

ГУСЕНИЧНЕ ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ

У світовій і вітчизняній практиці в одноковшевих екскаваторах-лопатах як механізми пересування застосовують винятково гусеничний хід [1,2,3,4], що поряд з відомими перевагами володіє рядом істотних недоліків, основні з яких наступні:

1. Велика вага, (до 40-45% з нижньою рамою) від ваги екскаваторів і висока вартість;
2. Складність у виробництві і зборці, обумовлена великою кількістю деталей і складністю самої конструкції;
3. Швидкий знос елементів, що сполучаються, (ведучих коліс, ланок) і зв'язані з цим високі експлуатаційні витрати;
4. Значно більші, ніж при крокуючому ході, середні питомі тиски на ґрунт до 0,35Мпа;
5. Високі значення максимальних питомих тисків, що перевищують у 3-х гусеничних системах у 6-12 разів середні тиски;
6. Високе потрібне стискальне зусилля, що досягає до 40% від ваги екскаваторів, і зв'язані з цим високі енерговитрати на пересування.

Зазначені недоліки, частково відсутні у відомих конструкціях крокуючих механізмів пересування, що відрізняються відносно невеликою вагою (10-12% від ваги машини), простотою конструкції, більш низькою собівартістю, незначним зносом елементів, що сполучаються, і як наслідок, низькими експлуатаційними витратами, можливістю одержання низьких питомих тисків.

Конструктивно, гусениці розрізняються за способом передачі тиску: малоопорні (рис. 1, а) і багатоопорні (рис. 1, б); за ступенем пристосованості до рельєфу шляху: м'які (рис. 1, г), напівжорсткі (рис 1, в) і жорсткі (рис.1, а, б); за можливою наявністю гусеничних рам: рамні та без рамні; за розташуванням опорних катків: зовнішнє (рис. 1 а, б) і усередині (рис. 1, е); за положенням приводної зірочки: переднє і заднє.

В свою чергу, гусеничне ходове обладнання може бути двогусеничним (рис. 2, а, б, в) та багатогусеничним (рис. 2, г, д, е, ж, з, і) [9].

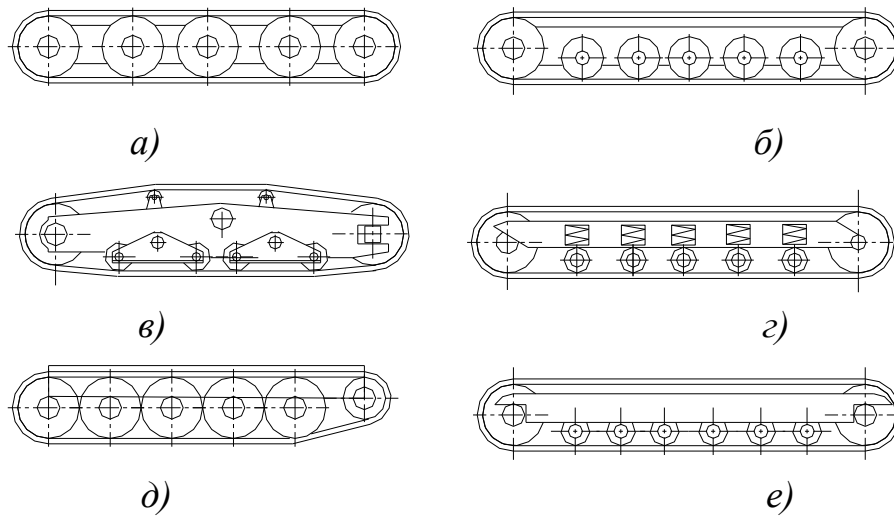


Рисунок 1 - Типи гусениць

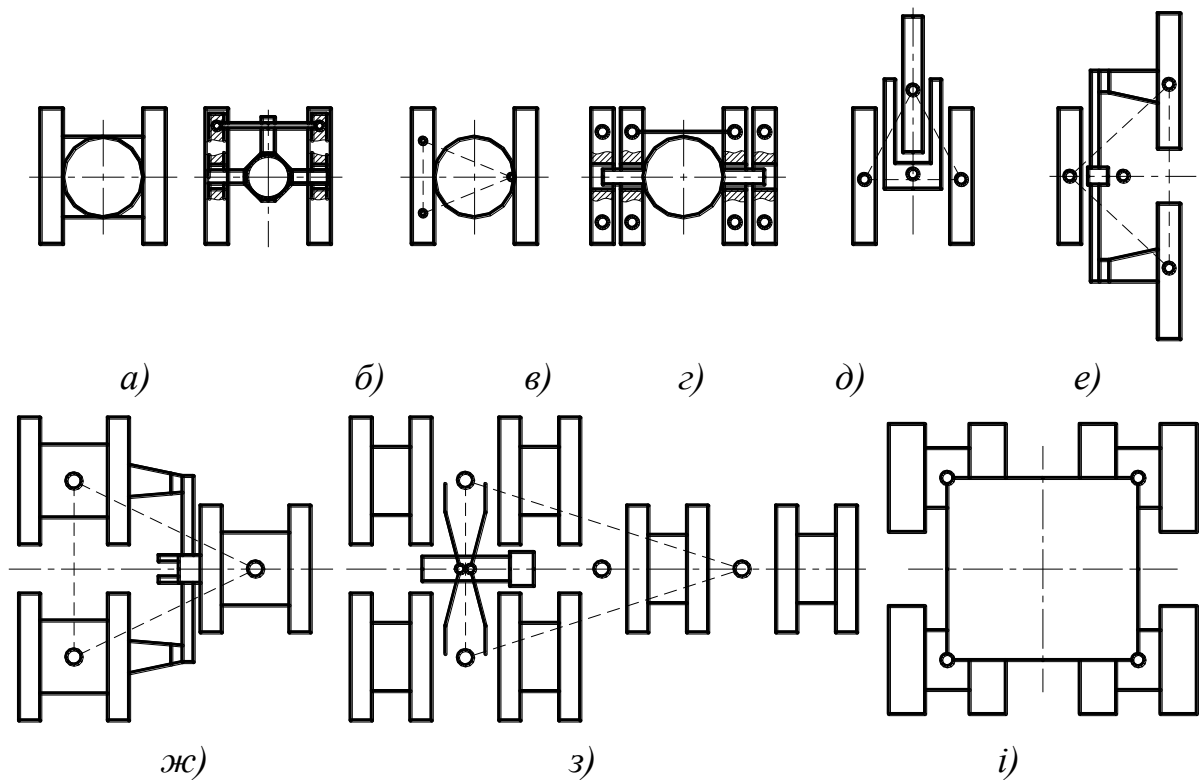


Рисунок 2 - Схеми гусеничних систем екскаваторів

Багатогусеничні системи одержали поширення при масі машин більше 1000 тонн. Одноковшеві будівельні та кар'єрні екскаватори місткістю ковша від 0,15 до 6 м³, як правило мають двогусеничний механізм пересування.

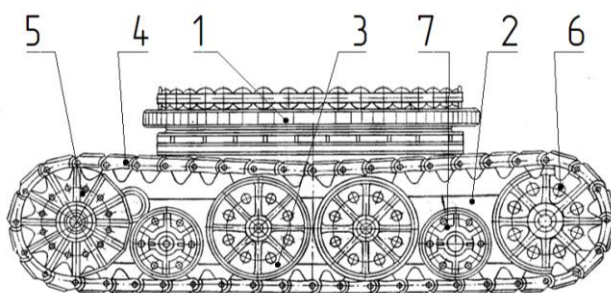
2. Відомості щодо конструкції гусениць та гусеничних ланок

Гусеничні ланки ходового обладнання землерийних машин розподіляють:

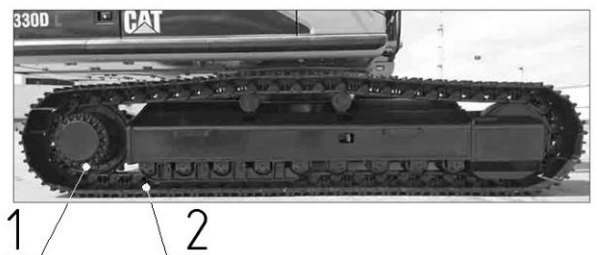
- а) за матеріалом виготовлення:
 - 1) металеві;

- 2) гумово-металеві;
- 3) гумові.
- б) за типом шарніру, що використовується:
 - 1) з паралельним шарніром.
 - 2) з послідовним шарніром.
- в) за типом змащення шарнірів:
 - 1) сухий (або відкритий металевий шарнір). Переваги конструкції – простота та надійність в експлуатації. Необхідний ресурс забезпечується високими механічними властивостями деталей шарніра.
 - 2) закритий. Оригінальне ущільнення в шарнірі «ланка-втулка» забезпечує збереження змащення між поверхнями тертя пальця і втулки протягом усього терміну служби гусениці.
 - 3) з рідким мастилом. Оригінальне ущільнення з армованого поліуретану та гуми забезпечує повну герметичність шарніра, чим досягається найбільший термін служби гусениці.
 - 4) з гумово-металевим шарніром. Між пальцем шарніра й траком використовується гумова втулка, вигин гусениці в місцях зчленування траків відбувається за рахунок зсуву шарів гуми, завдяки чому виключається тертя сталі по сталі й значно підвищується ресурс пальців і траків гусениці.
 - 5) з голчасто-підшипниковим шарніром. У якості втулки використовується голчастий підшипник. Ресурс гусениці зростає, але значно ускладнена її конструкція.
- г) за типом гусеничних ланок (траків):
 - 1) литі.
 - 2) штамповані.
 - 3) зварні.

Гусеничні рушії екскаваторів вітчизняних виробників, та виробників з країн СНД, в більшості виконані з жорсткою рамою і боковим розташування катків. Гусеничний візок (рис.3, а) складається з опорно-поворотного пристрою (1), рами (2), опорних катків (3), гусеничних ланок (траків) (4), приводного колеса (5) та натяжного колеса (6).



а)



б)

а) екскаватора кар'єрного ЕКГ-8;

б) екскаватора фірми Caterpillar 330DL

Рисунок 3 – Приклади гусеничного ходового обладнання екскаваторів

Гусеничні ланки для даних типів екскаваторів мають собою суцільнолиту конструкцію (рис.4, а) і складаються з доріжки кочення (1), вушок (2), гребенів (3), опорної плити (4). Тип шарніру – відкритий без змащення. Литі траки виготовляють з марганцевистих сталей, які сполучають у собі високу ударну в'язкість та зносостійкість.

Привідне колесо екскаватора зчіплюється з гребенями гусеничних ланок. В такому випадку кажуть про кулачково-гребеневе зчеплення.

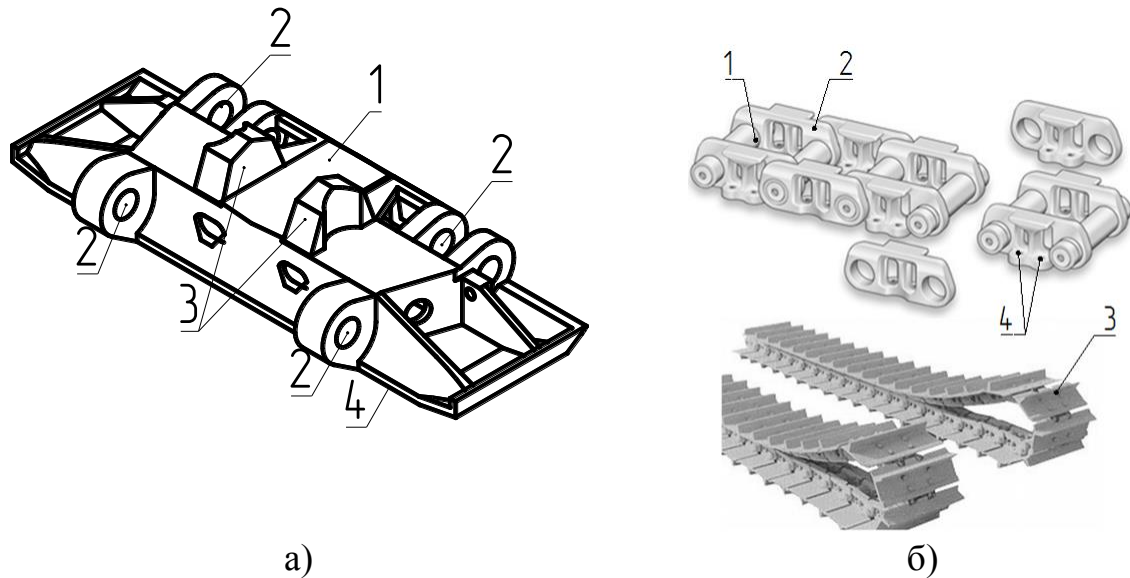


Рисунок 4 – Приклади гусеничних ланок ходового обладнання екскаваторів

Гусеничні рушії екскаваторів зарубіжних фірм (рис. 3, б) в більшості випадків мають цівковий тип зчеплення при якому привідне колесо (1), зчіплюється з віссю на гусеничних ланках (2).

Гусенична стрічка на рис. 4, б) складається з конструкцій коробчастого перетину (2), у яких дві внутрішні ланки кріпляться до двох касет (1). Конструкції з'єднані між собою за допомогою пари зовнішніх ланок. Усі ланки: внутрішні, зовнішні, ліві й праві - абсолютно ідентичні. Вони відрізняються тільки розташуванням. Ланки мають спеціальні отвори (4) для кріплення опорних башмаків.

Опорна поверхня має собою штампований башмак (3), який з'єднується з гусеничною стрічкою за допомогою високоміцних болтів.

Завдяки тому, що касети (1) герметичні і наповнені консистентною змазкою, строк служби даної гусеничної стрічки у 2-3 рази більше ніж у стрічки з шарнірами сухого тертя. Однак складність конструкції і технології її виготовлення суттєво збільшують вартість стрічки.

3. Визначення навантажень на опорні елементи

Вивчення навантажень на елементи гусеничного ходу в різних режимах роботи, є найважливішим науковим і інженерним завданням, рішення якого дозволить створювати надійне гусеничне ходове обладнання.

Перш за все необхідно визначити навантаження від поворотної платформи на гусеничний візок. Розрахункова схема наведена на рис. 5.

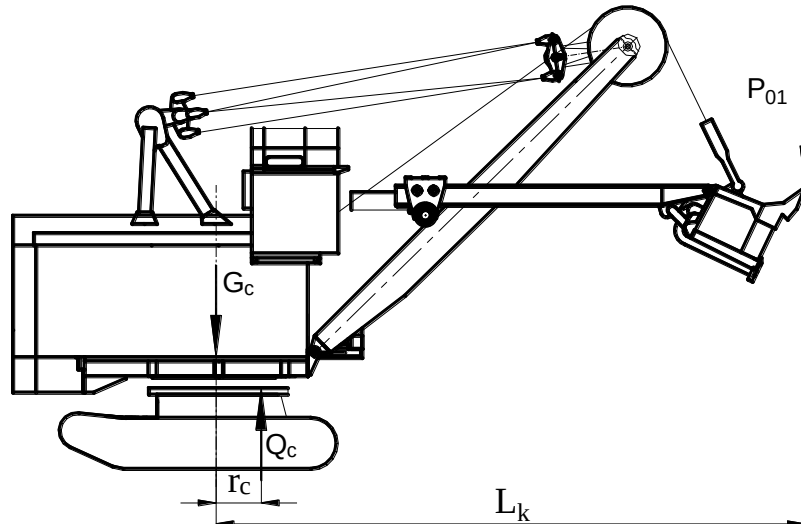


Рисунок 5 – Розрахункова схема для визначення навантажень на ходовий механізм збоку поворотної платформи

Для спрощення, усі діючі зусилля приводять до рівнодійної усіх сил Q та плеча рівнодійної r . [9]

Плече рівнодійної розраховується за формулою

$$r = \frac{M_c}{G_c + G_{н.р.}},$$

де M_c – момент від неврівноважених сил поворотної платформи, Нм;

$$M_c = G_c \cdot r_c,$$

тут r_c – плече рівнодіючої поворотної платформи, м;

$$r_c = \frac{P_{01}}{Q_c} L_K,$$

тут Q_c – рівнодійна усіх сил збоку поворотної платформи, Н;

$$Q_c = G_c + P_{01}.$$

G_c – сумарна вага вузлів поворотної будівлі, Н;

$G_{н.р.}$ – вага нижньої опорної рами, Н.

Для однокішшевих екскаваторів орієнтовно можна прийняти

$$G_c = (0.55 - 0.60)G, \quad G_{н.р.} = (0.40 - 0.45)G,$$

де G – вага екскаватора.

Двогусенична система ходового обладнання екскаватора з жорсткою підвіскою опорних катків показана на рис. 6. Максимальне навантаження на гусеницю буде у випадку, якщо робоче обладнання розташовано

перпендикулярно повздовжньої осі ходу. Максимальне навантаження на гусеницю розраховується як

$$Q_{\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right).$$

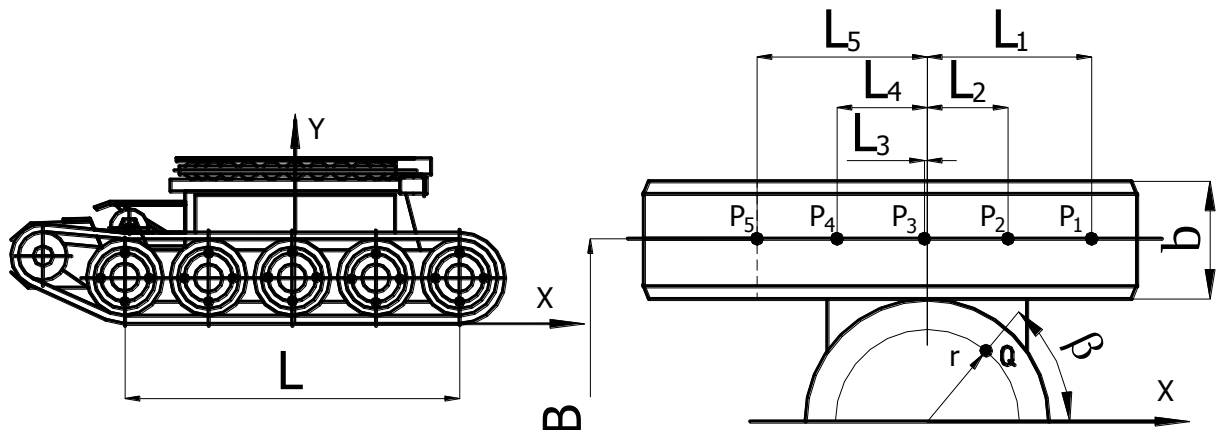


Рисунок 6 – Схема двохгусеничної системи з жорсткою підвіскою опорних катків

При рівномірному розподілу навантажень $Q_{\text{сер}} = \frac{Q}{2}$.

Співвідношення $\frac{Q_{\max}}{Q_{\text{сер}}} = 1 + 2 \frac{r}{B}$ показує ступінь нерівномірності навантажень на опорні елементи гусениць. Чим досконаліша система опори машини, тим ближче до одиниці це співвідношення.

Навантаження на опорні точки гусениць [9] розраховується шляхом розглядання найменш вигідного випадку, а саме – обпирання на три точки. Максимальне навантаження, у разі розташування рівнодійної Q перпендикулярно ходу ($\beta = 90^\circ$), прийдеться на каток P_3 (рис. 6)

$$P_{3\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right).$$

Середнє навантаження на одну опорну точку

$$P_{\text{сер}} = \frac{Q}{2i},$$

де i – кількість опорних точок на одній гусениці.

Ступінь нерівномірності навантажень на опорні точки (катки, гусеничні ланки) оцінюють співвідношенням

$$\frac{P_{\max}}{P_{\text{сер}}} = \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right) i.$$

При мінімальному значенні це співвідношення змінюється від 3 (при $r = 0$) до 6 (при $r = B/2$). Зі збільшенням кількості опорних точок нерівномірність зростає.

Для чотирьохточкової статично невизначеної системи обпирання двогусеничної машини з балансируною підвіскою катків максимальне навантаження на одну опорну точку

$$P_{\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + \frac{2r}{\sqrt{a^2 + B^2}} \right),$$

де a – відстань між осями, що кріплять балансири на одній гусениці, м.

Середнє навантаження на одну опорну точку $P_{\text{сеп}} = \frac{Q}{4}$,

Співвідношення, що оцінює нерівномірність $\frac{P_{\max}}{P_{\text{сеп}}} = 2 + \frac{4r}{\sqrt{a^2 + B^2}}$.

При $r = 0$ нерівномірність дорівнює 2, при $r = B/2$ та $a/B = 1/2$, ступінь нерівномірності дорівнює 3,8.

Цей факт свідчить про те, що нерівномірність навантаження для чотирьохопорної системи значно менша ніж у багатоопорної.