.
9. Кравець С.В. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації. Навчальний посібник / С. В. Кравець, О.П. Лук'яничук, О.Ю. Тимейчук. – Рівне : НУВГП, 2011. – 240 с.
10. Мусійко В.Д. Теорія та створення іновативних землерийних машин безперервної дії : монографія. Видання друге, доповнене / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль. – Київ : Видавництво Людмила, 2018. – 280 с.
11. Хмара Л.А. Машины для земляных работ : підручник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, М.П. Скорблюк, В.Г. Нікітін, М.І. Дерев'янчук, В.М. Супонев; ред.: Л.А. Хмара, С.В. Кравець. – Харків : ХНАДУ, 2014. – 546 с.

REFERENCES

1. Bykov A.V. *Yssledovanye konstruktivno-kinematicheskikh parametrov tsepnobalochnoho rabocheho orhana unyversal'noy zemleroynoy mashyny* [Investigation of the structural-kinematic parameters of the chain-working apparatus of a universal earthmoving machine. Cand. Diss.] Kyiv, 1986, 205 p.
2. Vaynson A.A. (1960). Issledovaniye staticheskikh i dinamicheskikh nagruzok organa mnogokovshovogo transheyekopatelya [Static and dynamic load research multi-level of multi-level trencher]. Sbornik trudov MISI, Collected papers of MICE 31, 27–52 pp (in Russian).
3. Volkov D.P., Cherkasov V.A. *Dinamika i prochnost mnogokovshovyih ekskavatorov i otvaloobrazovatelye* [Dynamics and strength of bucket excavators and spreaders] Moskva.: Mashinostroenie, 1969. 408 p (in Russian).
4. Volkov D.P., Nikolaev S.N., & Marchenko I.A. (1972). *Nadezhnost rotornykh transheynykh ekskavatorov* [Dependability of wheel trenchers]. Moskva: Mashinostroyeniye 1972. – 208 p (in Russian).
5. Vorobev N.V. *Tsepynye peredachi* [Chain transmission] Moskva. : Mashinostroenie, 1968. – 252 p (in Russian)
6. Garbuzov Z.E, Ilgisonis V.K. and Mutushev G.A. *Zemleroynyie mashiny nepreryivnogo deystviya* [The continuous earthmoving machines] Moskva. – Leningrad. :Mashinostroenie, 1965. – 276 p. (in Russian).
7. Honchar M.O., Dmytrychenko M.F., Nikolaienko V.A., *Tekhnichna mekhanika* [Technical Mechanics] Kyiv: NTU, 2018. – 364 p. (in Ukrainian).
8. Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.P. *Mashiny dlya zemlyanyih robot* [The earthmoving machines] Moskva. : Mashinostroenie, 1975. – 424 p. (in Russia).
9. Kravets S.V., Lukianchuk O.P., Tymeichuk O.Yu. *Doslidzhennia robochykh protsesiv mashyn i metody optymizatsii* [Working process machine research and optimization method] Rivne : NUWEE, 2011. –240 p. (in Ukrainian).
10. Musiiko V.D., Koval A.B. *Teoriia ta stvorennia inovatsiinykh zemleryinykh mashyn bezpererвної dii* [Theory and creation of continuous action innovative earthmoving machines]. Kyiv: Vydavnytvo Liudmyla, 2018. – 280 p. (in Ukrainian).
11. Khmara L.A., Kravets S.V., Skorbliuk M. P., Nikitin V.H., Derevianchuk M.I., Suponiev V.M. *Mashyny dlia zemlianykh robot* [The earthmoving machines] Kharkiv : KhNADU, 2014. – 546 p. (in Ukrainian).