

TECHNICAL SCIENCES

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНО-ХОДОВІ ПРИСТРОЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ І ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

*Крупко І.В.,
ТОВ "ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ" МЕТІНВЕСТ-ПОЛІТЕХНІКА",
м. Маріуполь, доцент, к.т.н.
Єрмакова С.А.
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ,
м. Краматорськ, старший викладач*

MAIN DIRECTIONS OF IMPROVEMENT OF METHODS OF CALCULATION OF LOADS ON CARRYING AND PROPELLING DEVICES OF LIFTING AND TRANSPORT AND EXCAVATING MACHINES

*Krupko I.,
LLC "TECHNICAL UNIVERSITY" METINVEST-POLYTECHNICS",
Mariupol, associate professor, Ph.D.
Yermakova S.
DONBAS STATE MACHINE-BUILDING ACADEMY,
Kramatorsk t., senior lecturer
DOI: [10.24412/3162-2364-2021-65-1-32-38](https://doi.org/10.24412/3162-2364-2021-65-1-32-38)*

АНОТАЦІЯ

В роботі приводиться опис методів розрахунку опорно-ходових елементів підйомно-транспортних і землерийних машин їх конструктивні особливості, наведені методики розрахунку навантажень на опорні елементи машин та виявлено їх недоліки. Наведено опис розробленої математичної моделі навантаження опорних-ходових елементів з жорсткою рамою і жорсткою підвіскою опорних елементів, представлені графіки завантаження опорних точок при роботі кранів, екскаваторів, навантажувачів, сформульовані висновки на підставі отриманих результатів.

Розроблена в даній роботі математична модель навантаження опорно-ходових елементів технологічних машин дозволяє провести аналіз навантаження опорних точок в процесі роботи при різних умовах обпирання машини. Розроблений алгоритм розрахунку дозволяє простежити вплив різних чинників на рівень навантаження опорних точок з урахуванням взаємодії опорних елементів з ґрунтом.

ABSTRACT

The work is a description of the methods of calculating the carrying and propelling elements of hoisting and excavating machines, their design features, methods of calculating the loads on the supporting elements of machines and identified their shortcomings. The description of the developed mathematical model of loading of carrying and propelling elements with a rigid frame and a rigid suspension bracket of basic elements is given, graphs of loading of basic points at work of cranes, excavators, loaders are presented, conclusions on the basis of the received results are formulated.

The mathematical model of loading of carrying and propelling elements of technological machines developed in this work allows to carry out the analysis of loading of carrying points in the course of work at various conditions of support of the car. The developed calculation algorithm allows to trace the influence of various factors on the level of loading of carrying points taking into account the interaction of support elements with the soil.

Ключові слова: кран, погрузчик, экскаватор, технологическая машина, опорно-ходовые элементы, математическая модель, условия опирания, распределение нагрузок, опорный контур, четырех и много точечная система опирания.

Keywords: cranes, loaders, escalator, technological machine, carrying and propelling element, mathematical model, terms and conditions of supporting, allocation of loads, support circuit, four and multi-point system of supporting.

Постановка проблеми. Безпечна експлуатація підйомно-транспортних і землерийних машин, в першу чергу пов'язана зі стійким становищем машин в процесі виконання технологічних операцій з підймання і переміщення вантажів підйомними кранами, виїмці (копання) і переміщенні ґрунтів землерийними машинами - екскаваторами, а так само при виконанні допоміжних вантажно розвантажувальних робіт кранами, екскаваторами або навантажувачами. При цьому опорна частина машини може мати різні по конструкції і виконання опорно-ходові елементи, наприклад: пневмо колеса в автомобільних кранах; гусеничні ланцюги або опорні лижі у екскаваторів; або спеціальні шасі у навантажувачів. Зазначені опорно-ходові елементи в процесі роботи відчують змінні навантаження, викликані

вальних робіт кранами, екскаваторами або навантажувачами. При цьому опорна частина машини може мати різні по конструкції і виконання опорно-ходові елементи, наприклад: пневмо колеса в автомобільних кранах; гусеничні ланцюги або опорні лижі у екскаваторів; або спеціальні шасі у навантажувачів. Зазначені опорно-ходові елементи в процесі роботи відчують змінні навантаження, викликані

поворотом навантаженої частини машин (поворотною платформою з механізмами), зміною зовнішнього навантаження при підйомі - опусканні вантажів кранами і навантажувачами або копанні - транспортуванні та розвантаженні ковшів екскаваторами. Таким чином навантаження можуть змінюватися в досить широких межах, що в свою чергу веде до зміни процесу передачі навантажень від конструкції машини, а відповідно і станом ґрунтової або іншої опорної площини і саме процес зміни опорних навантажень може викликати деформацію опорної площини і порушення стійкого положення кранів або екскаваторів.

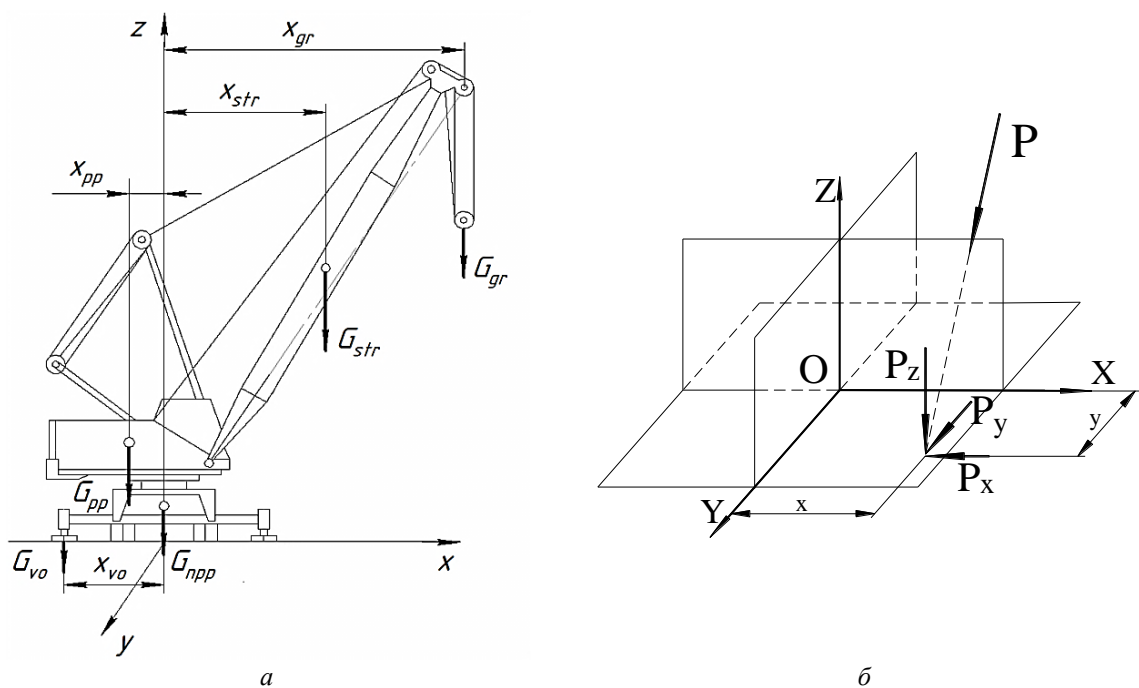
Аналіз досліджень. Існуючі в цій галузі дослідження дозволяють враховувати можливі зміни зовнішніх навантажень і сил тяжіння машини без урахування динаміки процесу взаємодії з ґрунтом, тобто передачею тисків на ґрунт з одночасною його деформацією, тобто не враховується вплив механічних властивостей ґрунту або іншої опорної поверхні і їх зміни з урахуванням змінного характеру і стану ґрунту.

Мета роботи. У даній роботі пропонується вирішити науково-технічну задачу по розробці методики розрахунку навантажень на опорно-ходові елементи кранів, екскаваторів або навантажувачів з урахуванням можливої деформації опорної площини. Під опорною площиною надалі ми маємо на увазі можливе її стан у вигляді ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями або бетонно-асфальтові покриття або інші спеціальні покриття, фізико-механічні характеристики яких відомі. Для вирішення поставленого завдання передбачається розробити математичну модель процесу навантаження опорно-ходових елементів з урахуванням конструкції і взаємодії з опорною площиною.

Викладення основного матеріалу. Розрахунків навантажень на опорно-ходові елементи виконується відповідно нормативних документів та досліджень і існуючих методик [1,2,3], основні вимоги яких зводяться до визначення коефіцієнта вантажної стійкості з урахуванням можливих змін положення вантажу (гака, грейфера, ковша або спеціального вантажозахоплюючого обладнання), урахування впливу жорсткості металевих конструкцій і опорно-ходових елементів на стійкість машин. Але при цьому не враховується процес взаємодії опорних елементів з ґрунтом та можливий перерозподіл навантажень в процесі деформації ґрунта чи іншої опорної поверхні. крану виробляється при дії випробувального навантаження, дії вантажу (вантажна стійкість), відсутності вантажу (власна стійкість), раптового знятті навантаження і монтажі (демонтажі).

Як показав аналіз методик визначення навантажень на опорні елементи та методик визначення стійкості крана в розрахунку ці методики не дозволяють врахувати такі питання як: визначення взаємного впливу зовнішніх навантажень на кран та характеру взаємодії опорних елементів з опорною площиною, що має властивість деформуватися під опорою, при різних умовах роботи.

Питання стійкості технологічних машин до яких можна віднести вантажопідйомні крани, екскаватори, навантажувачі, як показав аналіз досліджень, вирішується через коефіцієнт стійкості, який визначають для різних умов роботи без урахування перерозподілу навантажень на окремі опорно-ходові елементи. Для більш детального розгляду навантажень розглянемо одну із найбільш поширених конструктивних схем на прикладі стрілового крана, яка представлена на рис.1, при цьому приймемо слідкуючий підхід.



а – просторове представлення крана; б – схема розкладання сил

Рисунок 1 – Узагальнена схема впливу зовнішніх навантажень на жорстку раму стрілового крана

Стріловий самохідний кран являє собою складну систему, складається з великої кількості деталей і вузлів. Тому для спрощення розрахунків кран поділяємо на декілька окремих структурних елементів.

Структурна схема дає змогу розглянути взаємодію складових елементів крану та розробити математичну модель для розрахунків навантажень на опорні елементи машини.

Навантаження опор під час роботи носить просторовий характер, для чого приймаємо узагальнену схему впливу зовнішніх навантажень, що діють на жорстку раму крана.

Для стрілових самохідних кранів прийнято ХОУ опорною площиною крану, а ось Z є віссю обертання поворотної частини крану. Після знаходження точки перетину сили P з опорною площиною розкладаємо силу P в ній на три складові: P_x , P_y , P_z .

Моменти сил відносно координатних осей:

$$M_x = \sum P z_i \cdot y_i;$$

$$M_y = \sum P z_i \cdot x_i;$$

$$M_z = \sum P x_i \cdot y_i + P y_i \cdot x_i,$$

де M_x , M_y – моменти всіх сил відповідно відносно осей X та Y.

Величина рівнодіючої сили

$$Q_\Sigma = \sum P z_i;$$

де Q_Σ – проекція всіх сил, діючих на систему, на вісь Z.

Параметрами, які моделюються є навантаження опор P_i , а параметрами, якими можна варіювати є зусилля G_i , вага вантажу G_{gr} , геометричні розміри L_i .

Для визначення навантажень на опори зробимо наступні припущення:

- 1) ґрунт під окремо взятою опорою являє собою однорідне тіло, зв'язок між тиском опори і деформацією ґрунту лінійний;
- 2) рама крану абсолютно жорстка;
- 3) умови навантаження опор однакові;
- 4) навантаження з боку вантажу та мас елементів відоме;
- 5) допущення, які приймаються в теорії пружності.

Система спирання й передачі навантаження на опорну площину наступна: вага усієї машини сприймається рамою крану, яка передає це навантаження на чотири опорні елемента, вони, у свою чергу, спираються безпосередньо на опорну поверхню див. рис. 1.

Для вирішення задач правильної побудови опорної площадки та визначення стійкості складемо структурну схему стрілового самохідного крана

Схема, яка відображає взаємодію жорсткої опорної рами стрілового крану з опорною поверхнею, яка має певний коефіцієнт жорсткості представлена на рисунку 2. У цій схемі основні навантаження зображені у вигляді рівнодіючої сили Q, яка прикладена по осі обертання на жорстку металеву конструкцію у вигляді паралелепіпеда. Реакція ґрунту, що деформується, з коефіцієнтом податливості k_i , на який опирається опорна площа площиною F, замінена дією пружного елемента з певною жорсткістю. На опорну частину діє обертовий момент.

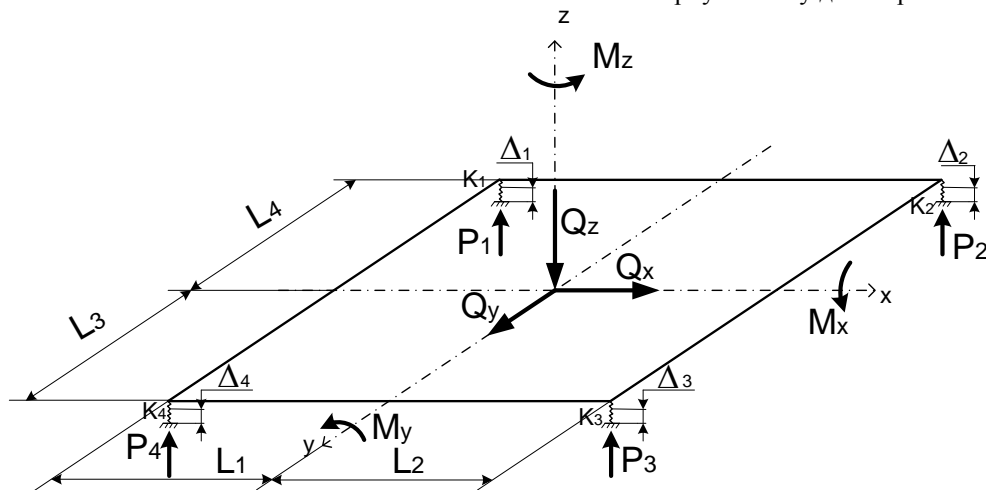


Рисунок 2 – Розрахункова схема для чотирьохопорної системи

Для визначення деформації ґрунту використаємо відомі залежності, при цьому величину деформації опорної поверхні (ґрунту), позначимо її в подальшому через h , а глибина занурення опорно-ходових елементів і жорсткість опорної площини крана, наприклад ґрунту можна визначити по відомим залежностям [4].

$$h = k \cdot \frac{P}{F}, \quad (1)$$

де h – деформація ґрунту під опорним елементом, см;

P – зусилля з боку опори на ґрунт, Н;

F – площа опорної поверхні, см^2 ;

k – коефіцієнт податливості ґрунту, $\text{см}^3/\text{даН}$.

Для визначення реакцій опор P_i складемо рівняння рівноваги машини.

Проекція всіх сил на вісь Z, та сума моментів сил відносно осей X та Y:

$$\sum P_z = 0; \sum M_x = 0; \sum M_y = 0;$$

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 - Q_z = 0, \quad (2)$$

де P_i – реакції ґрунту на опорні елементи, які прикладені в точках контакту;

M_x – моменти усіх сил відносно осі X;

$$P_1 \cdot L_4 + P_2 \cdot L_4 - P_3 \cdot L_3 - P_4 \cdot L_3 + M_x = 0, \quad (3)$$

P_i – реакції опор на опорні елементи;

L_i – відстань від центру до i -ої опори.

$$-P_1 \cdot L_1 + P_2 \cdot L_2 + P_3 \cdot L_3 - P_4 \cdot L_1 - M_y = 0, \quad (4)$$

де P_i – реакції опор на опорні елементи;

L_i – відстань від центру до i -ої опори.

Скористаємось припущенням, що ходова рама абсолютно жорстка, отже, для жорсткої системи спирання при будь-яких переміщеннях (зануреннях опорних точок у ґрунт) опорних точок, усі вони знаходяться в одній площині. Отже, деформацію ґрунту та навантаження на опорні елементи можна знайти визначив цю площину. Площину визначимо в координатах X-Y-h. Координата h є глибиною занурення опорної точки в ґрунт, а координати X и Y визначають розташування опорних точок, скористаємось координатами трьох будь-яких опорних точок, які не лежать на одній прямій (див. рис. 2).

Запишемо рівняння площини у матричному виді

$$\begin{vmatrix} x - x_1 & y - y_1 & h - h_1 \\ x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & h_2 - h_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & h_3 - h_1 \end{vmatrix} = 0. \quad (5)$$

Після проведення всіх перетворень із урахуванням прийнятих допущень [4, 5] отриману систему рівнянь, запишемо у матричному виді:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ L_4 & L_4 & -L_3 & -L_3 \\ -L_1 & L_2 & L_3 & -L_4 \\ \frac{k_1 \cdot u_1}{F_1} & \frac{k_2 \cdot u_2}{F_2} & \frac{k_3 \cdot u_3}{F_3} & \frac{k_4 \cdot e}{F_4} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ Mx \\ My \\ 0 \end{bmatrix}$$

Через те, що розподіл навантаження на опори носить змінний характер, залежить не тільки від ваги вантажу, але й від положення поворотної частини щодо неповоротної, від вильоту стріли, відбувається постійна зміна значень моментів сил відносно осей X і Y у процесі роботи крану. Тому для вирішення задачі по дослідженню навантажень на опорно-ходові елементи застосовано програмні Maple, згідно з розробленим алгоритмом рис. 3.

За допомогою програми у пакеті Maple був проведений аналіз зміни завантаженості опорних елементів стрілового крану при роботі крану за розробленою методикою.

Слід зазначити, що якщо в якості вихідних даних (площі опорної поверхні під кожною опорою, коефіцієнтів жорсткості) прийняти дійсні значення, можна крім навантажень на опори визначити глибину занурення кожної опорної точки. Якщо ж всі вищезгадані значення коефіцієнтів задані рівними одиниці то у результаті будуть визначені навантаження на опори за умови роботи машини на плоскій поверхні ґрунту, що дозволить провести їх аналіз та виявити перерозподіл навантажень в процесі повороту крана.



Рисунок 3 – Алгоритм розрахунку

Для спрощення розрахунків скористаємось допущенням, що умови навантаження опор однакові, тому площі опорних поверхонь рівні між собою та мають однаковий коефіцієнт податливості, а, отже, вони скорочуються у процесі розрахунку і не потребують визначення.

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки при повороті стріли крану на 360° . При розрахунках приймемо: - кут підйому стріли $\alpha=0^\circ$; - кути стоянки крану $\gamma=0^\circ, \theta=0^\circ$.

Графік зміни і розподілення навантажень між опорами для вказаного випадку показано на рисунку 4.

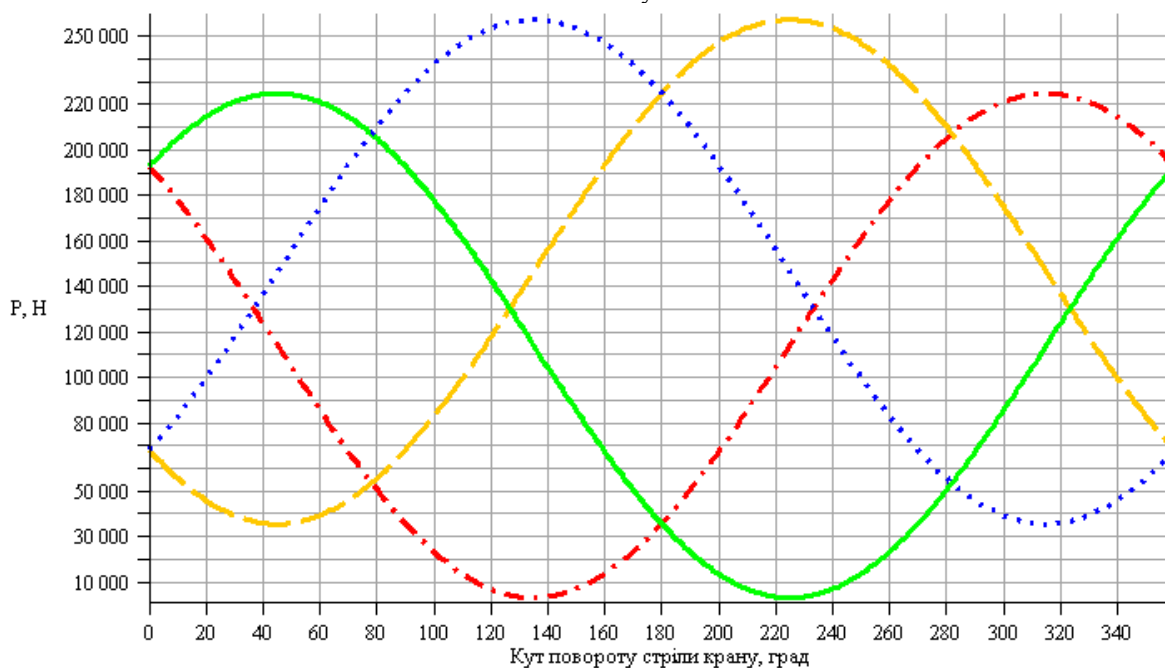


Рисунок 4 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при повороті стріли крану
Примітка. Використані умовні позначення

- – P₃;
- · - · - – P₂;
- · - · - – P₄;
- · - · - – P₁

Значний вплив мають також такі фактори, як нерівність опорної поверхні, що приводить до перевантаження одних і малого навантаження інших опорних точок. При повороті стріли крану на кут від 100° до 170° спостерігається відрив другою опори і перерозподіл навантажень між трьома опорними елементами, навантаження від цієї опори в

основному сприймає 4 опора, бачимо скачок навантаження цієї опорної точки на графіку.

Графік зміни і розподілення навантажень між опорами для вказаного випадку показано на рисунку 5.

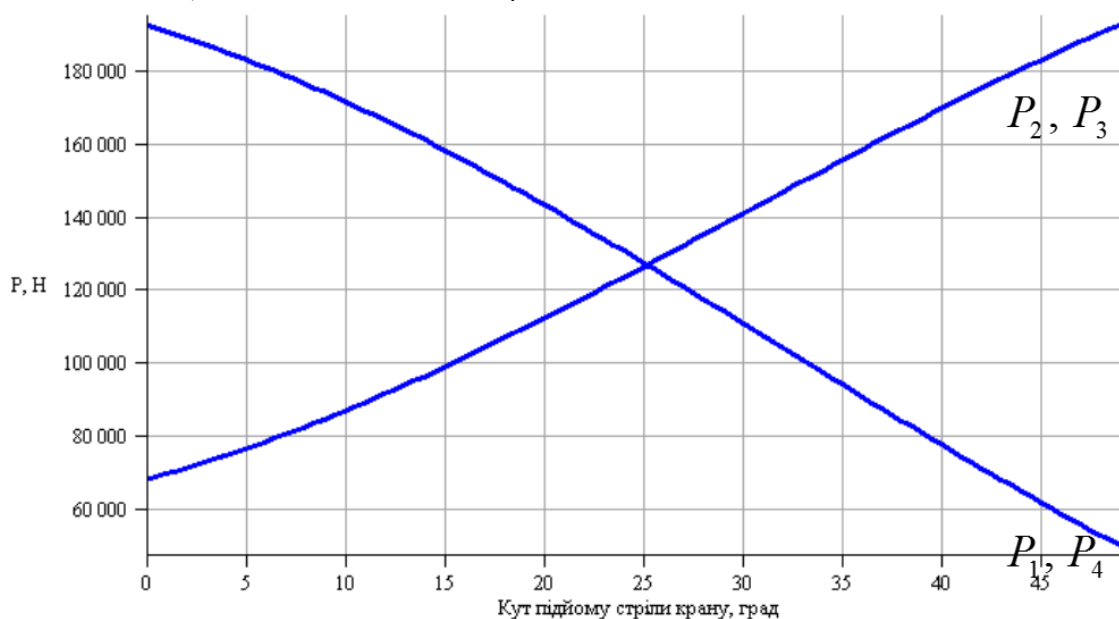


Рисунок 5 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при зміні вильоту стріли

Слід зазначити, що якщо в якості вихідних даних (площі опорної поверхні під кожною опорою, коефіцієнтів жорсткості) прийняти дійсні значення, можна крім навантажень на опори визначити глибину занурення кожної опорної точки. Якщо ж всі вищезгадані значення коефіцієнтів задані рівними одиниці то у результаті будуть визначені навантаження на опори за умови роботи машини на плоскій поверхні ґрунту, що дозволить провести їх аналіз та виявити перерозподіл навантажень в процесі повороту крана.

Аналіз графіків, зображених на рисунках 4, 5, дозволяє зробити такі висновки:

- навантаження опорних елементів у процесі роботи крану носить коливальний характер;
- навантаження, виникаючі в опорах крану, змінюються у широких межах в залежності від положення елементів крану.
- при зміні вильоту 1 та 4 опори витримують однакові навантаження у межах від 68 до 190 кН, а 2 та 3 – від 190 до 50 кН;
- при повороті стріли крану найбільші навантаження спостерігаються під опорами 1 та 4 і складають $P=250$ кН, а найменші – під опорами 2 та 3 і складають $P=5$ кН;
- при куті повороту стріли крану $\beta=135^\circ$ друга опора є майже розвантаженою, а при куті повороту $\beta=225^\circ$ третя опора майже виключається з роботи.

Висновки.

1. Розроблені розрахункові схеми та математичні моделі відображають взаємодію опорних контурів стрілових самохідних кранів з опорною площиною, наприклад ґрунтом який може мати різні коефіцієнти податливості під кожною із опор, що веде до зміни навантажень на окремі опорно-ходові елементи так як наприклад ауригери у пневмоколісних кранів, колеса рейкового механізму пересування, опорні катки і ланки гусеничних механізмів пересування.

2. Отримані залежності та системи рівнянь дозволили розробити алгоритм та провести за допомогою пакета Maple теоретичні дослідження навантаженості опорних елементів кранів з різними характеристиками опорних площин при можливій зміні вильоту вантажу та різних кутів повороту відносно вертикальної вісі.

3. В результаті теоретичних досліджень установлено, що навантаження опорних елементів у процесі роботи крана носять коливальний характер, а їх величина змінюється в досить широких межах в залежності від коефіцієнтів податливості (жорсткості) опорної поверхні від $P_i = (0\dots 10\%)G_{кр+в}$ до $P_i = (60\dots 90\%)G_{кр+в}$, що дає можливість встановити максимальні навантаження на опорні елементи і рекомендувати їх до розрахунків при проектуванні стрілових самохідних кранів.

Література

1. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин: Сокр. Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1980 – 255с., ил.
2. Вайнсон А. А. Строительные краны / А. А. Вайнсон. – М. Машиностроение, 1969. – 488 с.
3. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. ДНАОП NO – К.: 1994. – 260с.
4. Іваненко О. І., Крупко І. В., Єрмакова С. О. Теоретичні дослідження стійкості баштового крану з урахуванням розподілу навантажень на опори. Одеський національний політехнічний університет, Підійомно-транспортна академія наук України // Підійомно-транспортна техніка. 3 (64) – м. Одеса – 2002р.
5. Домбровский Н.Г. Теория и расчёт гусеничного движителя землеройных машин/ Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский, И.М. Гомозов, В.М. Гиллис. – К.: Техника, 1970. – 192с.