

УДК621.879

## ОБҐРУНТУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ГУСЕНИЧНІ РУШІЇ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

**В.Г. Крупко, доцент, к.т.н., В.О. Койнаш, ст. викладач, С.О. Єрмакова, асистент,  
Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ**

*Анотація.* Розглянуто питання визначення навантажень на гусеничне ходове обладнання екскаваторів.

*Ключові слова:* екскаватор, рушій, гусеничне ходове обладнання, ґрунт, опорна поверхня.

## ОБОСНОВАНИЕ НАГРУЗОК НА ГУСЕНИЧНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

**В.Г. Крупко, доцент, к.т.н., В.А. Койнаш, ст. преподаватель,  
С.А. Ермакова, ассистент, Донбасская государственная  
машиностроительная академия, г. Краматорск**

*Аннотация.* Рассмотрен вопрос определения нагрузок на гусеничное ходовое оборудование экскаваторов.

*Ключевые слова:* экскаватор, движитель, гусеничное ходовое оборудование, ґрунт, опорная поверхность.

## JUSTIFICATION OF LOADS ON CRAWLER MOVERS-MOVING MACHINES

**V. Krupko, Associate Professor, Candidate of Technical Science,  
V. Koynash, senior lecturer, S. Ermakova, assistant,  
Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk**

*Abstract.* The issues concerning determination of loading on excavator track drive equipment are considered.

*Key words:* excavator, wheel, track drive equipment, ground, basic surface.

### Вступ

Збільшення обсягів землерийних робіт і ускладнення умов розробки веде до збільшення екскаваторного парку, в основному за рахунок збільшення числа однокішшевих екскаваторів (механічних лопат) [1]. Як ходове встаткування на таких екскаваторах застосовуються гусеничні рушії, які забезпечують пересування екскаваторів «своїм ходом» по гірських виробітках, його маневрування на робочій площадці, подолання підйомів на шляху пересування і т.п. Гусеничний рушій є одним з найважливіших механізмів, що визначає тягові якості, продуктивність, еконо-

мічність і надійність всіх машин. Тому вдосконалення конструкції рушія, вибір оптимальних параметрів, раціональне послідування характеристик окремих його елементів, розробка більш довершеної схеми приводу являє собою відповідальний етап при створенні або модернізації гусеничних машин [2].

### Аналіз публікацій

Гусеничні механізми пересування, зокрема гусеничні ланки, на вітчизняних гусеничних екскаваторах мають недостатньо високий термін служби, а їх вартість є високою,

оскільки що їх виготовляють з дорогих легованих сталей. Рядом авторів проведено аналіз конструктивних схем і співвідношення геометричних параметрів гусеничних рушіїв та їх складових частин для одноківшевих екскаваторів та встановлено основні залежності параметрів рушіїв від їх маси, але не дослідженим є питання розподілу навантажень на опорні елементи [1–4].

**Мета і постановка задачі**

Метою даної роботи є обґрунтування раціональних параметрів траків екскаваторів на основі встановлених закономірностей формування навантажень з урахуванням конструктивних особливостей траків.

Завдання досліджень: розробка математичної моделі для формування навантажень на опорні елементи одноківшевих екскаваторів з урахуванням параметрів ґрунту; проведення обчислювального експерименту з метою виявлення найбільш вагомих геометричних параметрів траків гусеничних рушіїв; обґрунтування раціональних параметрів гусеничної ланки з умов мінімальної металоємності із забезпеченням необхідних міцнісних характеристик.

**Наведення матеріалу та результатів**

На рис. 1 представлено привідне колесо гусеничного рушія з основними геометричними параметрами, значення яких для кар’єрних гусеничних екскаваторів з різною ємністю ковша наведено у табл. 1.

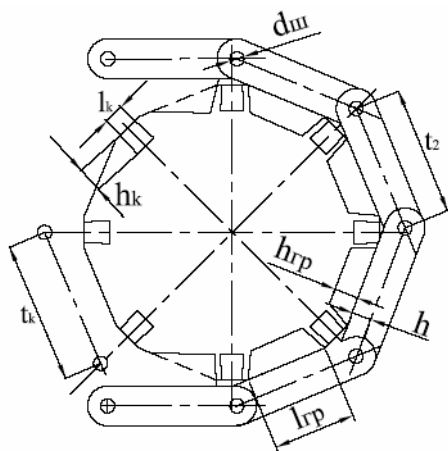


Рис. 1. Привідне колесо гусеничного рушія

З наведеної табл. 1 видно, що зі збільшенням маси екскаватора збільшується крок гусени-

чного ланцюга та основні геометричні параметри гусеничної ланки. Це приводить до збільшення розмірів приводного колеса і гусеничного рушія в цілому, а отже, до збільшення металоємності, що також є нераціональним.

Таблиця 1 Основні геометричні параметри

| Тип екскаватора             | ЕКГ-4,6 | ЕКГ-5 | ЕКГ-8 | ЕКГ-8н | ЕКГ-12,5 |
|-----------------------------|---------|-------|-------|--------|----------|
| Маса, т                     | 196     | 205   | 357   | 360    | 597      |
| Вид ободу                   | гран.   | круг. | гран. | круг.  | гран.    |
| <i>nk</i>                   | 10      | 10    | 12    | 10     | 8        |
| $\theta$ , град             | 180     | 180   | 180   | 180    | 160      |
| <i>t</i> <sub>2</sub> , мм  | 356     | 370   | 394   | 470    | 386      |
| <i>t</i> <sub>k</sub> , мм  | 364,3   | 390   | 402   | 487,6  | 398,4    |
| <i>H</i> /2, мм             | 522     | 550   | 690   | 690    | 405      |
| <i>t</i> <sub>1</sub> , мм  | 195     | :     | 260   | :      | 335      |
| <i>h</i> , мм               | 40      | 50    | 60    | 60     | 75       |
| <i>l</i> <sub>гр</sub> , мм | 220     | 200   | 224   | 250    | 200      |
| <i>h</i> <sub>гр</sub> , мм | 100     | 85    | 100   | 110    | 85       |
| <i>d</i> <sub>ш</sub> , мм  | 46      | 46    | 66    | 62     | 62       |

Дослідження за даною тематикою навантаження опорних елементів екскаватора [1] дозволяють враховувати реальні конструктивні розміри гусеничної машини. З погляду розподілу навантажень між опорами, основними розмірами є відстані від осей опорних котків до осі обертання поворотної платформи екскаватора *L<sub>i</sub>* і відстань між опорними колесами на гусеничних візках і крок гусеничних ланок.

Схему гусеничного візка екскаватора з необхідними розмірами представлено на рис. 2.

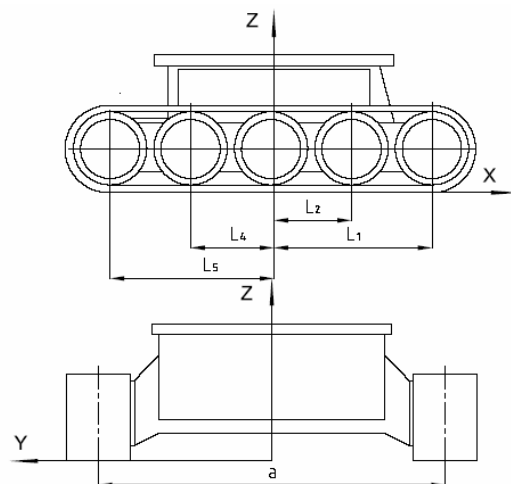


Рис. 2. Схема гусеничного рушія

Розрахункова схема (рис. 3) показує взаємодію жорсткого опорного контуру гусеничної

машини з ґрунтом, що деформується, і має певний коефіцієнт жорсткості. У цій схемі реакцію ґрунту, що деформується з коефіцієнтом піддатливості  $k$ , на який опирається опорна площадка площею  $F$ , замінено дією пружного елемента з певною жорсткістю ( $P_i h_i$ ).

Глибина занурення кожної опорної точки позначена  $h_i$ . Глибина занурення опори й жорсткість ґрунту зв'язані між собою формулою Домбровського й перебувають у лінійній залежності [1]. Всі зовнішні навантаження приведені до рівнодіючої сили  $R$  і вибігу цієї рівнодіючої  $r$ .

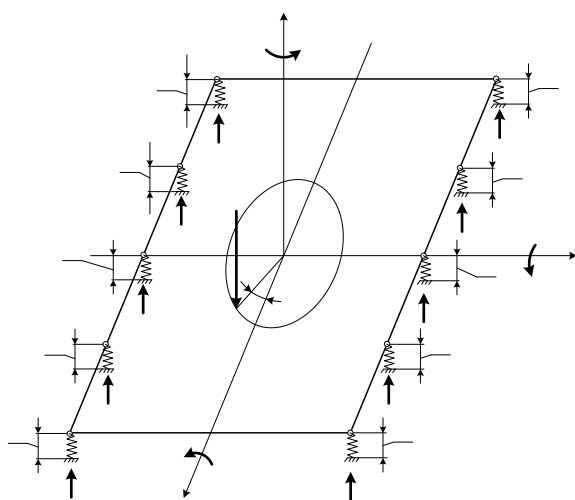


Рис. 3. Розрахункова схема

Для визначення навантажень на опорні елементи гусеничного рушія приймемо наступні допущення: ґрунт під окремо взятою опорою являє собою однорідне тіло і зв'язок між тиском опори й деформацією ґрунту є лінійним; рама машини є абсолютно жорсткою; двогусеничний візок являє собою статично невизначену систему; положення рівнодіючої при різних режимах роботи машини відоме.

**Математична модель навантажень на опорні елементи**

Для визначення деформації ґрунту використаємо відомі залежності [2]

$$h = kp, \tag{1}$$

де  $h$  – деформація ґрунту під опорою, см;  $p$  – тиск опори на ґрунт, Па

$$p = \frac{P}{F}, \tag{2}$$

де  $P$  – зусилля з боку опори на ґрунт;  $F$  – площа опорної поверхні, м<sup>2</sup>;  $k$  – коефіцієнт піддатливості ґрунту, м<sup>3</sup>/Н

$$k = \frac{1}{p_0}, \tag{3}$$

де  $p_0$  – коефіцієнт опору ґрунту зминанню, кг/см<sup>3</sup>.

Для визначення реакцій опор  $P_1, P_2, \dots, P_{2n}$  складемо рівняння рівноваги машини.

Проекція всіх сил на вісь  $Z$

$$\sum_{i=1}^{2n} F_{iY} = 0, \tag{4}$$

$$\sum_{i=1}^{2n} P_i - R = 0,$$

де  $n$  – кількість опорних поверхонь на одній гусениці;  $P_1, P_2, \dots, P_{2n}$  – реакції опор на опорні котки з боку підшви вибою, прикладені в точках контакту котків з гусеничними ланками;  $R$  – величина рівнодіючої всіх сил.

Сума всіх моментів сил відносно осі  $X$

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{Xi} = 0, \tag{5}$$

де  $M_{Xi}$  – моменти сил і реакцій опор  $P_i$  щодо осі  $X$ , Н·м;  $Z$

$$\frac{a}{2} \sum_{i=1}^n P_i + \left(-\frac{a}{2}\right) \sum_{i=n+1}^{2n} P_i + R \cdot r \cdot \cos\beta = 0, \tag{6}$$

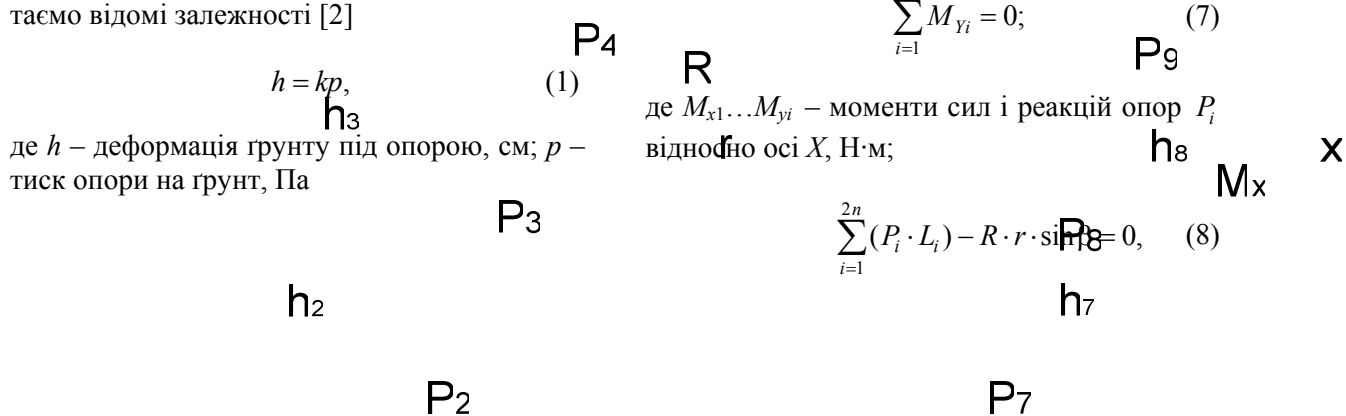
де  $a$  – колія машини;  $r$  – вибіг рівнодіючої сил;  $\beta$  – кут між вектором  $r$  і віссю  $X$ .

Сума всіх моментів сил відносно осі  $Y$

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{Yi} = 0, \tag{7}$$

де  $M_{Y1} \dots M_{Yi}$  – моменти сил і реакцій опор  $P_i$  відносно осі  $Y$ , Н·м;

$$\sum_{i=1}^{2n} (P_i \cdot L_i) - R \cdot r \cdot \sin\beta = 0, \tag{8}$$



де  $L_i$  – відстань від центра до  $i$ -ї опори.

Використовуючи залежність  $h_i = \frac{k_i P_i}{F_i}$ , маємо

$$\frac{k_1 P_1}{F_1} u_1 + \frac{k_2 P_2}{F_2} u_2 + \frac{k_6 P_6}{F_6} u_6 + \frac{k_i P_i}{F_i} e = 0. \quad (9)$$

Підставляючи координати опорних точок (крім тих, які входили в базові точки площини), одержимо  $2n-3$  рівняння, що дозволить скласти систему лінійних рівнянь із  $2n$  невідомими.

За програмою, розробленою на кафедрі ПТМ ДДМА, проведено розрахунки навантажень на опорні елементи стосовно екскаватора масою 200 т та побудовано графіки (рис. 4, 5) змін навантажень опорних елементів екскаватора.

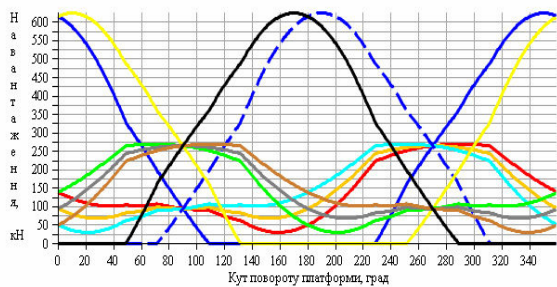


Рис. 4. Графік зміни навантаження опорних елементів екскаватора при повороті платформи

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки екскаватора за зміни вильоту рівнодіючої сил (рис. 5).

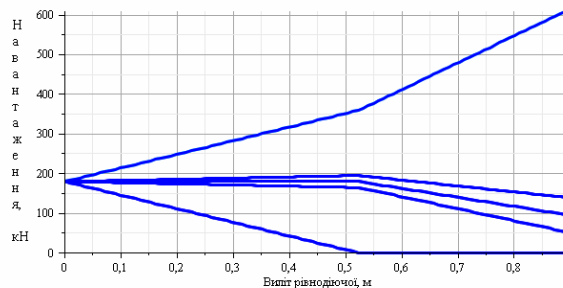


Рис. 5. Графік зміни навантаження опорних елементів екскаватора за зміни вильоту рівнодіючої

При розрахунках приймемо: кут повороту платформи дорівнює  $0^\circ$ .

### Висновки

Аналіз графіків дозволяє зробити висновки:  
– навантаження опорних елементів у процесі роботи машини носить коливальний характер, що приводить до циклічного навантаження траків і котків;

– найбільше навантаження у процесі роботи екскаватора припадає на крайні котки,  $P=625$  кН;

– найменш навантаженими є опорні котки, розташовані біля осі обертання поворотної частини екскаватора;

– амплітуда коливання навантажень на опорні елементи зростає при віддаленні опори від центра обертання поворотної платформи;

– на максимальному вильоті рукояті задні опорні котки повністю розвантажуються і припідіймаються. Отже, за подальшого різкого зниження зовнішнього навантаження (наприклад, сил різання) відбувається удар задніх опорних котків об ґрунт. Перший опорний елемент відривається від ґрунту при повороті платформи на кут  $\varphi=110-230^\circ$ , п'ятий – при повороті платформи на кут  $\varphi=0-70^\circ, 310-360^\circ$ , шостий –  $\varphi=130-250^\circ$ , десятий –  $\varphi=0-50^\circ, 290-360^\circ$ ;

– при повороті платформи на кут  $\varphi=90^\circ$  завантаження всіх опорних точок на кожній гусениці вирівнюється ( $P=265$  кН – для правої гусениці й  $P=95$  кН – для лівої); при повороті платформи на кут  $\varphi=270^\circ$  завантаження всіх опорних точок на кожній гусениці вирівнюється ( $P=95$  кН – для правої гусениці й  $P=265$  кН – для лівої);

– при максимальному вильоті рівнодіючої спостерігається відрив задніх опор і перерозподіл навантажень між опорами, що залишилися.

### Література

1. Домбровский Н.Г. Теория и расчёт гусеничного движителя землеройных машин / Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский, И.М. Гомозов, В.М. Гилис. – К. : Техника, 1970. – 192 с.
2. Кох П.И. Одноковшовые экскаваторы. Устройство, монтаж, эксплуатация и

- ремонт / П.И. Кох. – М.: Машгиз, 1963. – 440 с.
3. Лях П.Ф. Порівняльний аналіз конструктивних та експлуатаційних параметрів опорних елементів гусеничних механізмів пересування потужних екскаваторів. / П.Ф. Лях, І. В Крупко // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті – 1999. – №36. – С. 117–120.
4. Оскерко В.Е. Повышение надёжности ходовых систем гусеничного типа / В.Е. Оскерко // Строительные и дорожные машины. – 1987. – №9. – С. 18–23.
5. Крупко В.Г. Оценка нагрузок на опорные элементы механизмов передвижения землеройно-транспортных машин / В.Г. Крупко, В.А. Койнаш // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2004. – Вып. 27. – С. 42–44.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 29 жовтня 2012 р.

---