

Донбаська державна машинобудівна академія  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису

**Єрмакова Світлана Олександрівна**

**УДК 621.873.11:629.3.017**

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ОБГРУНТУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНО-ХОДОВЕ  
ОБЛАДНАННЯ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело \_\_\_\_\_ Єрмакова С.О.

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Крупко Валерій Григорович, кандидат технічних наук,  
доцент

Харків - 2021

## АНОТАЦІЯ

Єрмакова С.О. Обґрунтування навантажень на опорно-ходове обладнання стрілових самохідних кранів. – Кваліфікаційна наукова праця на права рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – піднімально-транспортні машини. - Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної наукової задачі, яка полягає в розробці й удосконаленню методів визначення навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів та пошуку шляхів їх зменшення при роботі в складних умовах.

Проведений аналіз сучасного стану наукових досліджень і методів розрахунку навантажень на опорно-ходові елементи та стійкості стрілових кранів дозволив визначити основні напрямки підвищення їх безпечної експлуатації на підставі урахування, в процесі роботи кранів, взаємодії опорних елементів з опорною площиною.

В дисертаційній роботі, на основі загальноприйнятих відомих математичних методів розроблена методика визначення навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів, маючих жорстку раму з'єднану з опорним контуром, з урахуванням конструкції опорної частини машини і фізико-механічних характеристик площини на яку спирається кран.

На закон розподілу навантажень опорно-ходових елементів впливає значна кількість факторів, серед яких в першу чергу слід виділити: положення і величину рівнодіючих сил, що діють на металоконструкцію, поворотну платформу, жорстку раму і опорно-ходові елементи крана; конструкцію опорно-ходової частини і рами та спосіб передачі

навантажень на них; умови взаємодії опорно-ходових елементів з площиною, на яку спирається кран, та її фізико-механічні характеристики.

Обґрунтовані основні параметри, що впливають на процес взаємодії опорних елементів з опорною площиною, а саме: зусилля від вантажу, поворотної платформи; вітрові навантаження; геометричні розміри опорного контуру, опорних елементів; фізико-механічних характеристик ґрунтів. Отримані математичні залежності навантажень від вказаних параметрів дозволяють визначити величину та характер їх зміни в процесі роботи крана для чотирьох і багатоопорних контурів та врахувати їх можливий перерозподіл між окремими опорами.

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.

Встановлено, що в процесі роботи стрілових самохідних кранів при підйомі – опусканні вантажу виникають значні динамічні навантаження, які впливають на стійкість кранів та перерозподіл навантажень на опорно-ходові елементи. Запропонована методика визначення цих динамічних навантажень теоретичним шляхом, для чого використано математичну модель з урахуванням основних складових процесу навантаження стрілової системи підвіски і взаємодії їх з металевою конструкцією крана.

За розрахунковими схемами складена математична модель яка враховує жорсткість, інерційність та переміщення системи. За допомогою математичної моделі проведений теоретичний розрахунок і отримані діаграми амплітуди коливань системи, за якими визначено систему з найменшою частиною та часом згасання коливань, що відповідає балочній системі підвісу стріли зі зменшеною жорсткістю. Розроблена математична модель, яка дозволила визначити коефіцієнт динаміки для різних систем підвісу стріли та за рахунок зміни параметрів системи знайти оптимальний

варіант, в якому частота коливань та час їх затухання зменшилися відповідно на 1/3 та в 6 разів.

Проведено приблизне моделювання та розробка фізичної моделі експериментальної установки при коефіцієнті подібності рівним 10, що дозволило провести експериментальні дослідження і отримати осцилограми навантажень які підтверджують теоретичні розрахунки. Середня похибка не більше 13,4%.

Для перевірки результатів теоретичних досліджень по визначенню навантажень на опорно-ходові елементи складних багатоопорних контурів була розроблена фізична модель самохідного стрілового крана МКГ-25БР, визначені і обґрунтовані критерії подібності, масштабні коефіцієнти переходу від натури до фізичної моделі. Таким чином розроблена конструкція фізичної моделі стрілового гусеничного крана МКГ-25БР з лінійним масштабним коефіцієнтом  $k_{сер}^l = 10,22$ . Перевірка за критерієм подібності показала відповідність параметрів моделі стрілового самохідного крана. Масштабні коефіцієнти отримані розрахунковим та експериментальним шляхами адекватні, похибка становить до 18%. Експериментальні дослідження навантажень на опорно-ходове обладнання, яке передбачається проводити на фізичній моделі підтверджені попередніми результатами розрахунку. Розроблена методика експериментальних досліджень, яка включила різні положення стріли відносно механізм пересування.

За розробленою методикою на фізичній моделі були проведені експериментальні дослідження навантажень на опорно-ходові елементи для найбільш несприятливих умов роботи крана при спиранні контуру на три і чотири точки, які в реальних умовах можливі для всіх типів кранів при роботі з аутригерами чи іншими опорними конструкціями. Обробка результатів експериментальних досліджень методами математичної статистики дозволила встановити, що в процесі роботи крана

навантаження на окремі опорно-ходові елементи змінюються в значних межах, а саме від  $G_{\min} = 0...10\%$  від ваги крана з вантажем до  $60...90\%$  від загальної ваги і навіть, в критичному випадку, до повної ваги крана, причому ці  $60\%$  або вся вага крана з вантажем можуть припадати на один опорний елемент, наприклад на аутригер пневмоколісного крана або на опору у вигляді котка гусеничного рушія, або одну з ланок гусеничного ланцюга. Похибка експериментальних досліджень на опорно-ходові елементи порівняно з теоретичними склала  $18,6\%$ . Експериментальними дослідженнями підтверджено, що навантаження на опорно-ходові елементи носять коливальний характер з періодом коливань, який відповідає поверненню стріли з вантажем на кут  $\varphi_{\text{пов}} = 90 - 130^\circ$ .

Вперше отримано математичні моделі, які описують процес взаємодії опорно-ходових елементів стрілових самохідних кранів і їх контурів з опорною площиною у вигляді ґрунту, який має різні коефіцієнти податливості або жорсткості, що дозволили визначити величину навантажень на опорно-ходові елементи та характер їх перерозподілу на окремі опори в процесі роботи крана. Обґрунтована доцільність застосування наведених методик для визначення навантажень на опорні елементи чотирьох, восьми та багатоопорних контурів стрілових кранів.

Результати теоретичних досліджень показали значні зміни навантажень на окремі опори, які змінюються в межах від  $(0...10\%)G_{\text{кр+в}}$  від ваги крана з вантажем до  $(60...100\%)G_{\text{кр+в}}$ , що необхідно враховувати при визначенні стійкості кранів в залежності від характеристик опорної площини.

Розроблені фізичні моделі та методики дослідження навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів за допомогою тензорегістраційного метода та проведені експериментальні дослідження, які показали адекватність теоретичних і експериментальних досліджень з похибкою від  $13,6\%$  для дослідження динамічних навантажень до  $18\%$  для

досліджень навантажень на опорно-ходові елементи чотирьохопорного контуру і до 22% для багатоопорного контуру при взаємодії їх з ґрунтом. Окремо проведені експерименти на фізичній моделі крана з чотирьохопорним контуром на жорсткій поверхні показали нерівномірність навантаження на окремі опори і втрату стійкості моделі при раптовому знятті навантажень з вантажозахоплюючого або вантажоутримуючого органу.

### **Наукова новизна отриманих результатів.**

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розробці наукових основ оцінки навантаженості опорних елементів стрілових самохідних кранів:

- вперше розроблена математична модель формування та зміни навантажень на опорні елементи стрілових самохідних кранів за різних кутів повороту стріли з вантажем;

- вперше розроблена методика, яка враховує як звичайні (статичні) так і динамічні навантаження на опорно-поворотне і ходове обладнання кранів з різною конструкцією підвісу стріли;

- встановлено залежності по визначенню контактних напружень ґрунту в зоні взаємодії опорних елементів з зовнішнім середовищем.

Отримали подальшого розвитку:

- математичні залежності по визначенню стійкості стрілових самохідних кранів з урахуванням механічних властивостей опорної поверхні кранів;

- уточнення процесів взаємодії опорних елементів різної форми та їх можливого розташування відносно осі обертання кранів.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Розроблено математичну модель визначення та перерозподілу навантажень на опорно-ходові елементи самохідних стрілових кранів в залежності від геометрії опорних контурів, які дозволяють проводити

оцінку навантажень на окремі опори з урахуванням механічних властивостей поверхні на якій розташовані крани.

Обґрунтовано методику визначення динамічних навантажень на обертальну і опорно-ходову частину кранів та їх вплив на стійкість стрілових самохідних кранів та навантаженість опор.

Отримані аналітичні залежності мають практичну цінність, що полягає в їх використанні під час проектування та експлуатації самохідних стрілових кранів з метою підвищення безпеки при різних мовах роботи.

Результати роботи впроваджені в ПрАТ «Науково-дослідницькому і проектно-технологічному інституті машинобудування».

Результати роботи використовуються в науковій та навчальній роботі кафедри «Підйомно-транспортних машин» Донбаської державної машинобудівної академії при викладанні розділів дисциплін «Спеціальні крани» та «Машини для земляних, дорожніх і меліоративних робіт» для освітнього рівня бакалавр, а також в курсових та науково-дослідних роботах магістрів при дослідженнях стійкості стрілових кранів, навантаженості опор і механізмів пересування, та впливу динамічних навантажень на опорно-ходові елементи кранів та універсальних екскаваторів.

**Ключові слова:** стріловий самохідний кран, опорно-ходове обладнання, опорні елементи, опорний контур, опорна площа, стійкість, навантаженість, динамічні навантаження, демпфуючий пристрій.

## SUMMARY

Yermakova S. Substantiation of loads on the support and running equipment of self-propelled jib cranes. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.05.05 - hoisting-and-transport cars. - Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the decision of an actual scientific problem which consists in development and perfection of methods of definition of loadings on basic and running elements of jib self - propelled cranes and search of ways of their reduction at work in difficult conditions.

The analysis of the current state of research and methods of calculating the loads on the supporting elements and the stability of jib cranes allowed determining the main directions of improving their safe operation on the basis of taking into account the operation of cranes, the interaction of support elements with the support plane.

In the dissertation, based on conventional mathematical methods, a method for determining the loads on the support and running elements of self-propelled jib cranes having a rigid frame connected to the support circuit, taking into account the design of the supporting part of the machine and physical and mechanical characteristics of the plane on which the crane rests.

The law of distribution of loads of supporting and running elements is influenced by a considerable number of factors among which first of all it is necessary to allocate: position and size of equal forces operating on a metalwork, a rotary platform, a rigid frame and supporting and running elements of the crane; the design of the support and running gear and frame and the method of transferring loads to them; conditions of interaction of support and

running elements with the plane on which the crane rests, and its physical and mechanical characteristics.

The main parameters influencing the process of interaction of the support elements with the support plane are substantiated, namely: forces from the load, the rotary platform; wind loads; geometric dimensions of the reference circuit, support elements; physical and mechanical characteristics of soils. The obtained mathematical dependences of loads on the specified parameters allow to determine the magnitude and nature of their change during the operation of the crane for four and multi-support circuits and to take into account their possible redistribution between individual supports.

The obtained dependences and systems of equations allowed to develop an algorithm and to carry out with the help of the Maple package theoretical researches of loading of basic elements of cranes with different characteristics of basic planes at possible change of departure of freight and various angles of turn concerning a vertical axis.

It is established that in the process of operation of jib self-propelled cranes during lifting - lowering of the load there are significant dynamic loads, which affect the stability of the cranes and the redistribution of loads on the supporting and running elements. A method of determining these dynamic loads in a theoretical way is proposed, for which a mathematical model is used taking into account the main components of the process of loading the boom of the suspension and their interaction with the metal structure of the crane.

According to the calculation schemes, a mathematical model is compiled that takes into account the rigidity, inertia and displacement of the system. With the help of a mathematical model, a theoretical calculation was performed and diagrams of the amplitude of oscillations of the system were obtained, which determined the system with the smallest part and damping time of oscillations, which corresponds to the beam suspension system with reduced rigidity. A mathematical model was developed, which allowed determining the dynamics coefficient for different boom suspension systems and by changing the system

parameters to find the optimal variant in which the oscillation frequency and attenuation time decreased by 1/3 and 6 times, respectively.

Approximate modeling and development of a physical model of the experimental setup with a similarity coefficient of 10, which allowed to conduct experimental studies and obtain waveforms of loads that confirm the theoretical calculations. The average error is not more than 13,4%.

To verify the results of theoretical research to determine the loads on the support and running elements of complex multi-support circuits, a physical model of self-propelled jib crane ACC-25BS was developed, similarity criteria, scale factors of transition from nature to physical model were determined and substantiated. Thus, the design of the physical model of the jib crawler crane ACC-25BS with a linear scale factor  $k_{cep}^l = 10,22$  was developed. The similarity check showed that the parameters of the self-propelled jib crane model corresponded. Scale coefficients obtained by calculation and experimental methods are adequate, the error is up to 18%. Experimental studies of loads on the supporting and running equipment, which is supposed to be carried out on a physical model, are confirmed by the preliminary results of the calculation. The technique of experimental researches which included various positions of an arrow concerning the movement mechanism is developed.

According to the developed method on the physical model were conducted experimental studies of loads on the supporting elements for the most unfavorable conditions of the crane when stopping the circuit at three and four points, which in real conditions are possible for all types of cranes when working with outriggers or other supporting structures. Processing of results of experimental researches by methods of mathematical statistics allowed to establish that in the course of work of the crane loadings on separate basic and running elements change in considerable limits, namely from weight of the crane with loading to 60 ... 90% of total weight and even, in critical case, to the full weight of the crane, and these 60% or the entire weight of the crane with the

load may fall on one support element, such as an outrigger pneumatic wheel crane or a support in the form of a roller caterpillar, or one of the links of the caterpillar chain. The error of experimental studies on the supporting and running elements compared to the theoretical was 18.6%. Experimental studies have confirmed that the load on the support and running elements are oscillating in nature with a period of oscillation, which corresponds to the return of the boom with the load at an angle  $\varphi_{\text{turn}} = 90 - 130^\circ$ .

For the first time, mathematical models were obtained that describe the process of interaction of supporting and running elements of self-propelled jib cranes and their contours with the supporting plane in the form of soil having different coefficients of pliability or stiffness, which allowed to determine support during crane operation. The expediency of application of the given techniques for definition of loadings on basic elements of four, eight and multi-support contours of jib cranes is substantiated.

The results of theoretical studies have shown significant changes in loads on individual supports, which vary from  $(0...10\%)G_{kp+e}$  the weight of the crane with the load to  $(60...100\%)G_{kp+e}$ , which must be taken into account when determining the stability of cranes depending on the characteristics of the support plane.

Physical models and methods of research of loadings on support-running elements of jib self-propelled cranes by means of a tensor registration method are developed and experimental researches which have shown adequacy of theoretical and experimental researches with an error from 13,6% for research of dynamic loadings to 18% for researches of loadings on basic - running elements of a four-support contour and to 22% for a multi-support contour at their interaction with soil. Separate experiments on a physical model of a crane with a four-support contour on a hard surface showed uneven load on individual supports and loss of stability of the model when suddenly removing loads from the load-carrying or load-holding body.

### **Scientific novelty of the obtained results.**

The scientific novelty of the obtained results lies in the development of scientific bases for estimating the load of the supporting elements of self-propelled jib cranes:

- for the first time a mathematical model of formation and change of loads on the supporting elements of self-propelled jib cranes at different angles of rotation of the boom with the load;
- for the first time a technique was developed that takes into account both normal (static) and dynamic loads on the support-rotary and running equipment of cranes with different design of the boom suspension;
- dependences on determination of contact stresses of soil in a zone of interaction of basic elements with external environment are established.

Received further development:

- mathematical dependences on determination of stability of jib self-propelled cranes taking into account mechanical properties of a basic surface of cranes;
- specification of the processes of interaction of support elements of different shapes and their possible location relative to the axis of rotation of the cranes.

### **The practical significance of the results.**

A mathematical model for determining and redistributing loads on the support and running elements of self-propelled jib cranes depending on the geometry of the support circuits, which allow to estimate the loads on individual supports taking into account the mechanical properties of the surface on which the cranes are located.

The method of determining the dynamic loads on the rotating and supporting-running part of the cranes and their influence on the stability of jib self-propelled cranes and the load of the supports is substantiated.

The obtained analytical dependences have practical value, which consists in their use during the design and operation of self-propelled jib cranes in order to increase safety in different languages.

The results of the work are implemented in PJSC "Research and Design and Technology Institute of Mechanical Engineering".

The results of the work are used in the scientific and educational work of the Department of Lifting and Transport Machines of the Donbas State Machine-Building Academy in teaching sections of the disciplines "Special Cranes" and "Machines for earthworks, road and reclamation works" for bachelor's degree, as well as in course and scientific research works of masters at researches of stability of jib cranes, loading of supports and mechanisms of movement, and influence of dynamic loadings on support and running elements of cranes and universal excavators.

**Keywords:** self-propelled jib crane, support and running equipment, support elements, support contour, reference plane, stability, load, dynamic loads, damping device.

### Список публікацій здобувача

1 Крупко В.Г., Койнаш В.А., Ермакова С.А. (Козюлькина С.А.) Методика определения устойчивости железнодорожного крана 7Ж72 с учетом условий опирания аутригеров на грунт / Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту // Техніка та технологія виконання будівельних, колійних та перевантажувальних робіт на транспорті. Випуск 58. - Харків 2004. – С. 30-35.

2 Ермакова С.А. (Козюлькина С.А.) Оценка нагруженности аутригеров стреловых кранов / Перспективные технологии и оборудование производства подъемно-транспортных машин и шахтного оборудования: Тезисы IV Международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов «Интеллект молодых – производству 2005». – Краматорск: ОА «НКМЗ». – 2005. – С. 106-107.

3 Ермакова С.А. (Козюлькина С.А.) Обоснование нагрузок на опорные элементы кранов на рельсовом ходу / Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури // Матеріали IVміжнародної наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів. Випуск 2005-4 (52). – Макіївка. – 2005 – С. 123-126.

4 Крупко В.Г., Ермакова С.А. (Козюлькина С.А.) Анализ устойчивости железнодорожных кранов / Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури // Технологія, організація, механізація та геодезичне забезпечення будівництва. Випуск 2006-6 (62). – Макіївка. – 2006 – С. 159-161.

5 Ермакова С.А. (Козюлькина С.А.), Крупко В.Г. Математическое моделирование нагруженности опорных элементов стреловых кранов / Сборник материалов первой международной научно-технической конференции молодых специалистов «Азовмаш - 2006» // Секция проектирования эксплуатации и ремонта горно-кранового оборудования.

Тезиси: ОАО «Азовмаш» (10 июня 2006года, г. Мариуполь). – Мариуполь. – 2006. – С. 38.

6 Крупко В.Г., Койнаш В.О., Єрмакова С.О. Обґрунтування навантажень на гусеничні рушії землерийних машин // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Выпуск 31. - Харьков. - 2012 - С. 178-182.

7 Єрмакова С.А. Анализ параметров и нагруженности опорного оборудования самоходных стреловых кранов / Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. Випуск № 1 (30) 2013. - Краматорськ. – С. 48-52.

8 Єрмакова С.А. Анализ параметров опорных контуров стреловых кранов / Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку // Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції (4-6 червня 2013 року). – Краматорськ: ДДМА, 2013. - С. 47.

9 Єрмакова С.О., Крупко В.Г. Основні шляхи підвищення безпеки і надійності експлуатації стрілових кранів / Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета / Сборник научных трудов. Выпуск 65-66. - Х.: 2014. – 311 с. С. 189-192.

10 Єрмакова С.О. Стійкість кранів у надзвичайних умовах експлуатації / Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку // Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції (23-24 вересня 2014 року). – Краматорськ: ДДМА, 2014. - С. 36.

11 Крупко В.Г., Єрмакова С.О. Моделювання систем підвісу стріл одноківшових екскаваторів та самохідних кранів / Одеський національний політехнічний університет, Підйомно-транспортна академія наук України // Підйомно-транспортна техніка. 3(59) – м. Одеса – 2018р. – С. 93-99.

12 Крупко В.Г., Єрмакова С.О. Дослідження динамічних навантажень в балочній стріловій підвісці універсальних екскаваторів та

кранів // Наукові вісті Далівського університету / Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. №15 – 2018.

13 Єрмакова С.О. Дослідження стійкості стрілових самохідних кранів / Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна // Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів». (21-23 травня 2018 р.)- Дніпро. – 2018. – С. 14-15.

14 Єрмакова С.О. Дослідження умов роботи стрілових самохідних кранів / Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку // Матеріали XVI міжнародної науково-технічної конференції (29-31 травня 2018 року). – Краматорськ: ДДМА, 2018. - С. 24.

15 Єрмакова С.А. Устойчивость как основной критерий безаварийной работы самоходных кранов / Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції (31 жовтня – 02 листопада 2018 року). - Краматорськ: ДДМА, 2018. - С. 53-54.

16 Єрмакова С.О. Шляхи забезпечення надійної та безпечної роботи стрілових самохідних кранів / Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку // Матеріали XVII міжнародної науково-технічної конференції (04-07 травня 2019 року). – Краматорськ: ДДМА, 2019. - С. 34.

17 Іваненко О.І., Крупко І.В., Єрмакова С.О. Дослідження стійкості баштових кранів з урахуванням розподілу навантажень на опорні елементи / Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. Випуск № 3 (47) 2019. – Краматорськ. – С. 46-50.

18 Єрмакова С.О. Обґрунтування параметрів опорних елементів мобільних стрілових кранів за різних умов роботи / Международная научно-практическая конференция, посвященная 85-летию НКМЗ // «Современные комплексы оборудования для добычи, обогащения и

транспортировки полезных ископаемых. Перспективы развития технологических процессов». – 18-21 июня 2019 года. С. 15-16.

19 Іваненко О.І. , Крупко І.В. , Єрмакова С.О. Теоретичні дослідження стійкості баштового крану з рахуванням розподілу навантажень на опори / Одеський національний політехнічний університет, Підйомно-транспортна академія наук України // Підйомно-транспортна техніка. 3 (64) – м. Одеса - 2020. - с.81-95.

20 Єрмакова С.О. Особливості навантаженості опорних елементів баштових кранів в процесі роботи / Молодь і наука: виклики та перспективи: збірник тез наукової конференції молодих вчених 14 грудня 2020 р., – Краматорськ: Донецька обласна державна адміністрація, Рада молодих вчених при Донецькій облдержадміністрації, 2020. – С. 73-74.

21 Дорохов М.Ю., Єрмакова С.О., Анісимов А.І. Розробка обладнання для дослідження навантажень на опорний контур баштового крану / Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку // Матеріали XVIII міжнародної науково-технічної конференції (21-24 грудня 2020 року). – Краматорськ: ДДМА, 2020. - С. 27.

22 Krupko I., Yermakova S. Main directions of improvement of methods of calculation of loads on carrying and propelling devices of lifting and transport and excavating machines / Sciences of Europe. Praha, Czech Republic. - VOL 1, No 65 (2021). – p. 32-38. ISSN 3162-2364. DOI: 10.24412/3162-2364-2021-65-1-32-38.

23 Krupko I., Ivanenko O., Yermakova S. Substantive provisions of improvement of methods of calculation of loads on carrying and propelling devices of lifting and transport machines / Norwegian Journal of development of the International Science. - VOL.1 - №57/2021. - p. 54-59. ISSN 3453-9875. DOI: 10.24412/3453-9875-2021-57-1-54-59.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ВСТУП.....                                                                                                                                                                        | 20  |
| РОЗДІЛ 1                                                                                                                                                                          |     |
| ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І<br>КОНСТРУКЦІЙ ОПОРНО-ХОДОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТІЛОВИХ<br>САМОХІДНИХ КРАНІВ.....                                                        | 28  |
| 1.1 Огляд та аналіз сучасного стану наукових досліджень та методів<br>розрахунку навантажень опорних елементів стрілових кранів.....                                              | 28  |
| 1.2 Порівняльний аналіз конструкцій опорних елементів стрілових<br>самохідних кранів та їх геометричні характеристики.....                                                        | 54  |
| 1.3 Аналіз конструкцій опорних контурів стрілових самохідних<br>кранів.....                                                                                                       | 63  |
| 1.4 Мета та завдання досліджень.....                                                                                                                                              | 67  |
| Висновки до розділу 1.....                                                                                                                                                        | 69  |
| РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ<br>НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНІ ЕЛЕМЕНТИ КРАНІВ З<br>УРАХУВАННЯМ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....                                                         | 70  |
| 2.1 Обґрунтування складових частин математичної моделі процесу<br>взаємодії опорно-ходової частини самохідних кранів з зовнішнім<br>середовищем.....                              | 70  |
| 2.2 Розробка математичної моделі для чотирьохточкової системи<br>опирання.....                                                                                                    | 74  |
| 2.3 Результати теоретичних досліджень зміни навантаженості<br>опорних елементів стрілового самохідного крана з чотирьохопорним<br>контуром.....                                   | 83  |
| 2.4 Математична модель процесу навантаження для восьми-<br>точкового опорного контуру.....                                                                                        | 93  |
| 2.5 Математична модель процесу навантаження для складного<br>опорного контуру.....                                                                                                | 100 |
| Висновки до розділу 2.....                                                                                                                                                        | 109 |
| РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ<br>НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНО-ХОДОВІ ЕЛЕМЕНТИ СТІЛОВИХ<br>САМОХІДНИХ КРАНІВ.....                                                               | 110 |
| 3.1 Розробка розрахункової схеми, математичної моделі та методик<br>для визначення динамічних навантажень на металоконструкції та<br>опорно-ходові елементи стрілових кранів..... | 110 |
| 3.2 Результати теоретичних досліджень динамічних навантажень на<br>опорно-ходові елементи самохідних кранів.....                                                                  | 115 |
| 3.3 Методика проведення експерименту для дослідження впливу<br>динамічних навантажень та порівняльного аналізу конструкції<br>стрілового самохідного крана.....                   | 120 |
| Висновки до розділу 3.....                                                                                                                                                        | 127 |

|                                                                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНО-ХОДОВІ ЕЛЕМЕНТИ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ.....                                   | 128 |
| 4.1 Моделювання процесів роботи стрілових самохідних кранів.....                                                                                        | 128 |
| 4.2 Теоретичне обґрунтування навантажень на опорні катки гусеничного ходового обладнання для фізичної моделі крана МКГ-25БР.....                        | 134 |
| 4.3 Методика експериментальних досліджень навантажень на опорно-ходові елементи моделі самохідного стрілового крана МКГ-25БР.....                       | 140 |
| 4.4 Методика обробки експериментальних даних.....                                                                                                       | 144 |
| 4.5 Результати теоретичних та експериментальних досліджень навантажень на опорно-ходове обладнання кранів.....                                          | 148 |
| Висновки до розділу 4.....                                                                                                                              | 150 |
| ВИСНОВКИ.....                                                                                                                                           | 151 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....                                                                                                                         | 154 |
| Додаток А                                                                                                                                               |     |
| Програма розрахунку вибігу рівнодіючої та навантажень на опори крана.....                                                                               | 165 |
| Додаток Б                                                                                                                                               |     |
| Розрахунок навантажень на опорні елементи стрілового крану КС-6371.....                                                                                 | 176 |
| Додаток В                                                                                                                                               |     |
| Визначення форми і параметрів опорного контуру на прикладі крану КС-6371 і його впливу на коефіцієнт стійкості.....                                     | 180 |
| Додаток Г                                                                                                                                               |     |
| Визначення опору зминання.....                                                                                                                          | 188 |
| Додаток Д                                                                                                                                               |     |
| Розв'язання диференційного рівняння з розрахунку навантажень на металоконструкцію та опорно-ходові елементи стрілових кранів в середовищі Maple 11..... | 190 |
| Додаток Е                                                                                                                                               |     |
| Розрахунок перетину опорних балок, їх тарування та результати досліджень.....                                                                           | 195 |
| Додаток Ж.....                                                                                                                                          | 208 |
| Акт виробничого впровадження.....                                                                                                                       | 209 |
| Додаток З.....                                                                                                                                          | 210 |
| Довідка про використання в навчальному процесі Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ).....                                       | 211 |

## ВСТУП

Робота промислових підприємств, будівництво, судобудівництво та виконання ремонтних робіт, або робіт з ліквідації аварій неможлива без стрілових самохідних кранів. Вони виконують навантажувально-розвантажувальні, ремонтно-відновлювальні та будівельні роботи в усіх галузях господарського комплексу України. Висока мобільність, маневреність, комфортабельність, швидкий їх монтаж та демонтаж і виконання ними широкого спектру робіт є основними перевагами машин. У зв'язку з тим, що стрілові самохідні крани мають широке застосуванням, забезпечення безпечної та надійної роботи є однією з головних задач при проектуванні, модернізації та експлуатації кранів. Безпечна експлуатація таких кранів залежить від багатьох чинників: дотримання правил будови та експлуатації кранів; врахування умов в яких працює машина, навантажень з якими працює кран; кваліфікація кранівника. Можливі причини аварій стрілових самохідних кранів пов'язані з перевантаженням крана, дії на нього значних вітрових навантажень, різкий відрив вантажу, відрив опор крану під час піднімання вантажу або просідання опор у ґрунт – всі ці причини пов'язані з втратою стійкості машини [1-11]. Однією з найважливіших умов безпечної та надійної роботи є забезпечення стійкості. Аналіз показує, що втрата стійкості може призводити до руйнування самої машини без можливості її подальшого відновлення, руйнування будівель навколо, а також можливі людські жертви. Тому дуже актуальним завданням є створення оптимальних умов експлуатації і раціональних параметрів опорного устаткування з урахуванням різних умов роботи, які забезпечать надійну і безпечну роботу даним машинам. уточнення та врахування навантаженості опорно-ходового обладнання при різних мовах роботи, для забезпечення надійної та безпечної роботи даних машин. Подальше удосконалення стрілових самохідних кранів і їх розвиток неможливий без ретельного дослідження: умов експлуатації

кранів, конструкцій виносних опор та контурів, надзвичайних ситуацій та методик визначення навантаженості опор стрілових кранів. Зневага вимог до робочого майданчика під опорами призводить до того, що частина опор крана відривається від основи та в роботі не приймають участь. Це має велике значення в питанні стійкості крана та безпечності експлуатації стрілового крана. З іншого боку, не врахування в розрахунку допустимих величин нерівностей основи призводить до перевантаження опорних елементів.

### **Актуальність роботи**

Питання навантаженості та безпечної експлуатації є важливими проблемами кранового машинобудування. Вдосконалення існуючих або створення нових машин, які б виконували широкий спектр робіт, але при цьому їх експлуатація була б безпечною та надійною – першочергове завдання.

Величина та характер змінення навантажень на опорні елементи, а також ґрунтові умови і особливості опорної площі, на яких працює стріловий кран, визначають його стійкість та навантаженість в процесі роботи. Одним з факторів, який визначає величину навантажень на опорні елементи, є умови спирання машини на ґрунт, які обумовлені особливостями рельєфу робочого майданчика в динаміці роботи крану.

Як показує аналіз досвіду експлуатації стрілових самохідних кранів значна кількість аварій, що зафіксовані при роботі вантажопідйомних кранів, приходить на автомобільні та гусеничні крани, що складає 46% від загальної кількості аварій на кранах.

Аналізу існуючих методик розрахунку навантажень на опорні елементи показав, що не в повній мірі враховано процес взаємодії опорних елементів з зовнішнім середовищем. Сучасні методи розрахунку та конструювання опорних елементів не завжди дозволяють врахувати при розробці цих кранів такі питання, як визначення зовнішніх навантажень та їх перерозподіл між опорними елементами крана, взаємодія опорних

елементів з ґрунтом, який в свою чергу має властивість деформуватися при різних режимах роботи крана.

Таким чином, складність робіт, які виконують стрілові самохідні крани, умови, в яких вони працюють, та кількість аварій, що зафіксовані при експлуатації даних машин свідчать про актуальність роботи.

Для забезпечення безпечної та експлуатаційної ефективності стрілових кранів, які працюють на відкритих майданчиках, слід удосконалити та використовувати метод визначення та розподілу навантажень на опорні елементи кранів, які взаємодіють з різними опорними площинами.

На підставі викладеного можна охарактеризувати дану дисертаційну роботу як актуальну, спрямовану на вирішення важливої науково-технічної задачі.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами**

Робота виконана відповідно до плану науково-дослідних робіт Донбаської державної машинобудівної академії і є складовою частиною держбюджетних робіт: Дк-07-2012, державний реєстраційний номер 0112U006712 «Обґрунтування напрямів підвищення надійності і довговічності вантажопідйомного, транспортуючого, будівельного і гірського устаткування на стадії проектування» та Дк-05-2015, державний реєстраційний номер 0115U004732 «Удосконалення конструкції та технологічної підготовки виробництва підйомно-транспортних будівельних і гірничих машин».

### **Мета та задачі досліджень**

Метою роботи є обґрунтування навантажень на опорно-ходове обладнання стрілових самохідних кранів з урахуванням взаємодії опор з опорною поверхнею за різних умов роботи.

Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі були сформульовані наступні задачі:

- провести аналіз умов експлуатації стрілових самохідних кранів, конструкцій опорних контурів і їх складових елементів, методик визначення навантаженості опорно-ходового обладнання стрілових самохідних кранів;

- провести аналіз досліджень з напрямку підвищення стійкості кранів та визначити основні напрямки підвищення стійкості при різних умовах роботи;

- розробити методики для визначення навантажень на опорні елементи стрілових самохідних кранів з урахуванням механічних характеристик та параметрів опорної площі і опорного контуру за різних умов роботи;

- провести теоретичні дослідження динамічних навантажень на металоконструкції та опорно-ходові елементи самохідних кранів та визначити їх вплив і перерозподіл навантажень;

- провести експериментальні дослідження по дослідженню навантаженості опорних елементів при зміні поведінки опорної поверхні та впливу динамічних навантажень на опорно-ходові елементи;

- на основі теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтувати методику визначення параметрів опорних елементів в залежності від умов роботи.

**Об'єктом дослідження** є опорні елементи стрілових самохідних кранів.

**Предметом досліджень** є процеси навантаження та розподілу навантажень між опорними елементами стрілових самохідних кранів.

### **Методи дослідження**

У роботі застосовані теоретичні та експериментальні дослідження. В теоретичній частині були використані методи аналітичної механіки, математичного моделювання, диференційного, інтегрального числення та теорії множин. Експериментальна частина роботи містить наближене фізичне моделювання процесу взаємодії опорних елементів крана з

грунтом при виконанні підйомно-транспортних операцій з різним робочим органом за змінними режимами роботи та методів математичної статистики обробки результатів досліджень. Використані розрахунково-аналітичні методики визначення раціональних конструктивних параметрів опорних контурів; з використання програми Maple проведено аналіз навантаженого стану опорних елементів; експериментальним методом підтверджено правильність розробленої математичної моделі.

### **Наукова новизна отриманих результатів**

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розробці наукових основ оцінки навантаженості опорних елементів стрілових самохідних кранів:

- вперше розроблена математична модель формування та зміни навантажень на опорні елементи стрілових самохідних кранів за різних кутів повороту крана з вантажем;

- вперше розроблена методика, яка враховує як звичайні (статичні) так і динамічні навантаження на опорно-поворотне і ходове обладнання кранів з різною конструкцією підвісу стріли;

- встановлено залежності по визначенню контактних напружень ґрунту в зоні взаємодії опорних елементів з зовнішнім середовищем.

Отримали подальшого розвитку:

- математичні залежності по визначенню стійкості стрілових самохідних кранів з урахуванням механічних властивостей опорної поверхні кранів;

- уточнення процесів взаємодії опорних елементів різної форми та їх можливого розташування відносно осі обертання кранів.

**Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:**

- 1 Розроблена математична модель визначення та перерозподілу навантажень на опорно-ходові елементи самохідних стрілових кранів в залежності від геометрії опорних контурів, дозволяє проводити оцінку

навантажень на окремі опори з урахуванням механічних властивостей поверхні на якій вони розташовані.

2 Обґрунтовано методику визначення динамічних навантажень на обертальну і опорно-ходову частину кранів та їх вплив на стійкість стрілових самохідних кранів та навантаженість опор.

3 Отримані аналітичні залежності мають практичну цінність, що полягає в їх використанні під час проектування та експлуатації самохідних стрілових кранів з метою підвищення безпеки при різних умовах роботи.

4 Результати роботи впроваджені в ПрАТ «Науково-дослідницький і проектно-технологічний інститут машинобудування».

5 Результати роботи використовуються в науковій та навчальній роботі кафедри «Підйомно-транспортних машин» Донбаської державної машинобудівної академії при викладанні розділів дисциплін «Спеціальні крани» та «Машини для земляних, дорожніх і меліоративних робіт» для освітнього рівня бакалавр, а також в курсових та науково-дослідних роботах магістрів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

#### **Особистий внесок здобувача полягає:**

Результати теоретичних та експериментальних досліджень, які подані до захисту отримані автором самостійно. Особистий внесок здобувача в надрукованих у співавторстві роботах, полягає у наступному: розроблена математична модель дослідження навантажень на опорні елементи стрілових кранів; дослідження умов роботи стрілових кранів; дослідження навантаженості опорних елементів кранів з урахуванням взаємодії опор з опорною поверхнею.

#### **Апробація результатів дисертації**

Основні положення та результати дисертаційних досліджень доповідались та обговорювались на наукових семінарах кафедри «Підйомно-транспортні машини» ДДМА; науково-технічних та науково-практичних конференціях: IV міжнародна наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів (м. Макіївка, Донбаська національна

академія будівництва і архітектури, 2005р.); IV - V міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і спеціалістів «Интеллект молодых – производству 2005 та 2007» (м. Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ», 2005р., 2007р.); Перша міжнародна науково-технічна конференція молодих спеціалістів «Азовмаш - 2006» (м. Маріуполь, ПрАТ «Азовмаш», 2006р.); Міжнародна конференція молодих вчених, аспірантів і студентів (м. Макіївка, Донбаська національна академія будівництва та архітектури, 2007р.); Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених і спеціалістів «Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства» (м. Кременчук, Кременчуцький державний політехнічний університет імені Михайла Островського, 2008р.); Всеукраїнська науково-технічна конференція «Шляхи вирішення проблем експлуатації спеціалізованих автотранспортних засобів» ( м. Кривий Ріг, ДВНЗ «Криворізький національний університет», 2017р.); Міжнародна науково-практична конференція «Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів» (м. Дніпро, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2018р.); X, XVI – XVII щорічні міжнародні науково-технічні конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (м. Краматорськ, ДДМА, 2013р., 2014р., 2018р.-2020рр.); XVIII Міжнародна науково-практична конференція «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука - виробництво» (м. Краматорськ, ДДМА, 2018р.); щорічні науково-технічні конференції професорсько-викладацького складу, наукових, інженерно-технічних працівників, аспірантів і студентів за підсумками наукової діяльності академії (м. Краматорськ, ДДМА, 2006-2008рр., 2013-2014рр., 2018-2021рр.); Міжнародна науково-практична конференція, присвячена 85-річчю НКМЗ «Современные комплексы оборудования для добычи, обогащения и транспортировки полезных ископаемых. Перспективы развития технологических процессов» 2019р. (м. Краматорськ, ПрАТ

«НКМЗ», 2019р.); Наукова конференція молодих вчених «Молодь і наука: виклики та перспективи» (м. Краматорськ, Донецька обласна державна адміністрація, 2020р.).

### **Публікації**

Основні наукові та практичні результати досліджень опубліковані в 23 друкованих працях: 8 статей у наукових фахових виданнях України, у тому числі включених до міжнародних наукометричних баз даних, 2 статті у міжнародних виданнях, 2 статті у інших виданнях, 11 тез доповідей та матеріалів конференцій.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертаційна робота викладена на 211 сторінках машинописного тексту, складається з анотації із переліком праць, вступу, 4 розділів з опціональним формуванням списку використаних джерел (загалом 105 джерел), загальних висновків та 8 додатків. Об'єм основного тексту дисертації складає 164 сторінки друкованого тексту. Робота ілюстрована 5 таблицями по тексту та 63 рисунками по тексту.

## РОЗДІЛ 1

# ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І КОНСТРУКЦІЙ ОПОРНО-ХОДОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

## 1.1 Огляд та аналіз сучасного стану наукових досліджень та методів розрахунку навантажень опорних елементів стрілових кранів

Сучасні стрілові самохідні крани працюють в досить складних умовах і навіть крани, розраховані у відповідності з вимогами правил охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання [12] і обладнані відповідними обмежувачами і контролюючими приладами можуть перекидатись. Аналіз аварій стрілових кранів показує, що основними причинами перекидання кранів можуть бути: непередбачувана деформація ґрунтової (або іншої) опорної площини; додаткові динамічні навантаження від вантажу, викликані різкими змінами напрямку руху вантажу; складні погодні умови (наприклад різка зміна напрямку і потужності вітрового потоку) та інші чинники, які досить складно урахувати при проектуванні і в процесі експлуатації кранів.

При проектуванні і модернізації стрілових самохідних кранів слід приділяти особливу вагу розрахунку міцності кранів та їх стійкості, для чого необхідно знати навантаження, які приходяться на елементи металевої конструкції та опорні елементи крана. В залежності від конфігурацій опорного контуру навантаження на кожну опору визначається для самих невідгідних положень опорно-поворотної рами.

У стріловидних поворотних кранах навантаження на поворотну частину і опорно-ходові елементи змінне і залежить не лише від ваги вантажу, але і від положення поворотної частини з противагою відносно

обертальної вісі [13-14]. Сумарне навантаження передається через чотири спеціальні виносні опори, якими кран спирається на опорну площину, які необхідні як для розвантаження ходових коліс крану, так і збільшення опорного контуру.

Опорно-ходові елементи в поворотних кранах зазвичай володіють достатньою пружністю, а місцевість, на якій крани працюють, досить рівна для того, щоб за рахунок пропорційних тиску пружних деформацій рами, опорних частин і основи в роботу були включені всі опори.

Дослідженню стійкості, методів її розрахунку та навантажень на опорні елементи стрілових кранів присвячені науково-технічні розробки провідних вчених: Л.Г. Кіфера, І.І. Абрамовича, М.П. Александрова, М.Н. Гохберга, В.С. Котельнікова, А.А. Вайнсона, В.Ф. Гайдамаки, П.З. Петухова, Г.П. Ксюніна, О.В. Григорова, В.Ф. Семенюка, А.Г. Ланги та інш.

У працях, Лавейкіна В.С., Лобова М.А., Іванченка Ф.К., Андрієнко М.М., Міхеева В.А., Суглобова В.В., Колісника М.П., Ракши С.В., Мелашича В.В., Власова Т.В., М. Шефлера, розглянуті питання стійкості стрілових самохідних кранів, перевантажувачів, баштових кранів та впливу динаміки процесів підйому вантажу на величину навантажень на металеві конструкції і опорно-ходові елементи кранів.

В існуючих на даний час дослідженнях, питанням підвищення стійкості стрілових кранів приділяється значна увага. Так в роботах Вайнсона А.В. [15-17] розглянуті основні методи визначення навантажень на опорно-ходові елементи стрілових кранів, та обґрунтовані розрахункові схеми для визначення опорного тиску чотирьохопорних автомобільних і гусеничних кранів.

З допустимою для інженерних розрахунків точністю приймається [17], що опорний тиск назад пропорційний відрізкам, на які проекції точки

додатка рівнодійною або площістю моменту ділять подовжню і поперечні бази крану.

Згідно існуючих методик і досліджень стійкості кранів [15-32] опорні частини крану навантажені вагою  $G_H$  неперотної частини (рис. 1.1), центр тяжіння якої знаходиться на пересіченні осей симетрії рами, і вертикальній складовій  $P$  рівнодійною всіх сил, що діють на поворотну частину, включаючи вагу поворотної частини і вантажу. У довільному положенні радіус  $R$  точки додатка сили  $P$  відносно осі обертання, що знаходиться на відстані  $X_0$  від центру симетрії, розташований під кутом  $\alpha$  до подовжньої осі крану. Крім того, дія на опори надає горизонтальна складова  $W$ , яка проходить на висоті  $H$  від основи крану.

Горизонтальна складова  $W$  включає окрім вітрового і інерційного навантажень також і складову ваги при роботі крану на місцевості з ухилом.

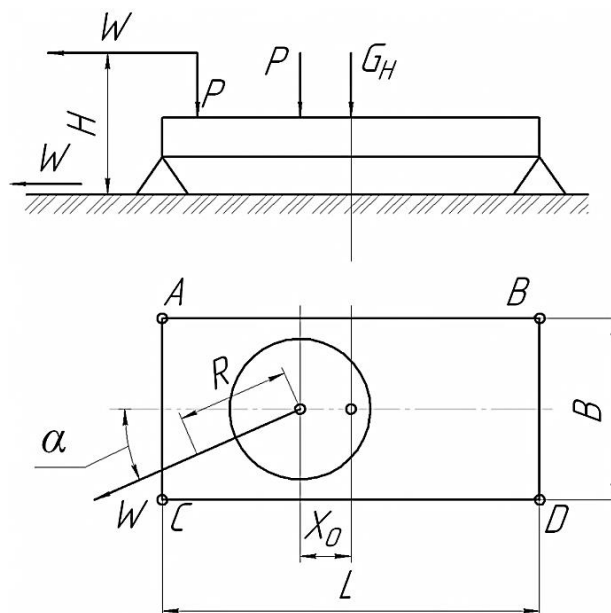


Рис. 1.1 – Розрахункова схема для визначення опорних тисків нормального чотирихопного стрілового крану [15-17]

Розкладемо силу по опорах обернено пропорційно до відстаней точки її дії від опор. Приклавши до точки  $O$ , проекцією осі обертання, що є, на опорну плоскість, по дві рівні і протилежно направлені сили  $P$  і  $W$ , отримаємо сили  $P$  і  $W$ , перенесені в точку  $O$ , і момент  $M = PR + WH$ . Цей момент можна розкласти на  $M_1 = M \cos \alpha$  і  $M_2 = M \sin \alpha$ , відповідно розкладені в подовжній і поперечній плоскості.

Горизонтальна сила  $W$  сприймається гальмівними пристроями крану, а вертикальна сила  $P$  і моменти створюють навантаження на опори [17].

При визначенні навантажень на опорні елементи необхідно знати величину рівнодіючої ваги верхньої будови  $G_c$  та вибіг рівнодіючої  $r$  [18, 19].

$$A = \frac{G_n}{4} + P \frac{\frac{l}{2} + x_0}{2l} + M \frac{\cos \alpha}{2l} - M \frac{\sin \alpha}{2b};$$

$$B = \frac{G_n}{4} + P \frac{\frac{l}{2} - x_0}{2l} - M \frac{\cos \alpha}{2l} - M \frac{\sin \alpha}{2b};$$

$$C = \frac{G_n}{4} + P \frac{\frac{l}{2} + x_0}{2l} + M \frac{\cos \alpha}{2l} + M \frac{\sin \alpha}{2b};$$

$$D = \frac{G_n}{4} + P \frac{\frac{l}{2} - x_0}{2l} - M \frac{\cos \alpha}{2l} + M \frac{\sin \alpha}{2b}.$$

У роботах Шеффлера М., Пайєра Г., Курта Ф. [18] детально розглянуто методики Монтаньєна та Андре [19].

У своїй методиці Монтаньєн поєднав силу  $F_0$  (рівнодійна сила з плечем важеля  $e$ , що складається з сили тяжіння і поворотної частини), що діяла не по центру, з напрямом осі повороту і потім розклав виниклий при

цьому момент  $F_0 \cdot e$  на два взаємно перпендикулярних складових моменту  $F_0 \cdot e \cdot \sin \varphi$  та  $F_0 \cdot e \cdot \cos \varphi$  що діють паралельно платформі (рис. 1.2) [18-19].

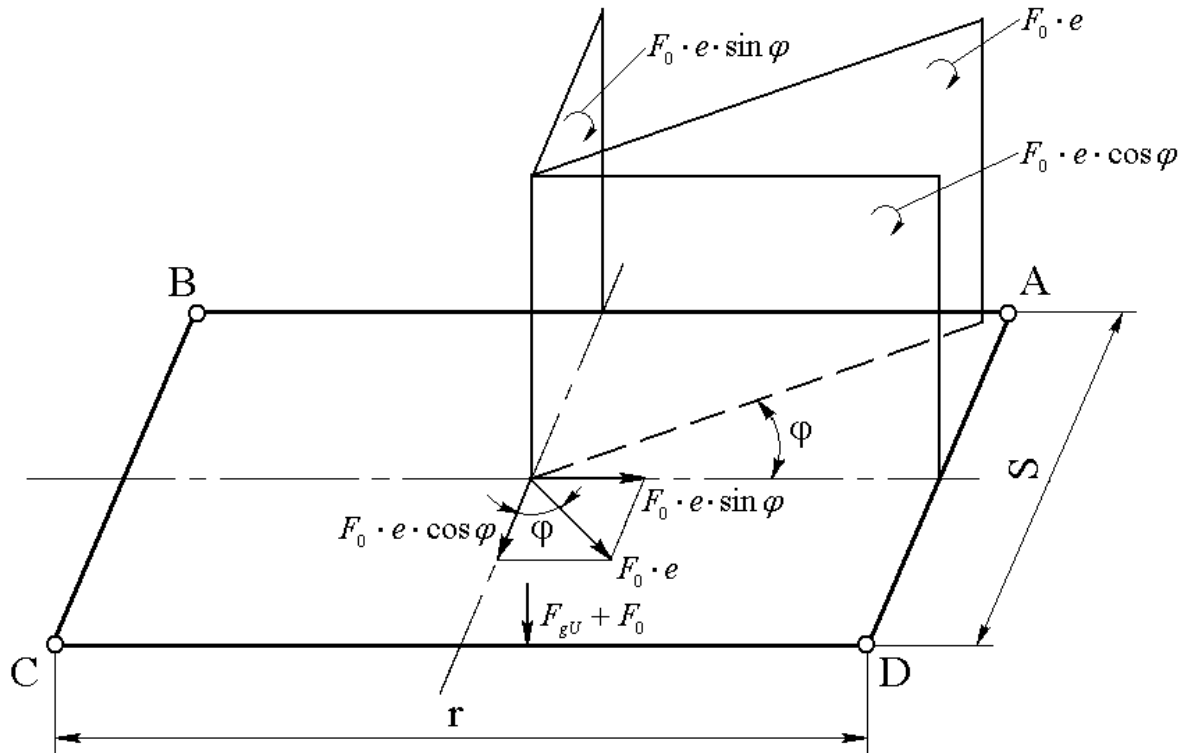


Рис. 1.2 – Розрахункова схема за методом Монтаньєна [19]

Від дії зміщеної сили  $F_0$  і ваги  $F_{gU}$  (сила тяжіння опорно-поворотної платформи) виникають однакові опорні зусилля (при чотирьохточковій опорній системі):

$$\frac{F_0 + F_{gU}}{4},$$

де  $F_0$  – рівнодіюча сил, Н;

$F_{gU}$  – сила тяжіння опорно-поворотної платформи, Н.

Перший складовий момент викликає два додаткових опорних зусилля:

$$\Delta F'_A = \Delta F'_B = \frac{F_0 \cdot e \cdot \sin \varphi}{2 \cdot s},$$

де  $\Delta F'_A$  та  $\Delta F'_B$  - додаткові опорні зусилля, які викликані першим складовим моментом, в точках А та В, Н;

$e$  – плече рівнодіючої, мм;

$\varphi$  – кут повороту дії рівнодіючої, град;

$s$  – величина ребра опорного контуру  $\overline{AD}$ , мм.

Другий складовий момент – два інших додаткових зусилля:

$$\Delta F''_A = \Delta F''_D = \frac{F_0 \cdot e \cdot \cos \varphi}{2 \cdot r},$$

де  $\Delta F''_A$  та  $\Delta F''_D$  – додаткові опорні зусилля, які викликані другим складовим моментом, в точках А та D, Н;

$r$  – величина ребра опорного контуру  $\overline{CD}$ , мм.

Опорне зусилля визначається за формулою:

$$F_A = \frac{F_0 + F_{gU}}{4} + F'_0 + F''_A,$$

де  $F_A$  – опорне зусилля в опорній точці А, Н.

Метод розрахунку зусиль методом Андре та Ернста [19] полягає в визначенні рівнодіючої. Сила  $F_0$ , що навантажує ребро  $\overline{AD}$  силою:

$$F_H = F_0 \cdot \frac{\frac{r}{2} + e \cdot \cos \varphi}{r},$$

де  $F_H$  – опорне зусилля в точці  $H$ , Н;

$r$  – величина ребра опорної системи  $\overline{CD}$ , мм;

$F_0$  – рівнодіюча сил, Н;

$e$  – плече рівнодіючої сили, мм;

$\varphi$  – кут повороту дії зусилля, град.

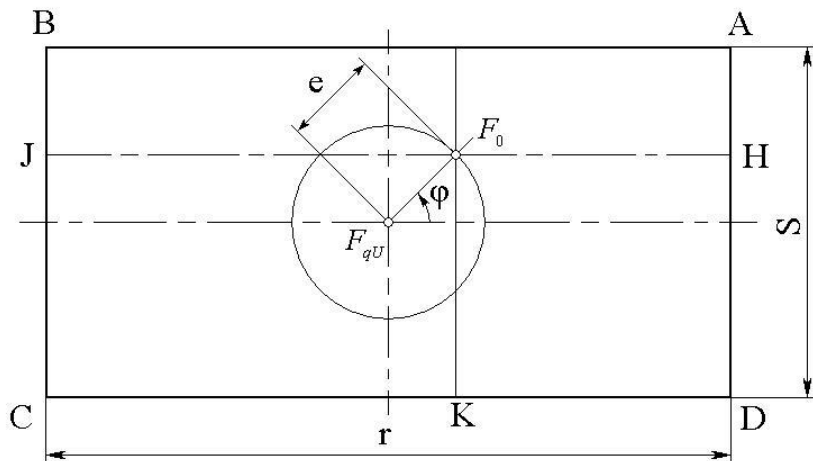


Рис. 1.3 - Розрахункова схема за методом Андре [19]

Ця сили в свою чергу викликає дію сили  $F_A$ :

$$F_A = \frac{F_{gU}}{4} + F_0 \cdot \frac{\frac{r}{2} + e \cdot \cos \varphi}{r} \cdot \frac{\frac{s}{2} + e \cdot \sin \varphi}{s},$$

$$F_A = \frac{F_0 + F_{gU}}{4} + \frac{F_0 \cdot e}{2 \cdot r \cdot s} \cdot (r \cdot \sin \varphi + s \cdot \cos \varphi + e \cdot \sin 2\varphi),$$

де  $F_A$  – опорне зусилля в опорній точці  $A$ , Н;

$s$  – величина ребра опорного контуру  $\overline{AD}$ , мм;

$F_{gU}$  – сила тяжіння опорно-поворотної платформи, Н.

В окремих методиках [20] визначення зусиль на ходових колесах роблять приблизно, без врахування пружних деформацій візка, крана, підкранової колії та ґрунту.

Розрахунок ведуть за одним з наступних варіантів:

- 1) рама візка жорстка й не деформується під дією навантаження;
- 2) рама візка пружна й вузли, що з'єднують її стрижні, можна розглядати як шарнірні. До останнього варіанта відносять рами кранів, складені з довгих стрижнів (мостові крани, козлові крани, перевантажувальні мости й т.п.).

На рис. 1.4 представлена розрахункова схема [20, 21].

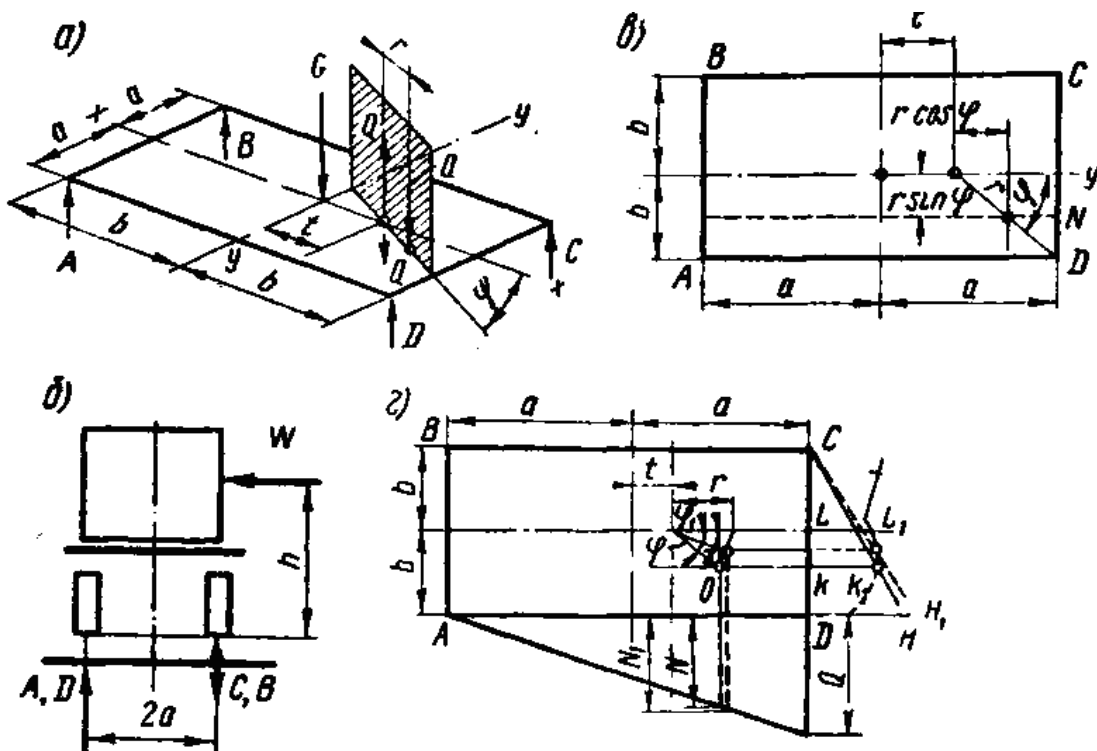


Рис. 1.4— Розрахункові схеми

Визначення максимального тиску на ходове колесо крана із жорсткою рамою (рис. 1.4,а та 1.4,б). На раму діє вага не обертових частин, рівнодіюча яких  $G$  у нашому випадку прикладена в центрі візка; вага обертових частин крана й вантажу, рівнодіюча яких  $Q$  відстоїть від осі

обертання на відстані  $r$  (рис. 1.4,а), а вітрове навантаження  $W$  із плечем  $h$ , вимірним від опорної площини рами (рис. 1.4,б). Вісь обертання розташована на відстані  $t$  від центра рами. Тому що вісь обертання вантажу зміщена убік коліс  $C$  и  $D$ , то найбільш навантаженим буде одне з них. При переміщенні поворотної частини крана на кут  $\varphi$  від осі  $x$  більше інших навантажене колесо  $D$  (рис. 1.4,а).

Сила  $G$  розподіляється на всі колеса рівномірно, тому що прикладена до центра симетрії рами.

Сила  $Q$  діє по осі обертання й створює момент  $Qr$ . Зосереджено діюча сила  $Q$  розподіляється між колесами  $A, B$  и  $C, D$  у відношенні  $\frac{b-t}{b+t}$ , а момент  $Qr$ , будучи розкладеним на  $M_x = Qr \sin \varphi$  й  $M_y = Qr \cos \varphi$ , урівноважується відповідно парами реактивних сил на колесах із плечима  $2b$  і  $2a$ .

Вітрове навантаження визначають із припущення, що вітровий момент  $Wh$  прагне перекинути кран у напрямку меншого опорного базису, тобто якщо  $2b > 2a$ , то кран може перекинутися в напрямку базису (ширина колії)  $2a$  (рис. 1.4, б). У такому випадку зусилля на колесі  $D$  буде:

$$R_D = \frac{G}{4} + \frac{Q(b+t)}{4b} + \frac{Qr \sin \varphi}{4a} + \frac{Qr \cos \varphi}{4b} + \frac{Wh}{4a}.$$

Величина кута повороту  $\varphi$ , при якому зусилля  $R_D$  має максимальне значення, визначається з умови:

$$\frac{dR_D}{d\varphi} = 0$$

або

$$\frac{Qr}{4} \left( \frac{\cos \varphi_0}{a} - \frac{\sin \varphi_0}{b} \right) = 0,$$

звідки

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{b}{a}.$$

Визначення максимального тиску на ходове колесо крана із пружною рамою (рис. 1.4,в). У цьому випадку з'єднання стрижнів приймають шарнірними. Це дає можливість знайти реакцію на колесі  $D$  від сили  $Q$  шляхом визначення спочатку реактивної сили  $N$  на стрижні рами  $CD$ :

$$N = \frac{Q(a + t + r \cos \varphi)}{2a},$$

а потім реакції  $N_D$  на колесі  $D$ :

$$N_D = \frac{N(b + r \sin \varphi)}{2b} = Q \frac{(a + t + r \cos \varphi) \cdot (b + r \sin \varphi)}{4ab}.$$

Повна реакція на колесі  $D$  з урахуванням сили  $G$  і тиску вітру буде:

$$R_D = \frac{G}{4} + \frac{Wh}{4b} + \frac{Q}{4ab} (a + t + r \cos \varphi)(b + r \sin \varphi).$$

Максимальне значення  $R_D$  у цьому випадку зручніше визначати графічно. Тому що перші два члени рівняння, що залежать від  $G$  і  $W$ , постійні, то графічно визначають максимальну величину третього члена (рис. 1.4,з). Для цього на стрижні рами  $AD$  будують графік зміни реакції  $N$  залежно від положення вантажу  $Q$ . Графік являє собою похилу пряму, що має в точці  $A$  ординату, рівну нулю, а в точці  $D$  – рівну  $Q$ . При даному куті  $\varphi$  величина реакції  $N$  визначається ординатою графіка, отриманою на

прямій, проведеній через слід вантажу  $Q$ , перпендикулярно стрижню  $AD$ . Для визначення реакції на колесі  $D$  на стрижні  $CD$  будують прямокутний трикутник  $HC$ , у якого катет  $HD=N$ . Реакція колеса  $D$  визначається відрізком  $kk_1$  прямої, проведеної паралельно  $HD$  через слід сили  $Q$  (точці  $O$ ). При зміні кута  $\varphi$  змінюється положення вантажу  $Q$  і відповідно змінюється тиск на колесо  $D$  (наприклад, при куті  $\varphi_1$  – відрізок  $LL_1$ ). Одержавши ряд точок ( $K_1, L_1$  і ін.) для різних значень кута  $\varphi$ , будують за ними графік зміни реакції колеса  $D$ . За цим графіком визначають максимальне значення реакції на колесі  $D$  від сили  $Q$ .

Розрахунок тиску на колеса в кранах із шарнірними рамами можна робити за формулами для жорстких рам, але із введенням поправочних коефіцієнтів до  $M_x$  і  $M_y$ .

У стрілових поворотних кранах розподіл навантаження на основу носить змінний характер, залежить не тільки від ваги вантажу, але й від положення поворотної частини щодо неповоротної, а також від вильоту стріли. Передається навантаження звичайно через чотири колеса, якими кран опирається на шлях або ґрунт, або через спеціальні виносні опори, застосовувані для розвантаження ходових пристроїв крана [21].

Застосовувані в поворотних кранах рами звичайно досить жорсткі для того, щоб передавати моменти, а місцевість, на якій крани працюють, досить рівна для того, щоб за рахунок пружних деформацій рами, опорних частин і основи в роботу були включені всі опори. Із забезпеченням точності, припустимої для інженерних розрахунків, можна приймати, що опорні тиски обернено пропорційні відрізкам, на які проекції точки прикладення рівнодіючої або площина моменту ділять поздовжню й поперечну бази крана (рис. 1.5).

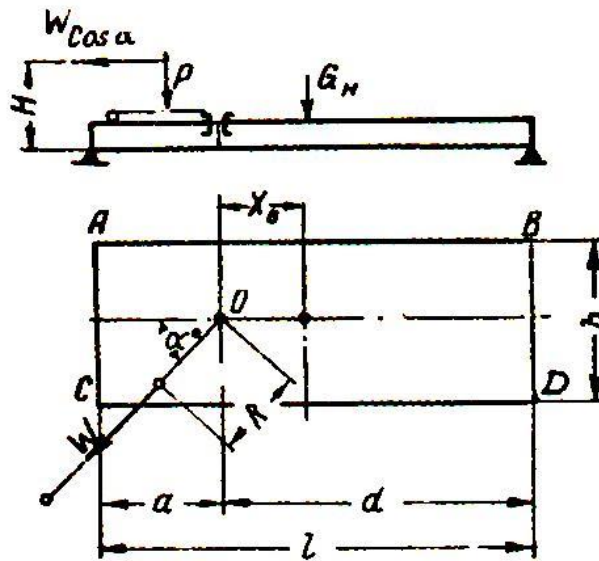


Рис. 1.5 – Розрахункова схема опорних тисків крана

Опорні частини крана навантажені вагою неповоротної частини (рис. 1.5), центр ваги якої перебуває на поздовжній осі симетрії на відстані  $x_0$  від осі обертання, і вертикальної складової  $P$  рівнодіючої всіх сил, що діють на поворотну частину, включаючи вагу поворотної частини й вантажу. Радіус  $R$  точки прикладення сили  $P$  щодо осі обертання нахилений під кутом  $\alpha^\circ$  до поздовжньої осі крана. Крім того, вплив на опори робить горизонтальна складова  $W$ , що проходить на висоті  $H$  від основи крана.

Розкладемо силу по опорах обернено пропорційно відстаням точки її прикладення від опор. Приклавши в точці  $O$ , що є проекцією осі обертання на опорну площину, по дві рівні й протилежно спрямовані сили  $P$  и  $W$ , одержимо сили  $P$  и  $W$ , перенесені в точку  $O$ , і момент  $M = PR + WH$ . Цей момент можна розкласти на  $M \cos \alpha$  і  $M \sin \alpha$  з розташуванням відповідних пар у поздовжній і поперечній площинах.

Горизонтальна сила  $W$  сприймається гальмовими пристроями крана, а вертикальна сила  $P$  і моменти створюють разом із силою  $G_H$  тиск на опори:

$$\begin{aligned}
A &= G_H \frac{d - x_0}{2l} + P \frac{d}{2l} + \frac{M \cos \alpha}{2l} - \frac{M \sin \alpha}{b} \cdot \frac{d}{l}; \\
B &= G_H \frac{a + x_0}{2l} + P \frac{a}{2l} - \frac{M \cos \alpha}{2l} - \frac{M \sin \alpha}{b} \cdot \frac{a}{l}; \\
C &= G_H \frac{d - x_0}{2l} + P \frac{d}{2l} + \frac{M \cos \alpha}{2l} + \frac{M \sin \alpha}{b} \cdot \frac{d}{l}; \\
D &= G_H \frac{a + x_0}{2l} + P \frac{d}{2l} - \frac{M \cos \alpha}{2l} + \frac{M \sin \alpha}{b} \cdot \frac{a}{l}.
\end{aligned}$$

Для знаходження значень кута  $\alpha$ , що відповідають максимальним значенням тих або інших опорних тисків, досить прирівняти нулю відповідну похідну. Наприклад:

$$\frac{dc}{da} = -\frac{M}{2} \sin \alpha + \frac{M}{b} \cdot \frac{d}{l} \cos \alpha = 0,$$

звідки  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2d}{b}$ , отже, після підстановки у вираз одержуємо:

$$C_{\text{макс}} = G_H \frac{d - x_0}{2l} + P \frac{d}{2l} + \frac{M}{2l} \cdot \frac{b}{\sqrt{4d^2 + b^2}} + \frac{Ma}{bl} \cdot \frac{2d}{\sqrt{4d^2 + b^2}}.$$

У стрілових кранах деформація конструкції настільки мала, що можна очікувати обпирання в будь-якій положенні тільки на три точки. Опорні колеса крана розташовуються звичайно по кутах квадрата зі стороною  $C$ . У цьому випадку навантаження також можуть бути зведені до вертикальної сили  $P$ , спрямованої по осі, горизонтальній силі  $W$  і моменту  $M = PR + WH$ . Визначимо тиск коліс на ґрунт для двох положень стріли:  $I$  – за діагоналлю й  $II$  – поперек шляху.

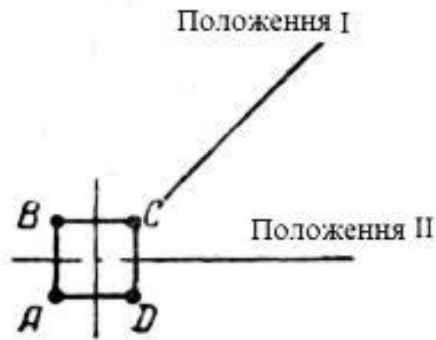


Рис. 1.6 – Розрахункові положення

Положення I. Навантаження на опору  $C$  від моменту  $M$  знаходимо з рівняння:

$$M = C_1' 0,707c,$$

звідки:

$$C_1' = \frac{M}{0,707c}.$$

Тиск на опору  $C$  від вертикального навантаження  $P$  дорівнює нулю, тому що вертикальне навантаження сприймається тільки опорами  $B$  та  $D$ ; отже:

$$C_1 = C_1' = \frac{M}{0,707c}.$$

Тому що

$$B_1' = D_1' = \frac{M}{1,414c}, \text{ а } B_1'' = D_1'' = \frac{P}{2},$$

то

$$B_1 = D_1 = \frac{P}{2} - \frac{M}{1,414c}.$$

Положення II. Тому що сторона  $AD$  не може сприймати момент, то, приклавши до сторони  $BP$  два рівних і протилежно спрямованих моменти, одержимо активний і реактивний моменти, що скручують конструкцію, і опорний момент, що діє в площині  $BP$ . Навантаження на опори  $B$  и  $C$  від моменту:

$$-B_2' = +C_2' = \frac{M}{C}.$$

Навантаження на опори від вертикального навантаження:

$$C_2'' = 0; \quad B_2'' = D_2'' = \frac{P}{2}.$$

Отже:

$$C_2 = \frac{M}{c}; \quad B_2 = \frac{P}{2} - \frac{M}{c}; \quad D_2 = \frac{P}{2}.$$

Таким чином, граничні навантаження на опору можуть бути або  $\frac{M}{c}$ , або  $\frac{P}{2} - \frac{M}{c}$ . Яка з них більше – залежить від співвідношення сил  $P$  и  $W$  і плечей  $R$  і  $H$ .

Горизонтальне зусилля  $W$  повинне сприйматися залежно від напрямку його дії коліс або гальмами.

Значна частина наукових досліджень присвячена обґрунтуванню стійкості стрілових кранів [22 - 33].

У роботах Гайдаки В.Ф. [22], Кифера Л.Г. [23], Гохберга М.М. [24], Колісника М.П. [25-26], Ракши С.В. і Мелашича В.В. [26], Іванченко Ф.К. [27], Міхеєва В.А. [28], Александрова М.П. [29 - 31] та Андрієнко М.М. [32] з врахуванням основних положень, наведено розрахункові залежності стійкості кранів різних типів в залежності від

навантажень, що діють на конструкцію кранів та їх опорно-ходові елементи.

Розрахунок стійкості крану виконують з урахуванням дії випробувального навантаження, дії вантажу (вантажна стійкість), відсутності вантажу (власна стійкість), раптового зняття навантаження і монтажі (демонтажі) [24 - 27].

Розрахунок стійкості виконують відповідно до нормативних документів співвідношення між утримуючим і перекидним моментами визначає міру стійкості крану проти перекидання. Для різних положень крану значення перекидних і утримуючих моментів різні, оскільки змінюються значення сил, що діють, їх плечі і положення центру тяжіння крану. Стійкість крану має бути забезпечена для всіх його положень при будь-яких можливих комбінаціях навантажень. До цих навантажень для пересувного поворотного крану відносяться:

- вага вантажу, що піднімається;
- інерційні сили при пуску або гальмуванні механізмів крану;
- відцентрові сили, що виникають при обертанні поворотної частини крану;
- сила тиску вітру на вантаж і елементи крану.

Таким чином, розрізняють вантажну стійкість, тобто здатність крану протидіяти перекидним моментам, створюваними вагою вантажу, силами інерції, вітровим навантаженням робочого стану, і власну стійкість – здатність крану протидіяти перекидним моментам при знаходженні крану в робітнику (у тому числі без вантажу) і неробочому стані [33].

Умови перевірки вантажної стійкості (рис. 1.7, а): кран стоїть на похилій місцевості, схильний до дії вітру (по нормах для робочого стану) і повертається, одночасно гальмується вантаж, що спускається; стріла встановлена впоперек дороги (при установці стріли уздовж дороги може одночасно відбуватися і гальмування рухомого крану); на кран діють вага вантажу, сили інерції, що виникають при гальмуванні вантажу, що

спускається, і рухомого крану, сили інерції від обертання крану, вітрове навантаження. Розрахунок стійкості виробляється для всіх вильотів.

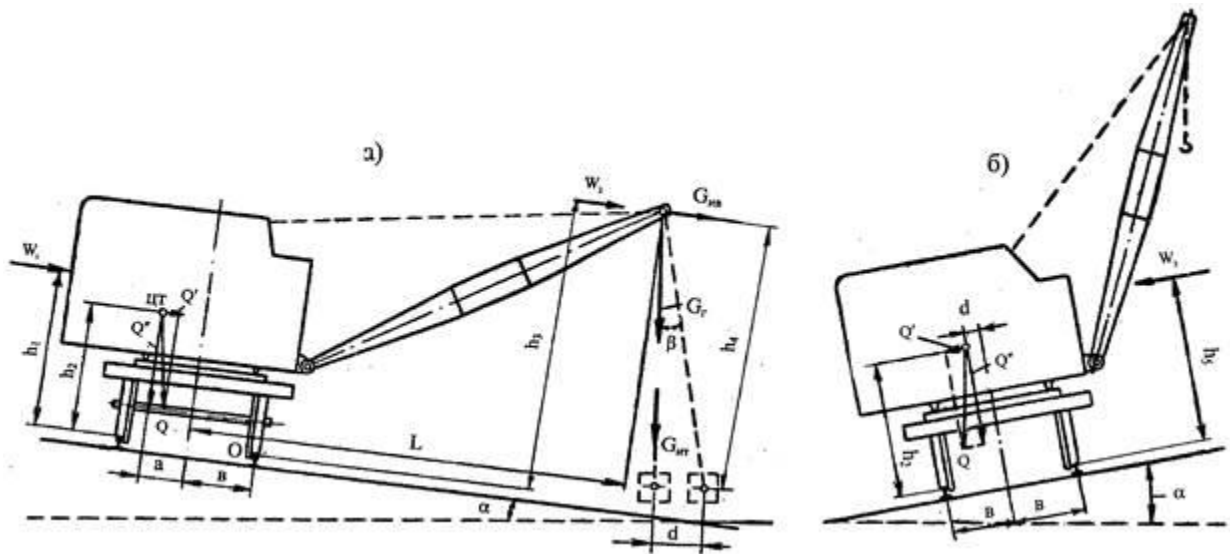


Рис. 1.7 – Схема розрахунку стійкості стрілового крану [25]

Умови перевірки власної стійкості (рис. 1.7, б): кран стоїть на похилій місцевості, виліт стріли мінімальний; кран схильний лише дії вітру (по нормах для неробочого стану). Розрахунок виробляється лише для мінімального вильоту. Величина запасу стійкості характеризується коефіцієнтом стійкості і встановлюється нормативними документами.

Коефіцієнтом вантажної стійкості називають відношення моменту відносно ребра перекидання, створюваного вагою крану з врахуванням додаткових навантажень (вітрове навантаження, сили інерції, що виникають при пуску або гальмуванні механізмів підйому вантажу, повороту або пересування крану) і впливу найбільшого ухилу, що допускається при роботі крану, до моменту, що створюється робочим вантажем відносно того ж ребра. Цей коефіцієнт має бути не менше 1,15, тобто:

$$\Psi_{\epsilon} = \frac{\sum M}{M_{\epsilon}} \geq 1,15.$$

Ребром перекидання є лінія, що проходить через точку контакту колеса і рейка, відносно якої кран прагне перекинутися.

Коефіцієнтом власної стійкості називають відношення моменту, створюваного вагою крану, з врахуванням ухилу дороги у бік перекидання відносно ребра перекидання до моменту, що створюється вітровим навантаженням при неробочому стані крану відносно того ж ребра перекидання. Цей коефіцієнт також має бути не менше 1,15.

Для визначення числових значень коефіцієнтів стійкості необхідно визначити сили, що діють на кран; плечі, на яких діють ці сили і створювані ними моменти. На рис. 1.7, а показаний кран в робочому стані і сили, що діють на нього. Точка О є ребром перекидання, а точка ЦТ – положення центру тяжіння крану.

Сили, що діють на кран, і плечі цих сил наступні:

$Q$  – вага крану;

$Q' = Q \cos \alpha$  – нормальна складова ваги крану, що діє на плечі  $(a+v)$  відносно ребра перекидання;

$Q'' = \sin \alpha$  – складова ваги крану, що діє паралельно площі обертання крану на плече  $h_2$ ;

$W_1 = pF_k$  – сила тиску вітру, що діє на плечі  $h_1$  на підвітряну площу крану  $F_k$  і залежна від питомого тиску вітру  $p$  при робочому стані крану;

$W_2 = pF_{\epsilon}$  – сила тиску вітру на підвітряну площу вантажу  $F_{\epsilon}$ , що діє на плечі  $h_3$  при вітрі робочого стану;

$G_{\epsilon}$  – вага найбільшого робочого вантажу, що діє на плечі  $(L-v) \cos \alpha + h_3 \sin \alpha$ ;

$G_{i\delta}$  – сила інерції вантажу при гальмуванні, що діє на плечі (L-в)  
 $\cos \alpha + h_3 \sin \alpha$ ; величина цієї сили рівна:

$$G_{i\delta} = \frac{G_{\delta}}{g} \cdot \frac{V_{on}}{t_2},$$

де  $t_2$  – час гальмування, с;

$V_{on}$  – швидкість опускання вантажу, м/с,  $V_{on} = 1,5V_n$ ;

$V_n$  – швидкість підйому вантажу, м/с;

$G_{io\delta}$  – відцентрова сила вантажу, що виникає при обертанні крану і діє на плечі  $h_3$  відносно ребра перекидання. Величина цієї сили:

$$G_{io\delta} = \frac{mv^2}{R}, \quad m = \frac{G_{\delta}}{g},$$

де  $R$  – радіус обертання вантажу, м.

При обертанні крану канат, на якому висить вантаж, під дією сили інерції відхилиться від вертикалі на кут  $\beta$ . Отже, радіус обертання вантажу перевищить виліт крану на деяку величину  $c$ . Кут відхилення канату визначиться з рівняння:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{c}{h_4} = \frac{G_{i\delta}}{G_{\delta}},$$

звідси витікає, що

$$c = h_4 \frac{G_{io\delta}}{G_{\delta}},$$

а радіус обертання вантажу

$$R = L + h_4 \frac{G_{io\delta}}{G_\epsilon}.$$

Окружна швидкість вантажу, м/с, складає:

$$v = \frac{2\pi R n}{60},$$

де  $n$  – частота обертання крану,  $\text{хв}^{-1}$ .

Тепер легко отримати значення сили  $G_{i\epsilon}$ .

Підставляючи у вихідну формулу відцентрової сили отримані вирази легко переконатися, що:

$$G_{io\delta} = \frac{G_\epsilon L n^2}{900 - h_4 n^2}.$$

Сумарний утримуючий момент дорівнює сумі моментів, що створюються силами  $Q$ ,  $G_{i\epsilon}$ ,  $G_{io\delta}$ ,  $W_1$  та  $W_2$ . Перекидаючий момент створюється силою  $G_\epsilon$ . Тоді коефіцієнт вантажної стійкості може бути обчислений за формулою:

$$\Psi_\epsilon = \frac{Q((a+b)\cos\alpha - h_2 \sin\alpha) - \frac{G_\epsilon L n^2 h_3}{900 - h_4 n^2} - \frac{G_\epsilon v_{on}}{gt_\epsilon}(L-b) - W_1 h_1 - W_2 h_3}{G_\epsilon(L-b)} \geq 1,15.$$

Кут нахилу  $\alpha$  приймають рівним для баштових будівельних кранів приблизно  $1,5^\circ$ , для залізничних, пневмоколісних, гусеничних,

автомобільних і інших подібних кранів, які працюють без виносних опор, приблизно  $3^\circ$ , при роботі на виносних опорах –  $1,5^\circ$ . Нормами передбачена перевірка коефіцієнта вантажної статичної стійкості, тобто стійкості крану, що знаходиться лише під впливом вагових навантажень (без врахування додаткових сил і ухилу площі):

$$\Psi_{\epsilon}^{cm} = \frac{Q(a+c)}{G_{\epsilon}(L-b)} \geq 1,4.$$

Коефіцієнт власної стійкості крану:

$$\Psi_c = \frac{M_Q}{M_{\epsilon}} \geq 1,15.$$

де  $M_Q$  – момент, який створюється вагою крана з урахуванням ухилу шляху в бік перекиду;

$M_{\epsilon}$  – момент від вітрового навантаження при неробочому стані крану відносно ребра перекодування.

$$\Psi_c = \frac{Q(b-d) - h_2 \sin \alpha}{W_3 h_3} \geq 1,15.$$

В роботі [34] наведено вплив жорсткості металоконструкцій та опорно-ходових елементів кранів на їх стійкість.

Одним з найважливіших параметрів крану, що визначають його стійкість, є утримуючий момент  $M_{утр}$  [34].

Відмічено, що дійсний утримуючий момент зокрема для автомобільних кранів, значно менше розрахункового, визначуваного як множення ваги крану на відстань від його центру тяги до ребра

перекидання. В процесі проектування це враховують, приймаючи розрахункову вагу автомобільних кранів при визначенні утримуючого моменту меншим дійсної ваги. Розрахункову вагу встановлюють на основі експериментальних даних або інтуїтивно, керуючись накопиченим досвідом проектування.

Щоб запобігти появі помилок при розрахунку стійкості, необхідно з'ясувати причину невідповідності дійсного утримуючого моменту розрахунковому і розробити метод визначення дійсного моменту та вплив на його величину різних умов роботи, для цього в роботах [17, 18, 34] представлений автомобільний кран без виносних опор у вигляді моделі (рис. 1.8), що складається з передньої і задньої частин, що сприймають відповідну долю перекидаючого моменту і що створюють утримуючий момент відносно ребра перекидання. Вага кожної частини  $G_n$  і  $G_z$  відповідно дорівнює навантаженню від ваги крану, що доводиться на його передній або задній міст. Щоб спростити рішення задачі, у ваги  $G_n$  і  $G_z$  не включена вага стріли, що має змінний центр тяжіння.

Момент, що створюється вагою стріли, віднесений до перекидаючих.

Рама крану представлена у вигляді пружного до кручення і жорсткого на вигин стрижня з приведеними крутильними жорсткостями  $C_{\phi p n}$  і  $C_{\phi p z}$  передньої і задньої частин.

Опори крану представлені у вигляді пружних елементів з приведеними лінійними жорсткостями  $G_n$  і  $G_z$ . Приведення жорсткостей виробляється загальноприйнятими методами з врахуванням особливостей конструктивного виконання опор.

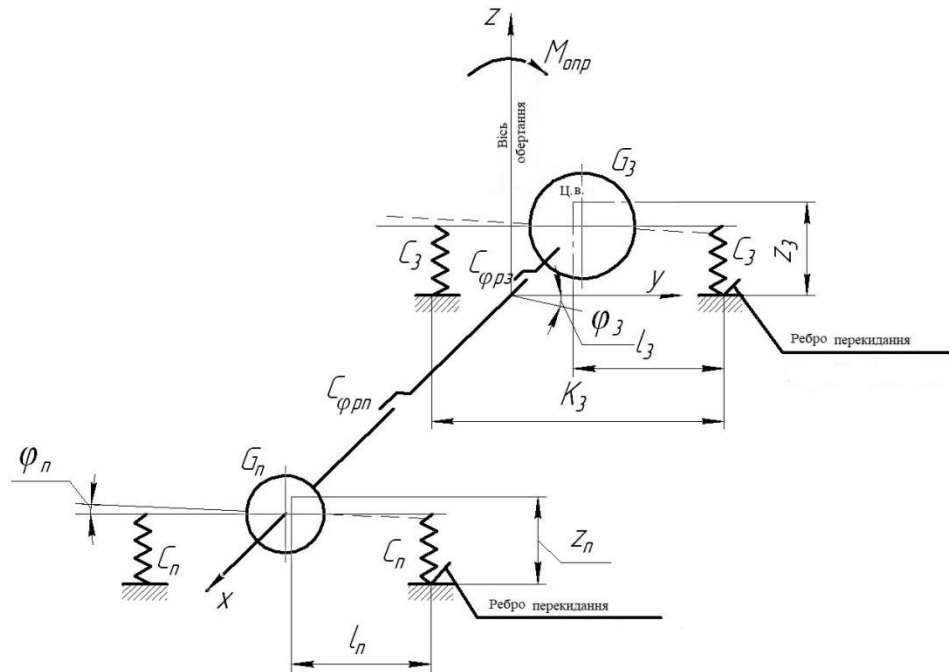


Рис. 1.8 – Модель розрахунку

Перекидаючий момент  $M_{пер}$  врівноважується реакціями опор передньої та задньої частин крана, тобто:

$$M_{пер} = M_z + M_n,$$

де  $M_z$  – момент, який перекидає задню частину крана;

$M_n$  – момент, який передає передню частину крана.

Оскільки задача за визначенням опорних реакцій є статично невизначною, введемо додаткову умову деформації і виразимо  $M_z$  і  $M_n$  через відповідні жорсткості:

$$M_z = \varphi_z C_{\varphi_z}, \quad M_n = \varphi_n C_{\varphi_n},$$

де  $C_{\varphi_z}$  та  $C_{\varphi_n}$  – приведені крутильні жорсткості опор відповідно задньої і передньої частини, які визначаються через приведені лінійні жорсткості;

$\varphi_z$  та  $\varphi_n$  – кути нахилу відповідної частини крана під дією моменту  $M_{\text{пер}}$ .

Кути нахилу:

$$\varphi_{z(n)} = \frac{\varphi_0 \cdot C_{\varphi_{pz(n)}}}{C_{\varphi_{z(n)}} + C_{\varphi_{pz(n)}}},$$

де  $\varphi_0 = \frac{M_{\text{пер}}}{C_{\varphi_0}}$  – кут обертання перетину рами в точці О у площині дії моменту  $M_{\text{пер}}$ ;

$C_{\varphi_0}$  – крутильна жорсткість всієї системи, яка приведена до площі дії моменту  $M_{\text{пер}}$ .

Слід зазначити, що тут і далі приймається лінійна залежність деформацій опор від навантаження.

Підставивши у вирази значення кутів  $\varphi_z$  та  $\varphi_n$  узявши відношення, знайдемо коефіцієнт розподілу перекидаючого моменту

$$K_p = \frac{M_n}{M_z} = \frac{C_{\varphi_{pn}} \cdot C_{\varphi_n} \cdot (C_{\varphi_z} + C_{\varphi_{pz}})}{C_{\varphi_{pz}} \cdot C_{\varphi_z} \cdot (C_{\varphi_n} + C_{\varphi_{pn}})}.$$

У окремому випадку, в автомобільних кранів, де жорсткість задньої ділянки рами збільшується із-за установки накладної рами, податливість цієї ділянки можна не враховувати. Тоді:

$$K_p = \frac{C_{\varphi_{pn}} \cdot C_{\varphi_n}}{C_{\varphi_z} \cdot (C_{\varphi_n} + C_{\varphi_{pn}})}.$$

Для пневмоколісних кранів, жорсткість рами яких набагато перевищує приведені жорсткості опор задньої і передньої частин, тобто,  $C_{\varphi_p} = C_{\varphi_n} + C_{\varphi_z}$ , аналогічно попередньому можна записати:

$$K_p = \frac{C_{\varphi_n}}{C_{\varphi_z}}.$$

Рама може вважатися жорсткою з помилкою у визначенні  $K_p$  менше 5% при  $C_{\varphi_p} \geq 7 \dots 10(C_{\varphi_n} + C_{\varphi_z})$ .

Встановимо залежність між моментом, що сприймається відповідною частиною крану, і утримуючим моментом, створюваною вагою цієї частини. Виходячи з рівності перекидаючих моментів  $M_{\text{пер}}$  утримуючим  $M_{\text{утр}}$  в початковий момент перекидання крану, запишемо:

$$M_z = M_{\text{утр}_z} = G_z(l_z - z_z \sin \varphi_z),$$

$$M_n = M_{\text{утр}_n} = G_n(l_n - z_n \sin \varphi_n),$$

де  $M_{\text{утр}_z}$  та  $M_{\text{утр}_n}$  – утримуючі моменти, які створюються вагою відповідно передньої та задньої частин крана;

$l_z$  та  $l_n$  – відстань за віссю  $y$  від центра важкості відповідної частини до ребра перекодування (рис. 1.8);

$z_z$  та  $z_n$  – висота центра важкості відповідної частини (відстань від рівня землі).

Позначимо:

$$\frac{l_z - z_z \sin \varphi_z}{l_n - z_n \sin(\varphi_z + k_\varphi)} = K_{\text{пр}\varphi},$$

$$\text{де } k_{\varphi} = \frac{\varphi_{\text{п}}}{\varphi_{\text{з}}}.$$

$$k_{\varphi} = \frac{C_{\varphi_{\text{з}}}}{C_{\varphi_{\text{п}}}} \cdot K_{\text{р}}.$$

В разі одночасної рівності перекидаючих моментів утримуючим для обох частин (передньої і задньої):

$$\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{з}}} = \frac{M_{\text{утрп}}}{M_{\text{утрз}}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{з}} \cdot K_{\text{пр}\varphi}},$$

де  $G_{\text{п}}$  – вага передньої частини крана, яка використовується для врівноваження перекидаючого моменту.

Підставивши в отриманий вираз значення  $M_{\text{з}}$  і  $M_{\text{п}}$ , отримаємо:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{з}} \cdot K_{\text{р}} \cdot K_{\text{пр}\varphi}.$$

Слід мати на увазі, що дане вираження справедливе до того моменту, поки жодна з опор не втратила контакт з опорною поверхнею.

Таким чином, якщо дійсна вага передньої частини  $G_{\text{п}} > G'_{\text{п}}$ , то не використовується в створенні утримуючого моменту крану частина ваги рівна  $G_{\text{п}} - G'_{\text{п}}$ .

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.

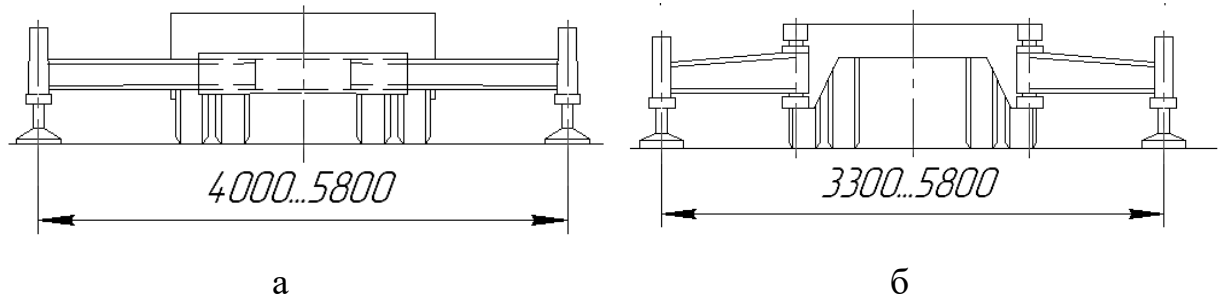
Метою роботи є дослідження чинників, що впливають на стійкість стрілових кранів та розробка методики розрахунку зміни навантажень на опорні елементи з урахуванням властивостей опорної поверхні, вибір параметрів, які забезпечать надійність роботи кранів в цілому на основі існуючих конструкцій опорних елементів та контурів.

## **1.2 Порівняльний аналіз конструкцій опорних елементів стрілових самохідних кранів та їх геометричні характеристики**

Виробництво та модернізація стрілових самохідних кранів направлені на збільшення вантажопідйомності цих машин [34 - 37]. Основною вимогою при виконанні робіт стріловими самохідними кранами є їх безпечна, безаварійна робота. Як показує досвід експлуатації вантажопідйомних машин значна частина аварій пов'язана з втратою їх стійкості. Шляхами для забезпечення стійкості та в свою чергу безпечної роботи стрілових кранів є зменшення маси стрілового обладнання та збільшення опорного контуру машини. Але при роботі з вантажем великої маси значно знизити масу стрілового обладнання неможливо, а збільшити опорний контур при роботі у надзвичайних умовах не вдається. Здебільшого при ліквідації аварій немає часу на підготовку майданчика де буде працювати стріловий кран. Елементами, що збільшують опорний контур є виносні опори (аутригери). Їх призначення збільшити опорну базу крана та забезпечити стійкість машини [38 – 40]. На сьогодні існують досить велика кількість конструкцій виносних опор, а саме: вертикальні та нахилені опори, горизонтальні висувні та поворотні опори та вертикальні поворотні опори. Різноманіття конструкцій різних типів та моделей стрілових самохідних кранів детально розглянуті у роботах [41 – 48].

При спиранні рами крану на виносні опори безпосередньо в точках кріплення забезпечується повне розвантаження рами і вісі. Виносні опори, розташовані похило у вертикальній площині, мало збільшують опорну

поверхню, проте вони прості у виготовленні і експлуатації, оскільки їх можна привести в робоче положення простим висуненням. При використанні таких опор на ґрунт під опорами діють додатково горизонтальні навантаження від складових ваги крану, які передаються унаслідок дії сил тертя.



а – горизонтальна висувна опора; б – горизонтальна поворотна опора

Рис. 1.9 – Конструктивне виконання горизонтальних виносних опор

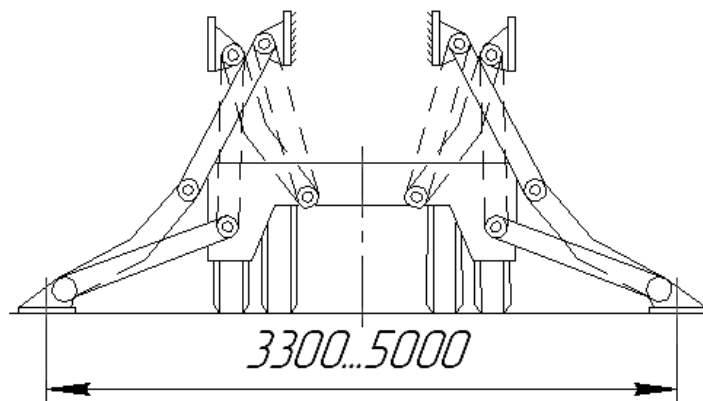


Рис. 1.10 – Конструктивне виконання вертикальної поворотної опори

У важких стрілових кранах, не дивлячись на високу собівартість, великого поширення набули зчленовані виносні опори (рис. 1.9, а), виконані різних модифікацій і що дозволяють збільшити опорний майданчик і розвантажити раму крану. Балки виносних опор зазвичай

розташовані один над одним і рідше в одній площині. При розташуванні несучих балок виносних опор перпендикулярно подовжній осі крану виникають деякі труднощі в розміщенні елементів трансмісії і управління, що вимагають спеціальних конструкторських рішень (рис. 1.9, б).

Перспективною в стрілових кранах є опора, виконана поворотною у вертикальній площині (рис. 1.10) і з гідравлічним приводом.

У потужних кранах застосовують виносні змінні опори, що сприймають навантаження від власної ваги крану і ваги вантажу, що піднімається, а також додаткові балки і сегментні елементи, завдяки яким опорна поверхня має форму, близьку до круга. Час установки виносних опор входить в загальний час підготовки крану до експлуатації.

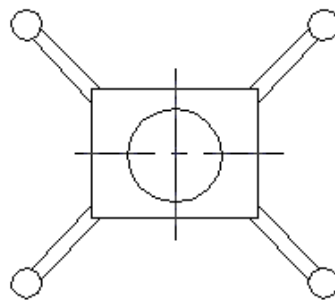


Рис. 1.11 – Конструкція знімних опор

Кран обладнаний також гідравлічними стабілізаторами ресор, які підвищують його стійкість і що забезпечують більш рівномірне навантаження на ресори при русі на поворотах.

Зовнішнє оформлення виносних опор відрізняється простотою (рис. 1.12). Для сприйняття значних вертикальних і горизонтальних навантажень від власної ваги крану і корисного вантажу, інерційних сил, вітрових навантажень несучі балки опор необхідно виконувати з елементів трубчастого або коробчатого перетину, а також з прокатних профілів з високим моментом опору перетину [49].

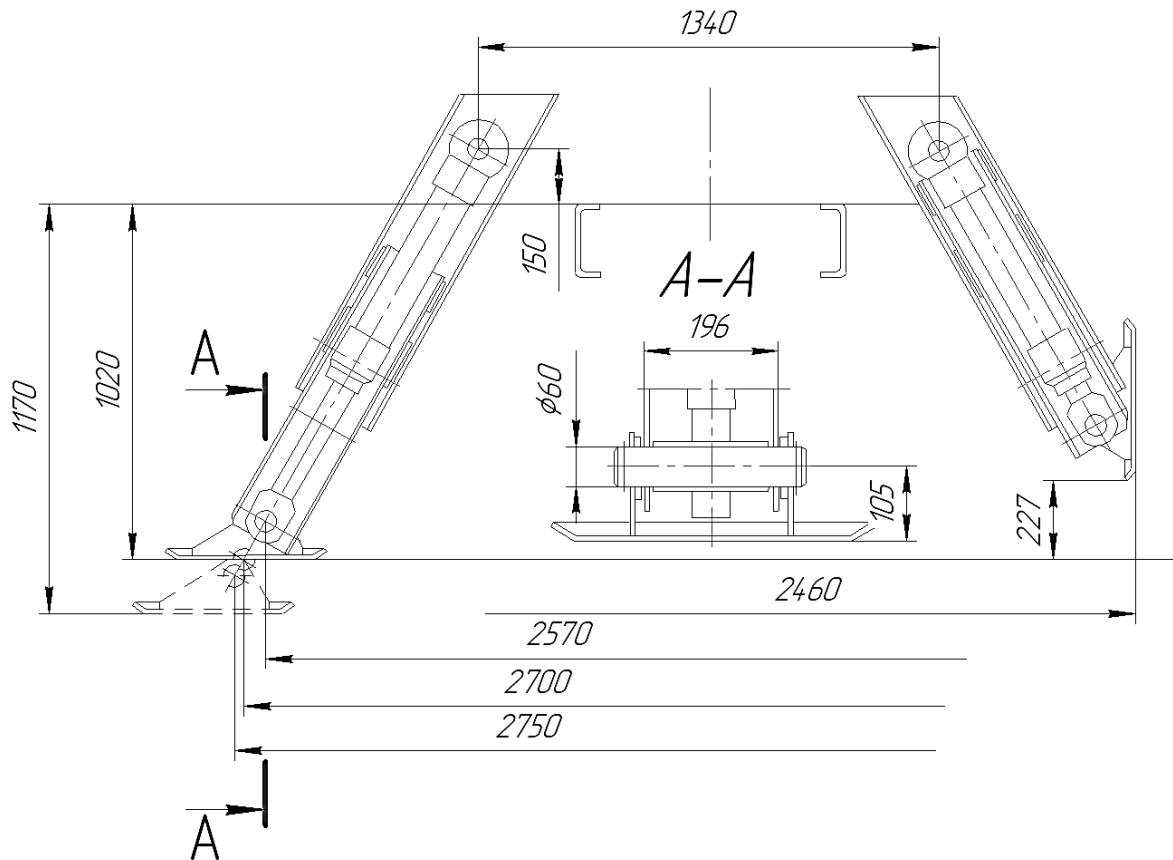
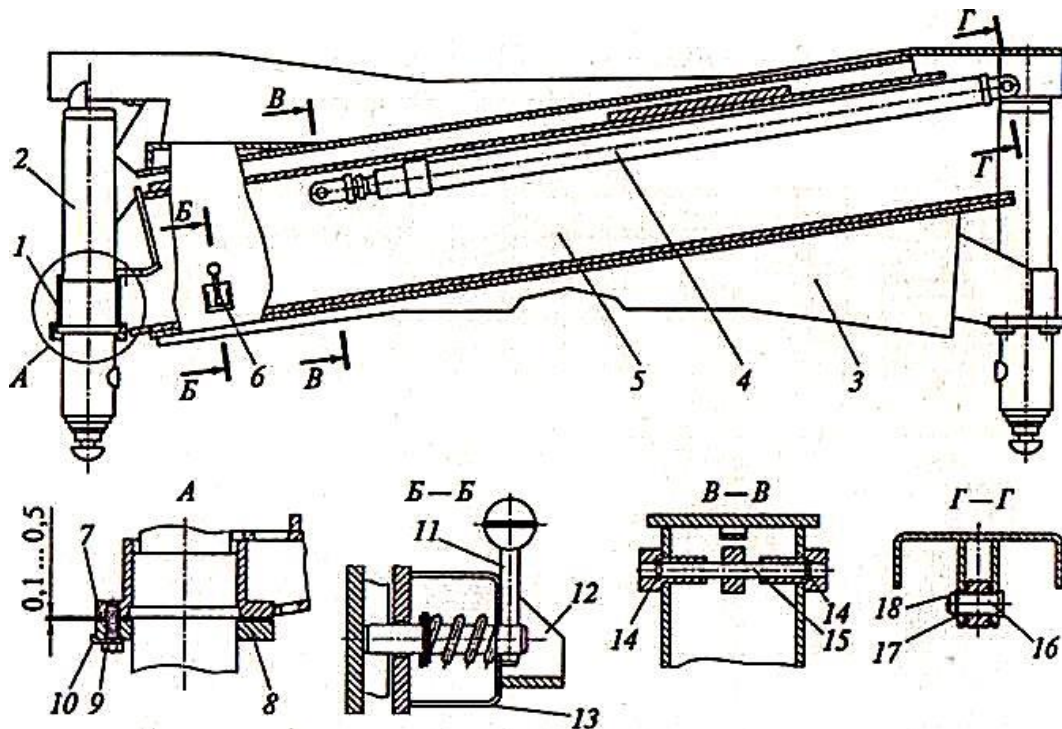


Рис. 1.12 – Похила опора автомобільного поворотного крану АДК 70  
(машинобудівний завод ім. К. Маркса, Бабельсберг – VEB Maschinenbau  
Karl Marx) [49]

Виносні опори 5 крану КС-3574 [50] – висувні (рис. 1.13) і є зварними балками коробчастого перетину, на кінцях яких закріплені гідроциліндри 2 вивішування крану. Діаметр і хід поршня гідроциліндра 2 відповідно рівні 63 і 1490 мм. Висувні виносні опори 5 вмонтовані в поперечні балки опорної рами. Висунення і втягування виносної опори здійснюється гідроциліндром 4, шток якого закріплений на виносній опорі, а корпус – на поперечній балці рами. У транспортному положенні виносні опори 5 з метою виключення мимовільного висунення стопоряться фіксаторами 6, для чого рукоятку 11 фіксатора необхідно встановити вгору. Перед висуненням виносних опор фіксатори 6 необхідно вимкнути шляхом установки всіх чотирьох рукояток фіксаторів на упори 12.

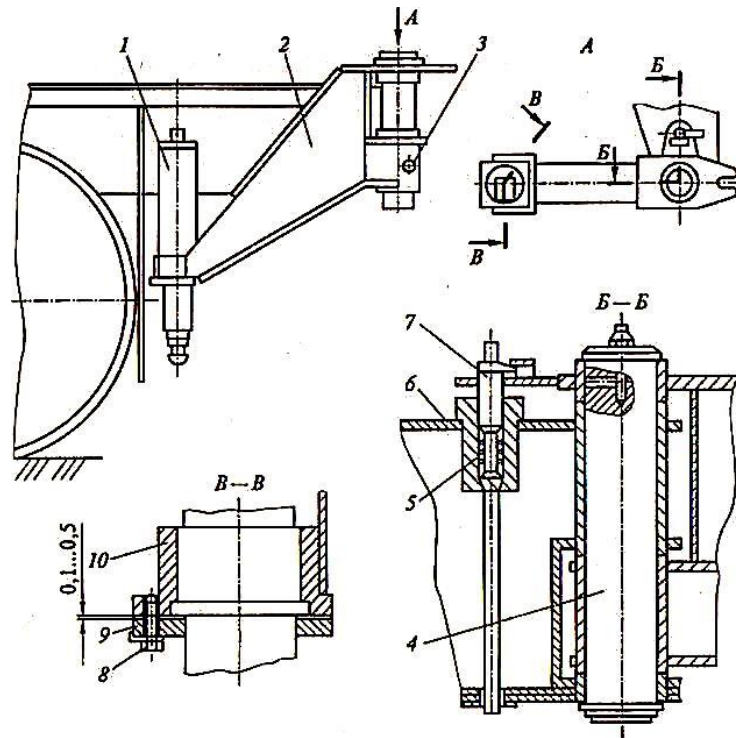


- 1 – обойми; 2, 4 – гідроциліндри; 3 – поперечна балка опорної рами;  
 5 – виносна опора; 6 – фіксатор виносної опори в транспортному  
 положенні; 7 – прокладка; 8 – ригель; 9 – болт; 10, 17 – шайби;  
 11 – рукоятка фіксатора; 12 – упор; 13 – скоба; 14 – кільце; 15, 16 – вісі;  
 18 – шплінт

Рис. 1.13 – Виносна опора крану КС-3574 [50]

Виносні опори крану КС-3577-4 (рис. 1.14) [51] – поворотні і є зварними балками коробчастого перетину, на кінцях яких закріплені гідроциліндри 1 вивішування крану. Шток гідроциліндра 1 закінчується кульовою голівкою, що має кільцеву виточку для закріплення на штоку під'ятника, що підкладається. Виносні опори 2 кріпляться на кінцях поперечних балок 6 опорної рами за допомогою шворнів 4, які служать осями обертання виносних опор при переведенні з транспортного положення в робоче і назад. Кожна виносна опора має два фіксовані положення: робоче і транспортне. Стопоріння опор в цих положеннях

здійснюється фіксаторами 7, які перед поворотом опори виймаються, а після установки опори в необхідне положення встановлюються в поєднанні стопорні отвори опори і рами з подальшим поворотом фіксатору в застопорене положення [51].

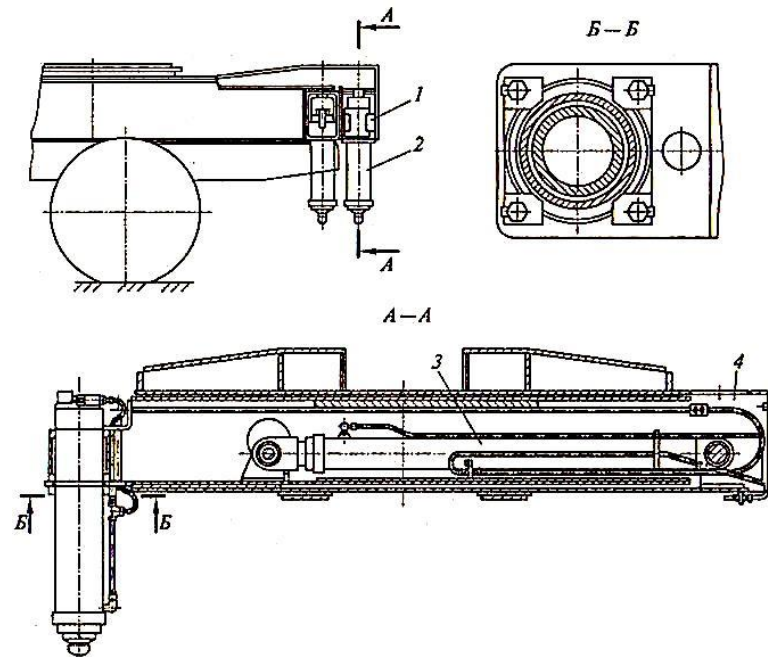


- 1 – гідроциліндр; 2 – виносна опора; 3 – масельничка; 4 – шворінь;  
 5 – пружина; 6 – поперечна балка опорної рами; 7 – фіксатор; 8 – болт;  
 9 – ригель; 10 – обойма

Рис. 1.14 – Виносна опора крану КС-3577-4 [51]

Виносна опора 1 крану КС-4572 [52] (рис. 1.15) є зварною балкою коробчастого перетину, на кінці якої кріпиться гідроциліндр 2 з кульовою голівкою в закінченні. Висунення в робоче положення і втягування для транспортування крану виробляється гідроциліндром 3, закріпленим штоковим кінцем на виносній опорі, а поршневим – на поперечній балці. На нижній рамі змонтований механізм блокування задньої підвіски шасі, що складається з двох однакових механізмів (лівого і правого), кожен з

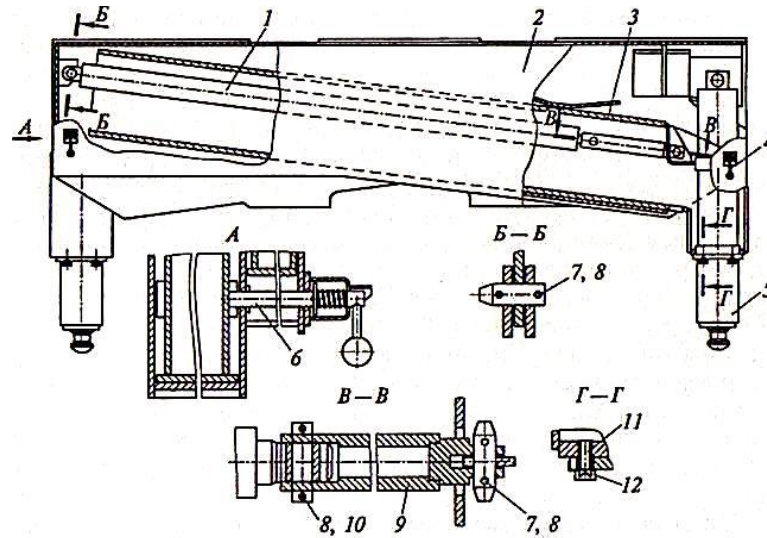
яких має гідроциліндр, шарнірно пов'язаний з важелями. Останні закріплені в проушинах кронштейнів опорної рами на осях. На нижній опорній рамі є і гідророзподільник, призначений для управління виносними опорами і механізмом блокування задньої підвіски шасі [52].



1 – виносна опора; 2 – гідроциліндр вивішування крану; 3 – гідроциліндр висування балки виносної опори; 4 – поперечна балка нижньої опорної рами

Рис. 1.15 – Виносна опора крану КС-4572 [52]

Виносна опора 3 крани КС-45717 [53] (рис. 1.16) є зварною балкою коробчастого перетину, яка переміщається в поперечній балці 2 опорних рами гідроциліндром 1. Шток гідроциліндра 1 за допомогою вставки 9 закріплений шарнірно на виносній опорі, а корпус – на опорній рамі. На кінці виносної опори закріплений болтами 11 гідроциліндр 5 вивішувань крану на виносних опорах. Кожна опора має два крайні положення – повністю висунуте і повністю втягнуте. Штоки гідроциліндрів 5 закінчуються сферичною голівкою, до якої кріпиться підп'ятник.

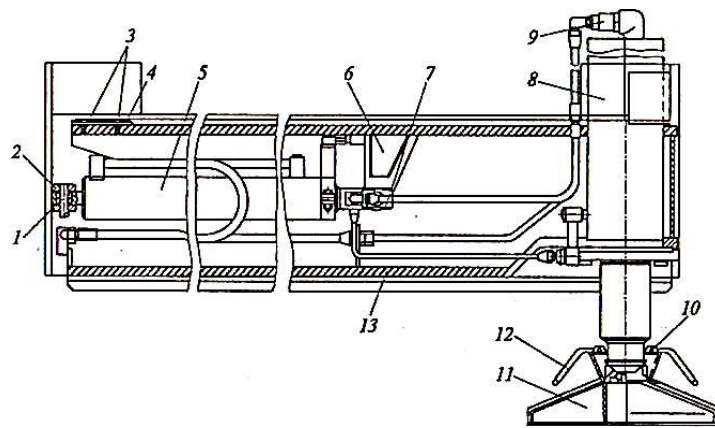


1,5 – гідроциліндри; 2 – передня поперечна балка опорної (нижньої) рами;  
 3 – виносна опора; 4 – рукоятка; 6 – фіксатор виносних опор в  
 транспортному положенні; 7, 10 – вісі; 8 – шплінт; 9 – вставка; 11 – болт;  
 12 – шайба

Рис. 1.16 – Виносна опора крану КС-45717 [53]

У транспортному положенні виносні опори 3 для виключення мимовільного висунення стопоряться фіксаторами, для чого рукоятку 4 фіксаторів необхідно встановити вниз. Перед висуненням виносних опор фіксатори необхідно включити шляхом установки рукоятки фіксаторів на упор [53].

Виносна опора (рис. 1.17) [54] складається з висувної балки 13 коробчастого перетину, яка переміщається в поперечній балці неповоротної рами, і гідроциліндра 8 вивішувань крану, закріпленого на балці 13 болтами. Корпус гідроциліндра 8 за допомогою кронштейна 2 і вісі 1 шарнірно прикріплений до поперечної балки неповоротної рами.



1, 7 – вісі; 2, 6 – кронштейни; 3 – регулювальні прокладки; 4 – накладка;  
 5 – гідроциліндр висунення балки; 8 – гідроциліндр вивішування крану;  
 9 – гідрозамок; 10 – вісь ручки для зняття підп'ятника; 11 – підп'ятника;  
 12 – ручка; 13 – висувна балка

Рис. 1.17 – Виносна опора крану КС-55716 [54]

Шток гідроциліндра 8 приєднаний до балки 13 кронштейном 6 і віссю 7. Шток гідроциліндра 8 закінчується голівкою сферичної форми. При опусканні штока в робоче положення з ним автоматично центрується підп'ятник 11, що має для цього сферичну виїмку. Щоб зняти підп'ятник 11, необхідно ручки 12 підняти вгору. Повертаючись довкола вісі 10, ручки 12 виходять з фіксованого положення і звільняють шток гідроциліндра 8. У транспортному положенні виносні опори для виключення мимовільного висунення стопоряться фіксаторами [54].

Якщо стрілові крани пересуваються по рейковому шляху, то ходова частина має наступну конструкцію: несуча рама спирається на два чотирьохвісні візка. Опори крана – це пристрій, який змонтований на ходовій рамі. Він представляє собою шарнірно закріплений кронштейн, на якому встановлена гідравлічна опора. Опора несе плиту, яка забезпечує передавання навантажень на ґрунт. При висуванні гідравлічної опори плита автоматично переводиться у робоче положення, а при втягуванні опори плита автоматично переводиться у транспортне положення і

фіксується. Тобто опори мають можливість займати транспортне або одне з трьох фіксованих робочих положень: на колесах; на чотирьох повздовжніх опорах; на чотирьох повздовжніх опорах та чотирьох поперечних опорах.

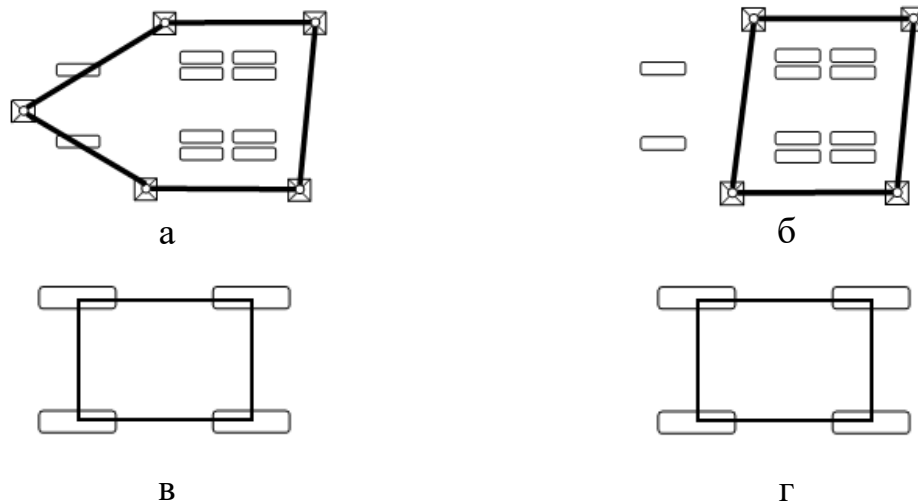
Однією з важливих проблем стрілового крана є неможливість його роботи на великих ухилах робочого майданчика або істотне зменшення вантажопідйомності крана при роботі на великих ухилах. Як правило, в даний час для безпечної роботи крана потрібне проведення значних за обсягом і часу земляних робіт з вирівнювання робочого майданчика під кран. Особливо гостро ця проблема проявляється при роботах у котлованів, коли в протиріччя між собою вступають дві проблеми: - якнайдалі від краю на схилі котловану і якомога ближче до дна котловану розташувати кран, наприклад, для підняття з дна або опускання на дно котловану вантажу; - зменшення вантажопідйомності крана, якщо він розташовується на схилі котловану з великим ухилом.

### **1.3 Аналіз конструкцій опорних контурів стрілових самохідних кранів**

Як показує аналіз конструкцій опорних елементів та умов роботи стрілових кранів, в процесі роботи машини опорні елементи складають різні опорні контри. Кожний з опорних контурів має свою конструкцію та кількість опорних точок між якими розподіляються навантаження.

В залежності від типу стрілового крану, конструкцію опорних елементів різняться види опорних контурів [55]. Розглянемо більш детально форми опорних контурів в залежності від типу стрілового крана.

Для автомобільних та пневмоколісних кранів характері наступні опорні контури (рис. 1.18) [56]:



а) 5 виносних опор; б) 4 виносні опори; в) без виносних опор з жорсткою підвіскою або блкуванням пружної підвіски; г) без виносних опор з жорсткою підвіскою або блкуванням пружної підвіски

Рис. 1.18 – Опорні контури автомобільних та пневмоколісних кранів

Опорний контур гусеничного крану (рис. 1.19) описують катки, їх конструкція та форма.

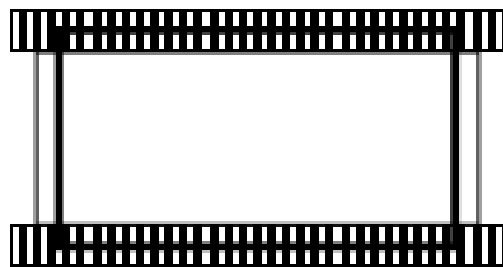


Рис. 1.19 – Опорний контур гусеничних кранів

Зазвичай вісь повороту крану проходить через центр мас опорного майданчика або головну вісь підвіски. Опорні поверхні, які характерні іншим видам стрілових кранів різної форми показані на рис. 1.21.

Переважають схеми (рис. 1.20, д, е) [57] приводять до високих навантажень на опори і несучу раму крану. Для важко навантажених

кранів характерне те, багатоточкове опирання. Багатоточкове (шести- і восьмиточкове) опирання має істотні переваги в порівнянні з чотирьохточковим опиранням. Навантаження на несучу раму крану можна знизити, якщо опорну поверхню виконати формою, близькою до круга.

Перевагою багатоточкового спирання є низька чутливість опорної системи до розвантаження однієї з опор, наприклад, унаслідок податливості ґрунту під однією з опор.

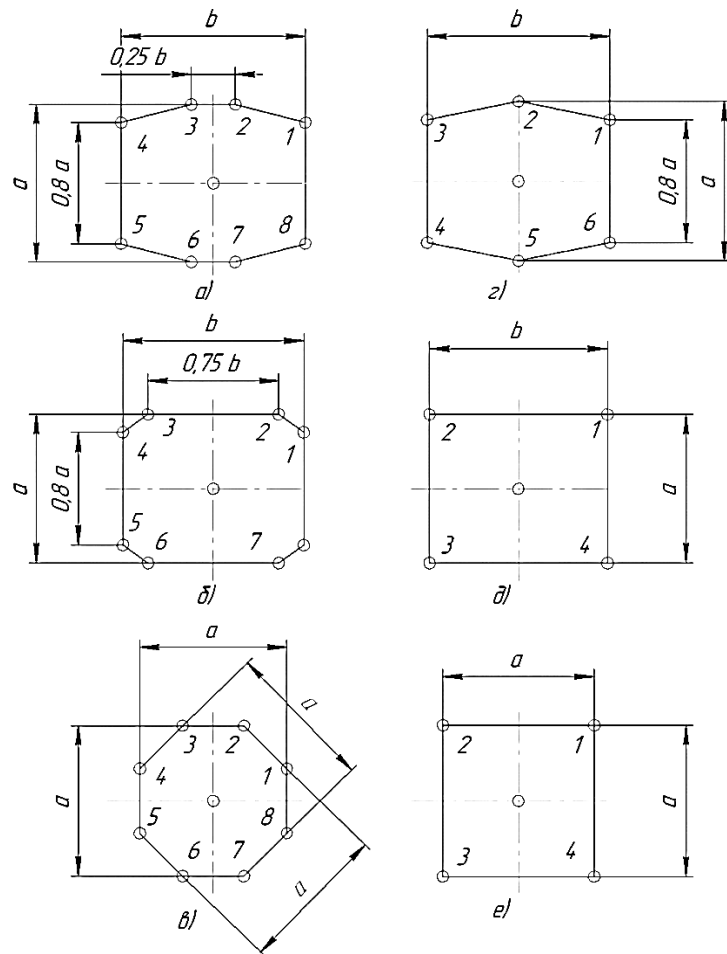


Рис. 1.20 – Опорні поверхні різної конфігурації стрілових кранів [57]

Такі типи опорних контурів здебільшого характерні для різних видів стрілових кранів.

При використанні похилих опор опорний контур змінюється в залежності від фіксації опор [58].

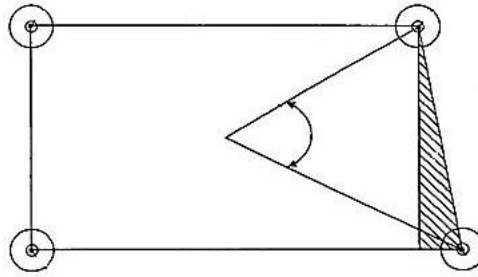


Рис. 1.21 – Зміна опорного контуру при похилих опорах

Навіть в процесі роботи даних машин може відбуватися зміна форми опорного контуру. Це може відбуватися у зв'язку з тим, що відбувається перевантаження крану, в цьому випадку одна з опор або декілька відриваються від опорної поверхні. Властивості ґрунту під опорами, його фізико-механічні властивості впливають на надійне встановлення опор. Якщо відбувається просідання ґрунту то опорний контур змінюється і відбувається перерозподіл навантажень, що може призвести до втрати стійкості машини.

Аналіз аварій різних типів вантажопідійомних машин показав, що відсотковий показник аварійності наступний (рис. 1.22):

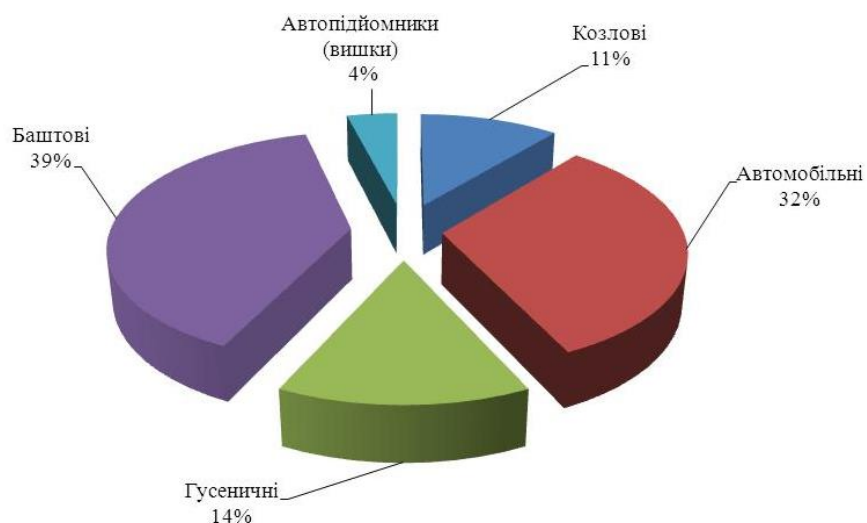


Рис. 1.22 – Аварійність різних видів вантажопідійомних машин



а

б

а – гусеничний кран; б – автомобільний кран

Рис. 1.23 – Фото аварій стрілових самохідних кранів, пов'язані з втратою їх стійкості

Аналіз конструкцій опорних контурів та опорно-ходових елементів стрілових самохідних кранів та їх геометричних характеристик показує, що розроблено різне конструктивне виконання опорно-ходових елементів, але питання надійності і безпечності експлуатації лишаються актуальними.

#### 1.4 Мета та завдання досліджень

Аналіз існуючих методик розрахунку навантажень на опорні елементи стрілових кранів та методів визначення стійкості кранів, конструкцій опорних елементів, їх геометричних характеристик, опорних контурів показав, що деякі фактори, які впливають на розподіл навантажень між опорами під час роботи крана, залишились врахованими не в повній мірі.

До таких факторів можна віднести:

- жорсткість ґрунту та його зміна під кожною опорою;
- вплив зміни опорної площі кожної опори;
- вплив нерівності поверхні на розподіл навантажень.

Таким чином, для підвищення технічного рівня стрілових кранів, забезпечення надійної та безпечної експлуатації машин, необхідно розробити методику визначення навантажень на опорні елементи, яка дозволить комплексно оцінити вплив цих факторів.

У зв'язку з викладеним визначені наступні мета та задачі досліджень:

метою роботи є обґрунтування навантажень на опорно-ходове обладнання стрілових самохідних кранів з врахуванням їх конструктивних особливостей і умов роботи;

*задачі досліджень:*

1 провести аналіз умов експлуатації стрілових самохідних кранів, конструкцій опорних контурів і їх складових елементів, методик визначення навантаженості опорно-ходового обладнання стрілових самохідних кранів;

2 провести аналіз досліджень з напрямку підвищення стійкості кранів та визначити основні напрямки підвищення стійкості при різних умовах роботи;

3 розробити методики для визначення навантажень на опорні елементи стрілових самохідних кранів з урахуванням механічних характеристик та параметрів опорної площі і опорного контуру за різних умов роботи;

4 провести теоретичні дослідження динамічних навантажень на металоконструкції та опорно-ходові елементи самохідних кранів та визначити їх вплив і перерозподіл навантажень;

5 провести експериментальні дослідження по дослідженню навантаженості опорних елементів при зміні поведінки опорної поверхні та впливу динамічних навантажень на опорно-ходові елементи;

6 на основі теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтувати методику визначення параметрів опорних елементів в залежності від умов роботи.

## Висновки до розділу 1

На основі проведеного огляду та аналізу досліджень методів розрахунку навантажень та конструкцій опорних елементів стрілових самохідних кранів встановлено, що існуючі методи цілком прийнятні для визначення стійкості стрілових кранів, навантажень на опори, але на наш погляд слід поглибити дослідження, які б дозволили врахувати зміну та перерозподіл навантажень між опорами в процесі роботи крана за різних умов роботи, в тому числі при деформації опорних площин, виникненню динамічних додаткових навантажень та знайти шлях зменшення їх впливу на опорно-ходові елементи. Для цього необхідно:

- розробити математичну модель по визначенню та дослідженню величини динамічних навантажень на елементи крана, та знайти конструктивні шляхи зниження впливу цих навантажень на опорно-ходові системи самохідних кранів;

- для перевірки теоретичних розрахунків навантажень на опорно-ходові елементи обґрунтувати параметри фізичної моделі стрілового самохідного крана та провести експериментальні дослідження перерозподілу навантажень між опорними елементами з послідуною перевіркою адекватності результатів теоретичних і експериментальних досліджень;

- розробити практичні рекомендації по визначенню навантажень на опорно-ходові елементи самохідних кранів з існуючими механізмами пересування і знайти шляхи їх зниження.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНІ ЕЛЕМЕНТИ КРАНІВ З УРАХВАННЯМ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

#### 2.1 Обґрунтування складових частин математичної моделі процесу взаємодії опорно-ходової частини самохідних кранів з зовнішнім середовищем

В багатьох галузях господарського комплексу України для виконання вантажно-розвантажувальних, монтажних, будівельних та деяких технологічних робіт використовуються мобільні стрілові вантажопідіймальні машини, в яких у якості механізмів пересування застосовують рейкові, пневмоколісні та гусеничні механізми. Механізми пересування стрілових самохідних кранів встановлені, як правило на жорсткій металоконструкції – рами і мають різну по конструкції систему опорно-ходових елементів, яка змінюється від чотирьохопорних елементів до восьми – дванадцяти, що зумовлює значну нерівномірність навантаження кінцевої ланки системи, а саме, пневмоколеса, колеса рейкових механізмів та гусеничні ланки і опорні катки гусеничних рушіїв. У відповідності з існуючими правилами охорони праці [12]: «установлення стрілових самохідних кранів проводиться на спланованому та підготовленому майданчику, схил якого не перевищує зазначеного в їх паспорті. Установ крана на свіже насипаному не ущільненому ґрунті не допускається. У проекті виконання робіт мають бути враховані категорія та характер майданчика, а для свіжонасипаного ґрунту зазначена ступінь і технологія його ущільнення». Але в розглянутих вище методах розрахунків стійкості і навантажень на опорно-ходові елементи кранів не в повній мірі показано як відповідні вимоги по опорним майданчикам можна

врахувати при проектуванні та їх експлуатації. Тому для оцінки стійкості стрілових кранів слід розробити методику визначення навантажень на опорні елементи в залежності від діючих сил та характеристик опорних майданчиків, а також слід враховувати параметри «контуру, утворюваного горизонтальними проекціями прямих ліній, що з'єднують осі опорно-ходових елементів (коліс, гусениць або виносних опор)», тобто опорного контуру [12].

В даній роботі передбачається на основі відомих математичних методів [58-61] розробити методику визначення навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів, маючих жорстку раму з'єднану з опорним контуром, з урахуванням конструкції опорної частини машини і фізико-механічних характеристик площини на яку спирається кран.

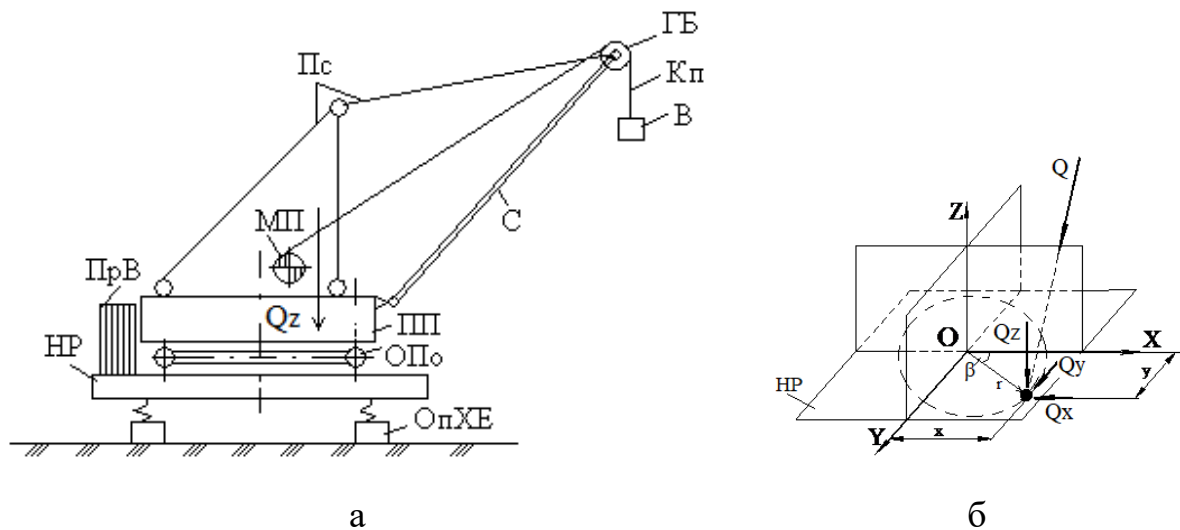
На закон розподілу навантажень опорно-ходових елементів впливає значна кількість факторів, серед яких в першу чергу слід виділити: положення і величину рівнодіючих сил, що діють на металоконструкцію, поворотну платформу, жорстку раму і опорно-ходові елементи крана; конструкцію опорно-ходової частини і рами та спосіб передачі навантажень на них; умови взаємодії опорно-ходових елементів з площиною, на яку спирається кран, та її фізико-механічні характеристики (наприклад ґрунт, асфальт чи якісь спеціальні умови).

Питання стійкості стрілових самохідних кранів досить повно розглянуті в роботах [22 – 33], де представлені основні способи визначення коефіцієнтів стійкості за різних умов роботи. Ураховуючи приведені методики в цій роботі передбачається розробка методики на основі структурування та накопичення навантаження на опорну частину крану та на кожен з опор.

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.

Для вирішення задач правильної побудови опорної площадки та визначення стійкості складемо структурну схему стрілового самохідного крана на прикладі КС-6371.

Спрощена структурна схема (рис. 2.1, а) дає змогу розглянути взаємодію складових елементів крана та розробити математичну модель для розрахунків навантажень на опорні елементи машини та показує взаємодію основних складових такого крана.



а – структура крана; б – схема розкладання сил

Рис. 2.1 – Спрощена структурна схема стрілового самохідного крана

Так на (рис. 2.1, а) показано взаємозв'язок вантажу В через канати механізму підйому  $K_{\Pi}$ , головні блоки ГБ з механізмом підйому МП, який встановлений на поворотній платформі ПП. На поворотній платформі ПП встановлюється стріла С та обладнання підвіски стріли  $\Pi_c$  та противага  $\Pi_p B$ , а сама поворотна платформа через опорно-поворотне обладнання  $O_{\Pi O}$  передає навантаження на опорно-ходові елементи  $O_{\Pi XE}$ , які можуть значно відрізнятися по конструкції.

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 Р з опорною площиною розкладаємо силу Q в ній на три складові:  $Q_x$ ,  $Q_y$ ,  $Q_z$  (рис. 2.1, б), опорно-ходові елементи умовно не показані.

Моменти сил відносно координатних осей:

$$\begin{aligned} M_x &= \sum Q_{z_i} \cdot y_i; \\ M_y &= \sum Q_{z_i} \cdot x_i; \\ M_z &= \sum Q_{x_i} \cdot y_i + Q_{y_i} \cdot x_i, \end{aligned} \quad (2.1)$$

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

Величина рівнодіючої сили:

$$Q_\Sigma = \sum Q_{z_i},$$

де  $Q_\Sigma$  – проекція всіх сил, діючих на систему, на вісь Z.

Складові довжини вільоту рівнодіючої по осям X та Y:

$$r_x = \frac{M_y}{Q_\Sigma};$$

$$r_y = \frac{M_x}{Q_\Sigma},$$

де  $r_x$  та  $r_y$  - проекції вектора вільоту рівнодіючої на осі X та Y.

Вибіг рівнодіючої всіх сил:

$$r = \sqrt{r_x^2 + r_y^2},$$

де  $r$  - вибіг рівнодіючих всіх сил.

Кут повороту рівнодіючої (рис. 2.1, б) визначається залежно від величини й знака складових:

$$\beta = \arctg \frac{r_y}{r_x},$$

де  $\beta$  – кут між рівнодіючою й віссю X.

Таким чином, при розробці математичної моделі процесу навантаження опорних елементів крану з урахуванням умов праці, необхідно враховувати реальні конструктивні розміри крану. З точки зору розподілу навантажень між опорами основними розмірами є відстань опорних елементів до вісі обертання крану  $L_i$  та навантаження на опорну поверхню, яке виражено через моменти сил відносно координатних осей (рис. 2.1).

## **2.2 Розробка математичної моделі для чотирьохточкової системи опирання**

Математична модель повинна вирішувати поставлену задачу по визначенню навантажень на опори стрілового крана. 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 допущення:

- 1) ґрунт під окремо взятою опорою являє собою однорідне тіло, зв'язок між тиском опори і деформацією ґрунту відомий;
- 2) нижня рама крану абсолютно жорстка;
- 3) умови навантаження опор однакові;
- 4) навантаження з боку вантажу та мас елементів відоме;

5) положення рівнодіючої при різних положеннях вантажу відоме.

Система опирання й передачі навантаження на опорну площину наступна: вага усієї машини сприймається нижньою рамою крану, яка передає це навантаження на чотири опорні елемента.

Схема, яка відображає взаємодію жорсткої опорної рами стрілового крану з опорною поверхнею, яка має певний коефіцієнт жорсткості представлена на рис. 2.2. 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 обертальний момент.

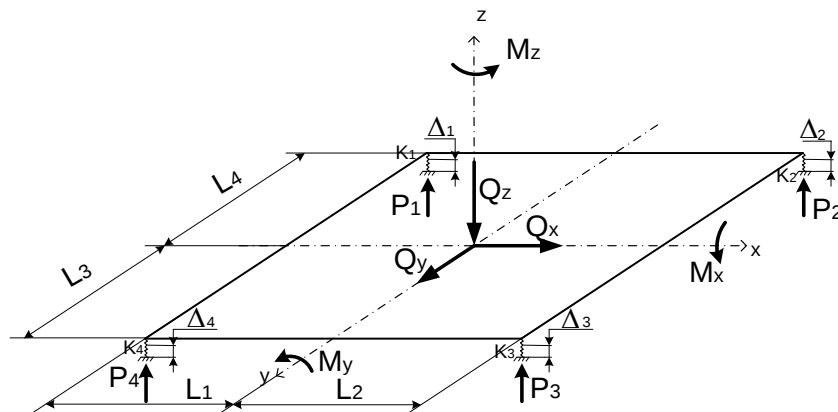


Рис. 2.2 – Розрахункова схема чотирьохопорного ходового обладнання

Для визначення деформації ґрунту використаємо відомі залежності, при цьому величину деформації опорної поверхні (ґрунту), позначаємо її в подальшому через  $h$ , а глибина занурення опорно-ходових елементів і жорсткість опорної площини крану, наприклад ґрунту можна визначити із залежності Домбровського М.Г. [63 – 64].

$$h = k \cdot \frac{P}{F},$$

де  $h$  – деформація ґрунту під опорним елементом, см;

$P$  – зусилля з боку опори на ґрунт, Н;

$F$  – площа опорної поверхні, см<sup>2</sup>;

$k$  – коефіцієнт податливості ґрунту, см<sup>3</sup>/даН.

Для визначення реакцій опор  $P_1, P_2, \dots, P_4$  складемо рівняння рівноваги машини.

Проекція всіх сил на вісь Z:

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^4 F_i &= 0; \\ \sum_{i=1}^4 P_i - Q_z &= 0,\end{aligned}\tag{2.2}$$

де  $P_i$  – реакції ґрунту на опорні елементи, які прикладені в точках контакту опорно-ходових елементів;

$Q_z$  – величина рівнодіючої всіх сил.

Сума всіх моментів сил відносно осі X:

$$\begin{aligned}\sum M_x &= 0; \\ P_1 \cdot L_4 + P_2 \cdot L_4 - P_3 \cdot L_3 - P_4 \cdot L_3 + M_x &= 0,\end{aligned}\tag{2.3}$$

де  $M_x$  – моменти усіх сил відносно осі X;

$P_i$  – реакції опор на опорні елементи;

$L_i$  – відстань від центру до  $i$ -ої опори.

Сума всіх моментів сил відносно осі Y

$$\sum M_y = 0;$$

$$-P_1 \cdot L_1 + P_2 \cdot L_2 + P_3 \cdot L_3 - P_4 \cdot L_1 - M_y = 0, \quad (2.4)$$

де  $M_y$  – моменти усіх сил відносно осі Y;

$P_i$  – реакції опор на опорні елементи;

$L_i$  – відстань від центру до  $i$ -ої опори.

Трьох рівнянь статички недостатньо для визначення 4-ох невідомих реакцій. 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 і Y визначають розташування опорних точок.

Для визначення цієї площини скористаємось координатами трьох будь-яких опорних точок, які не лежать на одній прямій (див. рис. 2.2).

Запишемо рівняння площини у матричному виді

$$\begin{vmatrix} x-x_1 & y-y_1 & h-h_1 \\ x_2-x_1 & y_2-y_1 & h_2-h_1 \\ x_3-x_1 & y_3-y_1 & h_3-h_1 \end{vmatrix} = 0 \quad (2.5)$$

Вирішимо визначник:

$$\begin{aligned} (x-x_1) \begin{vmatrix} y_2-y_1 & h_2-h_1 \\ y_3-y_1 & h_3-h_1 \end{vmatrix} - (y-y_1) \begin{vmatrix} x_2-x_1 & h_2-h_1 \\ x_3-x_1 & h_3-h_1 \end{vmatrix} + (h-h_1) \begin{vmatrix} x_2-x_1 & y_2-y_1 \\ x_3-x_1 & y_3-y_1 \end{vmatrix} = 0; \\ (x-x_1) \cdot ((y_2-y_1) \cdot (h_3-h_1) - (h_2-h_1) \cdot (y_3-y_1)) - \\ - (y-y_1) \cdot ((x_2-x_1) \cdot (h_3-h_1) - (h_2-h_1) \cdot (x_3-x_1)) + \\ + (h-h_1) \cdot ((x_2-x_1) \cdot (y_3-y_1) - (y_2-y_1) \cdot (x_3-x_1)) = 0; \end{aligned}$$

Згрупуємо складові рівняння:

$$h_1 \cdot u_1 + h_2 \cdot u_2 + h_3 \cdot u_3 + h_i \cdot u_i = 0, \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \text{де } e &= (x_2 - x_1) \cdot (y_3 - y_1) - (y_2 - y_1) \cdot (x_3 - x); \\ u_1 &= (x - x_1) \cdot (y_3 - y_2) + (y - y_1) \cdot (x_2 - x_3) - e; \\ u_2 &= (x - x_1) \cdot (y_1 - y_3) + (y - y_1) \cdot (x_3 - x_1); \\ u_3 &= (x - x_1) \cdot (y_2 - y_1) + (y - y_1) \cdot (x_1 - x_2). \end{aligned}$$

Скориставшись залежністю (2.1), маємо:

$$P_1 \cdot \frac{k_1 \cdot u_1}{F_1} + P_2 \cdot \frac{k_2 \cdot u_2}{F_2} + P_3 \cdot \frac{k_3 \cdot u_3}{F_3} + P_i \cdot \frac{k_i \cdot e}{F_i} = 0. \quad (2.7)$$

Підставив координати 4-ї опорної точки у рівняння (2.7) (три інші входили в базові точки площини) отримаємо четверте рівняння, що дасть змогу скласти систему лінійних рівнянь з чотирма невідомими. Система лінійних рівнянь для стрілового крану типу КС буде мати вигляд:

$$\begin{cases} P_1 + P_2 + P_3 + P_4 - Q_z = 0; \\ P_1 \cdot L_4 + P_2 \cdot L_4 - P_3 \cdot L_3 - P_4 \cdot L_3 + M_x = 0; \\ -P_1 \cdot L_1 + P_2 \cdot L_2 + P_3 \cdot L_3 - P_4 \cdot L_1 + M_y = 0; \\ P_1 \cdot \frac{k_1 \cdot u_1}{F_1} + P_2 \cdot \frac{k_2 \cdot u_2}{F_2} + P_3 \cdot \frac{k_3 \cdot u_3}{F_3} + P_i \cdot \frac{k_i \cdot e}{F_i} = 0. \end{cases} \quad (2.8)$$

Отриману систему рівнянь, запишемо у матричному виді:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ L_4 & L_4 & -L_3 & -L_3 \\ -L_1 & L_2 & L_3 & -L_4 \\ \frac{k_1 \cdot u_1}{F_1} & \frac{k_2 \cdot u_2}{F_2} & \frac{k_3 \cdot u_3}{F_3} & \frac{k_4 \cdot e}{F_4} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ Mx \\ My \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.9)$$

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 програму у середовищі Maple [65], згідно з розробленим алгоритмом.

Методика дослідження навантажень на опори крану із застосуванням розробленої математичної моделі [66-67] за допомогою програми у середовищі Maple представлена на рис. 2.3 включає: підготовка даних, що визначають лінійні розміри досліджуваної машини, характеристики ґрунту.

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.

Підготовка даних про діючі навантаження від мас елементів крану і їхнього розташування та вітрових навантажень.

Створюємо глобальну систему координат, вісь у проходить через вісь обертання крану, x та z знаходяться у площині контакту коліс з ґрунтом. Кран встановлюємо у нульове положення: стріла розташована уздовж шляху, виліт вантажу максимальний.

Навантаження від мас елементів задаємо у вигляді вектора, координати початку якого відповідають точці прикладення сили (сила прикладена у центрі мас елемента). Заносимо до програми величину

навантаження таким чином: вказуємо координати початку вектора  $\{x_1; y_1; z_1\}$  і координати кінця  $\{x_1; y_1; z_1 - G_i\}$ , а довжина цього вектора  $\sqrt{(x_1 - x_1)^2 + (y_1 - y_1)^2 + (z_1 - (z_1 - G_i))^2}$  і буде величина навантаження  $G_i$ .

Складаємо окремо масив координат поворотних сил (змінюють свої значення при повороті стріли крану та при зміні вильоту вантажу) і неповоротних (не залежать від вказаних процесів).

Підстановка даних щодо діючого режиму навантаження. Створення опорної площини. Пошук базових точок опорної площини. Створення матриці вихідних даних.

Дослідження зміни навантажень на опори, що виникають у основі крану в процесі роботи при різних положеннях стріли, вильоті.

а) Зміна вильоту вантажу враховується таким чином: переносимо стрілу у початок координат.

За допомогою відповідних перетворень повертаємо стрілу відносно вісі у на кут підйому і транслюємо у точку підвісу стріли.

Аналогічно проводимо ці ж операції для вантажу.

б) В результаті повороту стріли крану координати поворотних сил змінюють свої значення. За допомогою відповідних перетворень повертаємо вектори цих сил на кут повороту крану.

в) Площадка стоянки крану не може бути абсолютно горизонтальною, тому треба врахувати кути нахилу цієї площадки до горизонталі. Повертаємо вектори усіх сил (поворотних і неповоротних) на потрібні кути нахилу по аналогії з попередніми.

Створення матриці навантаження. Розрахунок навантажень на опорні елементи крану для вказаного режиму навантаження. Побудова графіків розподілу навантажень між опорами стрілового крану у процесі роботи.

На рисунку 2.3 представлений алгоритм, за яким ведеться розрахунок навантажень.

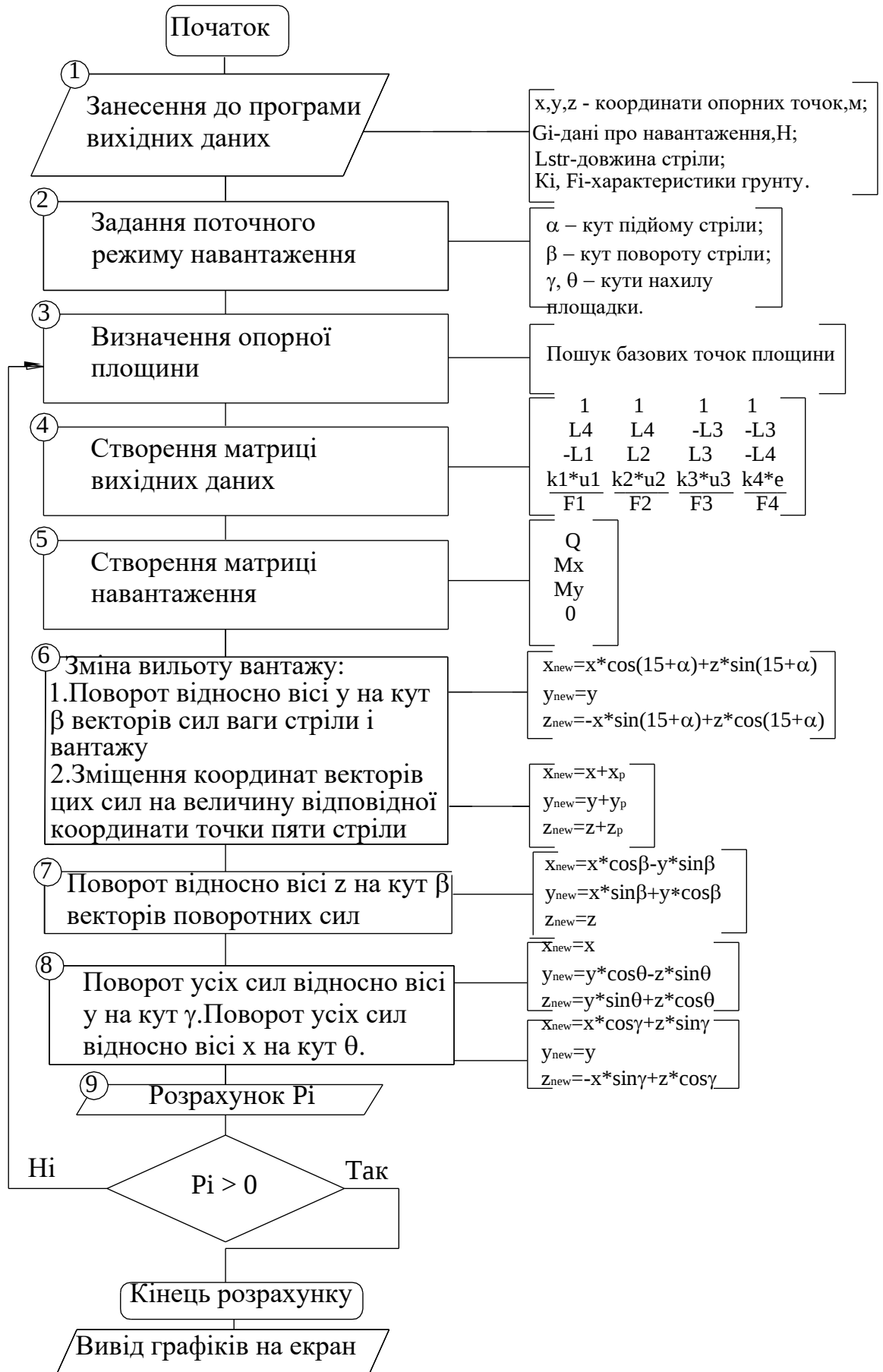
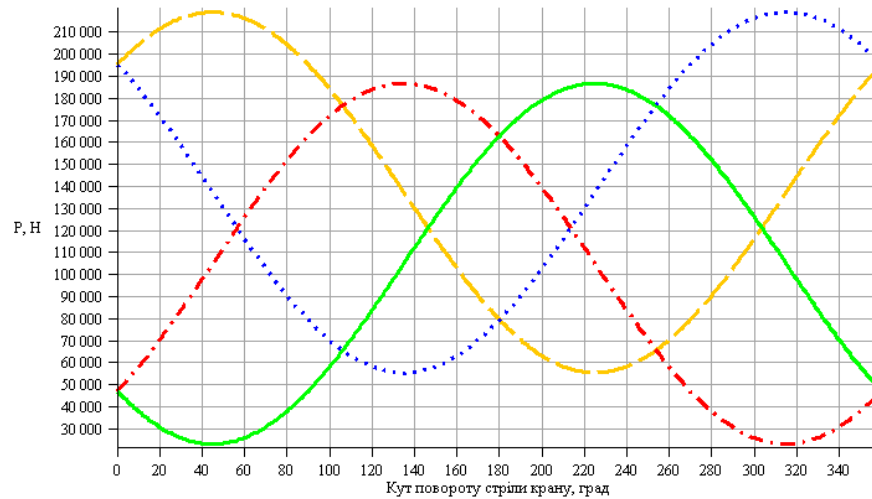
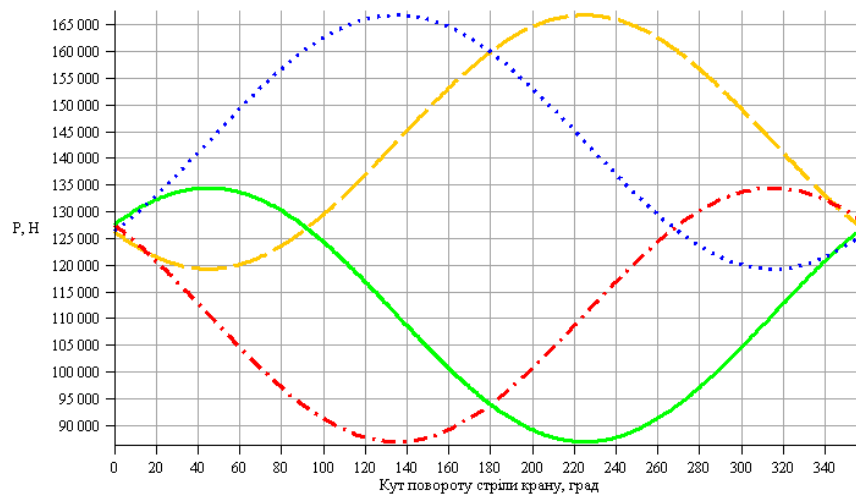


Рис. 2.3 – Алгоритм розрахунку

Попередній аналіз отриманих графіків показує, що за допомогою представленої моделі отримали зміну навантаження кожної опорної точки при повороті стріли крану та при різних значеннях вильоту, при розрахунку приймемо кути стоянки крану  $\gamma=0^0$ ,  $\theta=0^0$ .



а)



б)



Рис. 2.4 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при повороті стріли: а) при максимальному вильоті (кут підйому стріли  $50^0$ ), б) при куті підйому стріли  $25^0$

Аналіз графіків, зображених на рис. 2.4, дозволяє зробити такі попередні висновки:

- при максимальному вильоті вантажу критичними положеннями крану є положення, коли  $\beta=45^0$  та  $\beta=315^0$ , у цих випадках кран спирається майже на три опори;
- при куті підйому стріли  $25^0$  і куті повороту  $0^0$  навантаження розподіляються рівномірно між всіма опорними точками,  $P \approx 127$  кН.

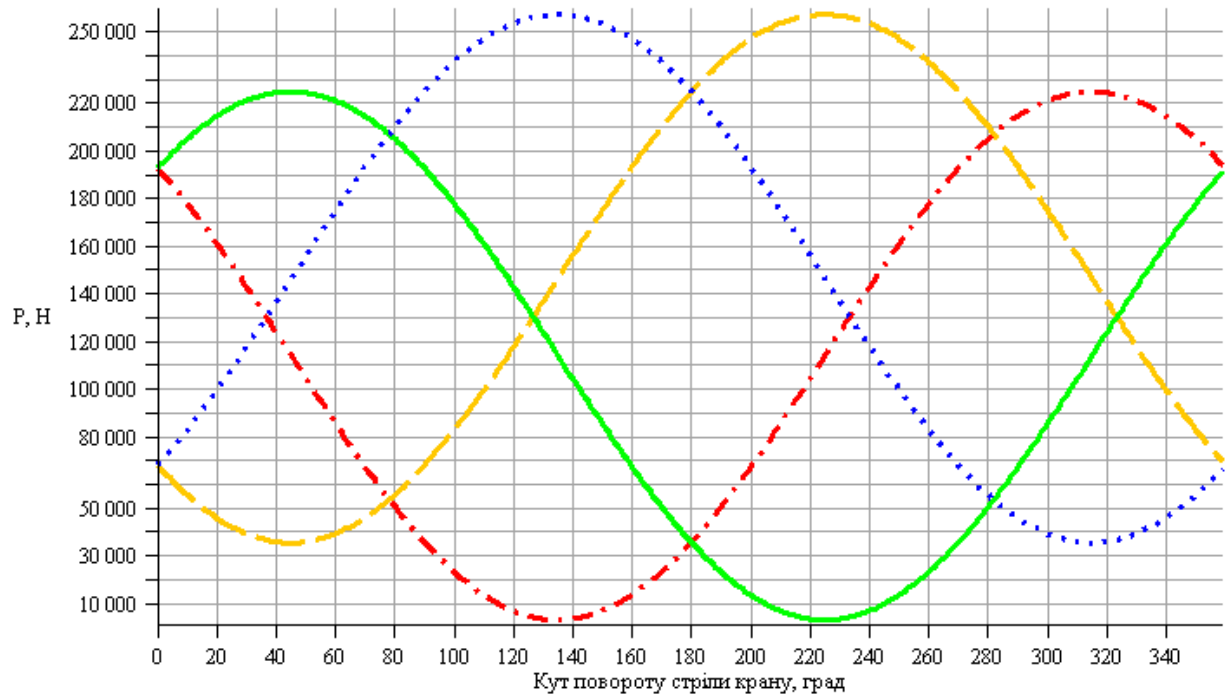
### **2.3 Результати теоретичних досліджень зміни навантаженості опорних елементів стрілового самохідного крана з чотирьохопорним контуром**

За допомогою програми у середовищі Maple (див. додаток А) був проведений аналіз зміни завантаженості опорних елементів стрілового крану КС-6371 при роботі крану [57, 70 - 74] за розробленою методикою (додаток Б, В).

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.

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

Графік зміни і розподілення навантажень між опорами для вказаного випадку показано на рис. 2.5.



Використані умовні позначення:

—  $P_3$ ; - . - . - .  $P_2$ ;  
- - - - -  $P_4$ ; - - - - -  $P_1$ .

Рис. 2.5 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при повороті крану

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки при зміні вильоту стріли від максимального значення до мінімального.

При розрахунках приймемо: - кут повороту стріли  $\beta=0^0$ ; - кути стоянки крану  $\gamma=0^0$ ,  $\theta=0^0$ .

Графік зміни і розподілення навантажень між опорами для вказаного випадку показано на рис. 2.6.

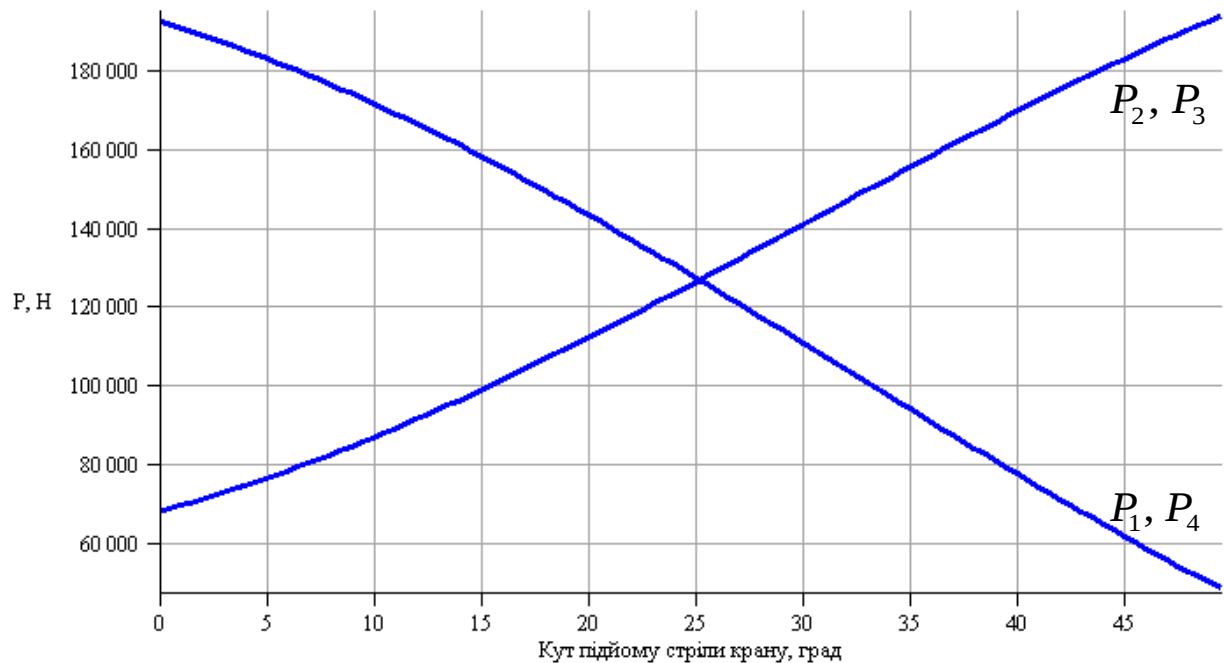
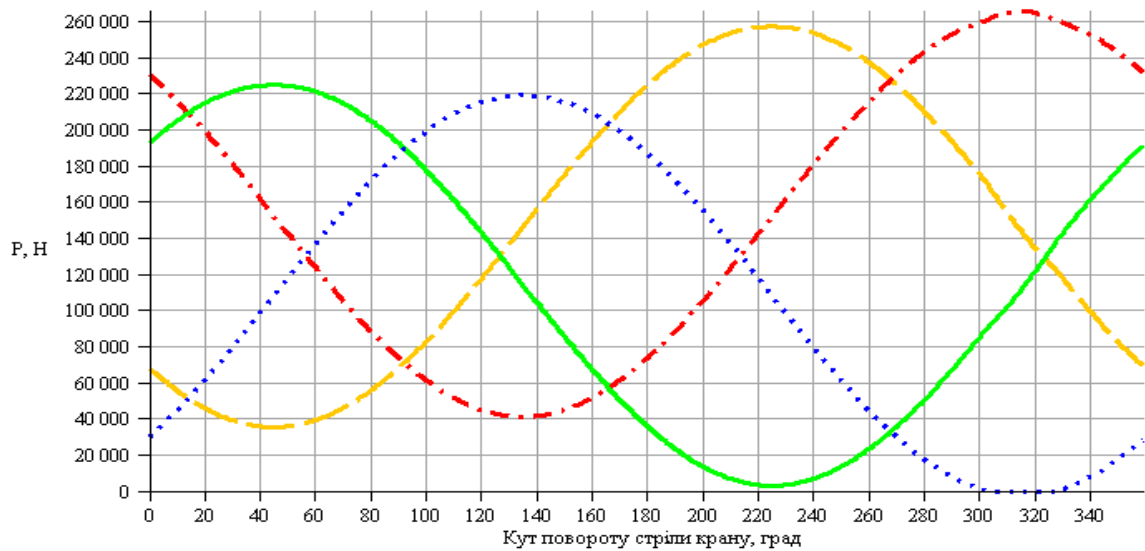


Рис. 2.6 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при зміні вильоту стріли

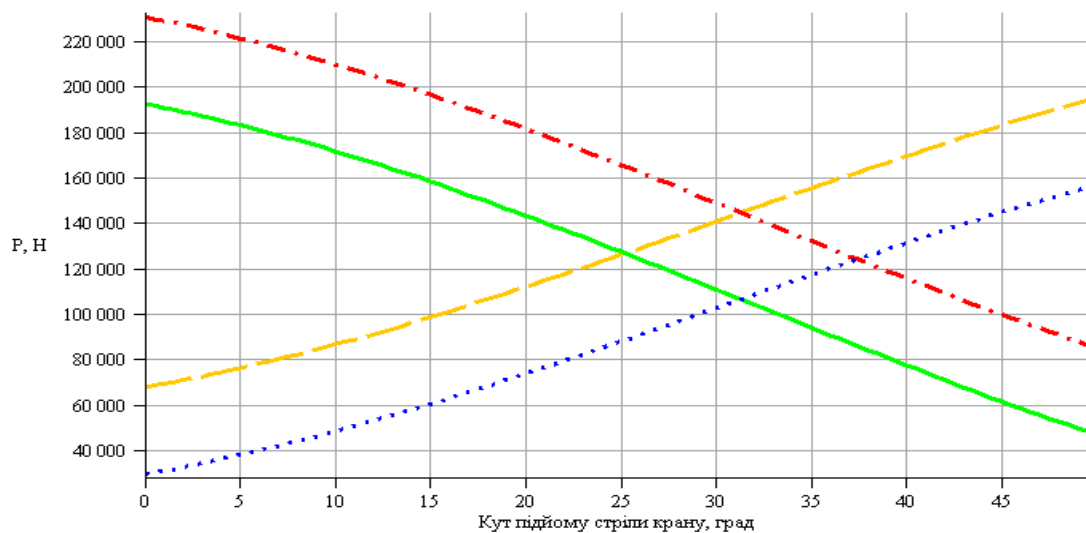
Аналіз графіків, зображених на рис. 2.5, 2.6, дозволяє зробити такі висновки:

- 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  $\beta=135^0$  друга опора є майже розвантаженою, а при куті повороту  $\beta=225^0$  третя опора майже виключається з роботи.

Якщо вітер змінить свій напрямок (наприклад, на  $90^\circ$  від прийнятого початкового положення), то характер розподілу навантаження буде наступний (рис. 2.7 – 2.9).

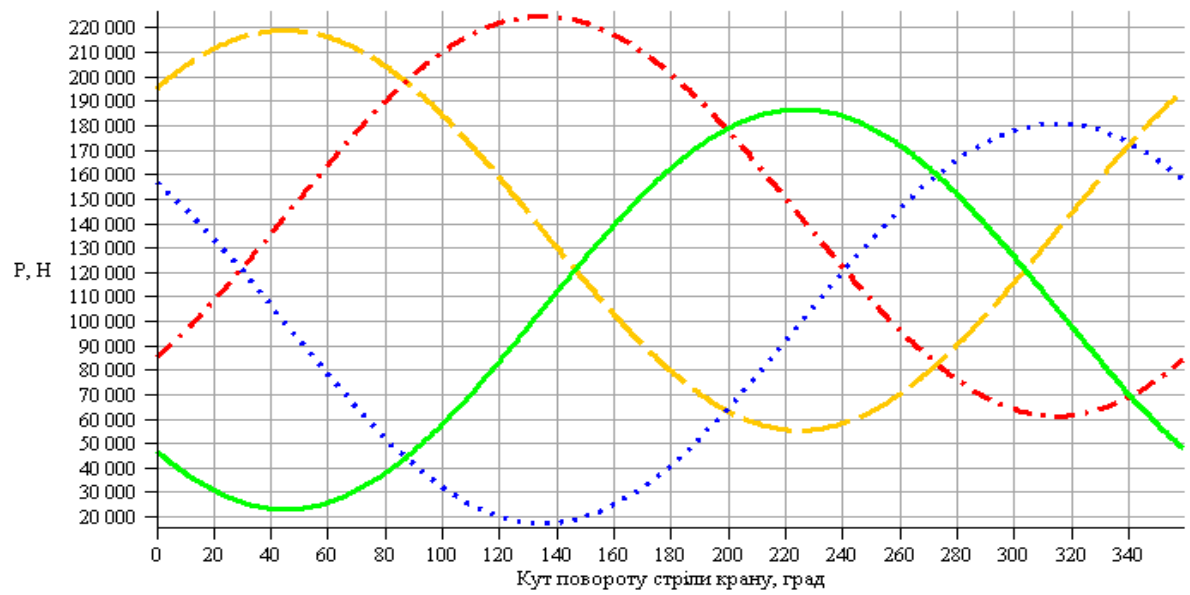


а)

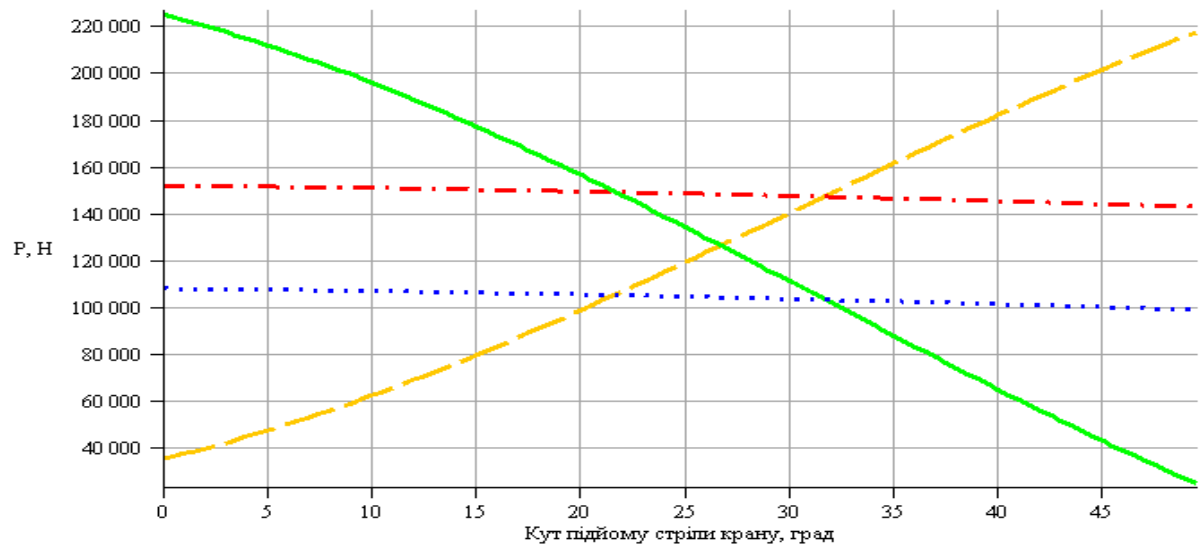


б)

Рис. 2.7 – Графіки зміни і розподілу навантажень при змінному напрямку вітру: а) при повороті стріли: кут підйому стріли  $\alpha=0^\circ$ , кути стоянки крану  $\gamma=0^\circ$ ,  $\theta=0^\circ$ ; б) при підйомі стріли: кут повороту стріли крану  $\beta=0^\circ$ , кути стоянки крану  $\gamma=0^\circ$ ,  $\theta=0^\circ$

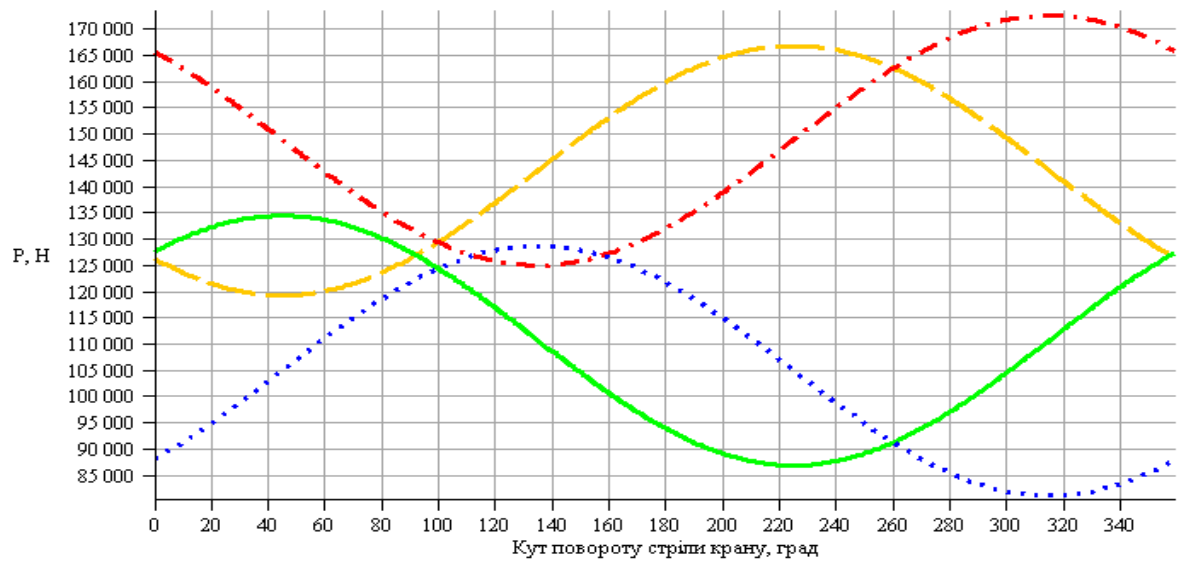


а)

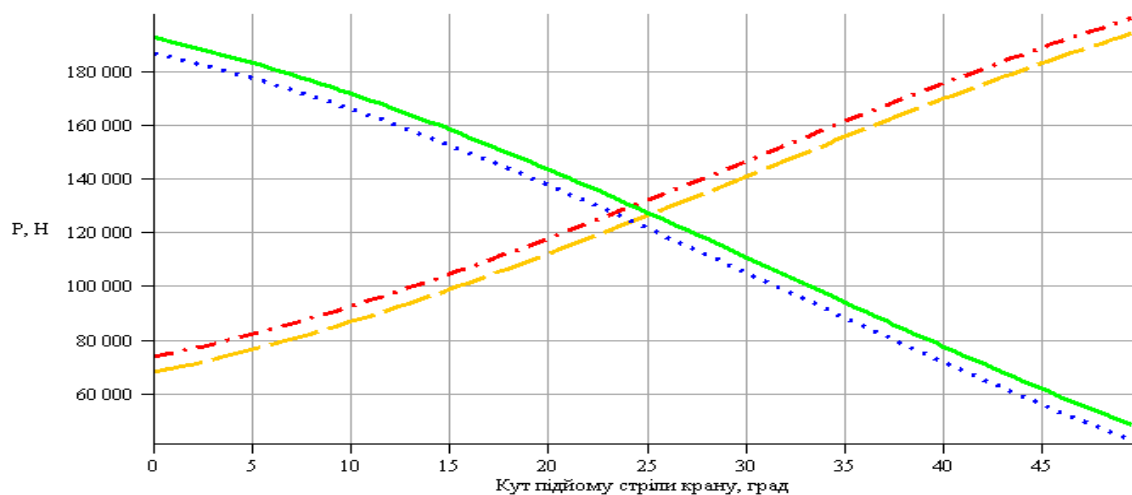


б)

Рис. 2.8 – Графіки зміни і розподілу навантажень при змінному напрямку вітру: а) при повороті стріли:  $\alpha=50^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\theta=0^\circ$ ; б) при підйомі стріли:  $\beta=45^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\theta=0^\circ$



а)



б)

Рис. 2.9 – Графіки зміни і розподілу навантажень при змінному напрямку вітру: а) при повороті стріли:  $\alpha=25^{\circ}$ ,  $\gamma=0^{\circ}$ ,  $\theta=0^{\circ}$ ; б) при підйомі стріли:

$$\beta=90^{\circ}, \gamma=0^{\circ}, \theta=0^{\circ}$$

Значний вплив мають також такі фактори, як нерівність опорної поверхні, що приводить до перевантаження одних і мінімального навантаження інших опорних точок. Наприклад, на рис. 2.10 приведено графік розподілу навантажень при стоянці крану на похилому майданчику.

З рис. 2.10 видно, що при повороті стріли крану на кут від  $100^{\circ}$  до  $170^{\circ}$  спостерігається відрив другої опори і перерозподіл навантажень між трьома залишившимися у роботі опорними елементами, навантаження від цієї опори в основному сприймає 4 опора, бачимо скачок навантаження цієї опорної точки на графіку.

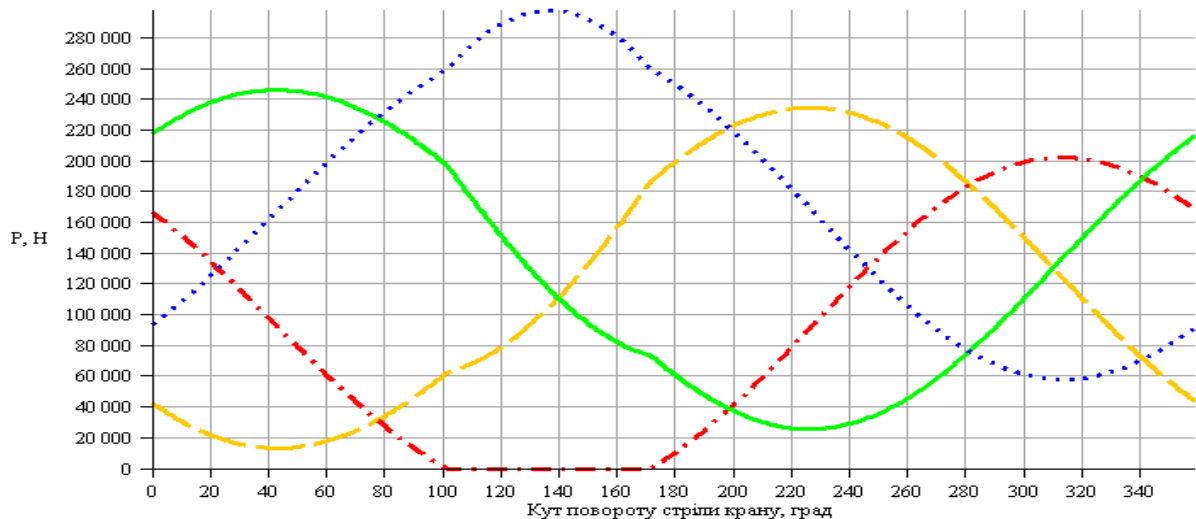


Рис. 2.10 – Графік розподілу навантажень при стоянці крану на похилому майданчику (при повороті стріли:  $\alpha=0^{\circ}$ ,  $\gamma=0^{\circ}$ ,  $\theta=4^{\circ}$ )

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що деякі опорні точки мають як позитивне, так і негативне навантаження при повороті крану. Коливання навантажень на ці точки мають амплітуду близько 200 кН.

При установці самохідного крану в робоче положення необхідно встановити виносні опори на робочий майданчик. У більшості випадків доводиться працювати на відкритих ґрунтах, що мають різні коефіцієнти опору зминанню [75]. Слабкі ґрунти сприяють сильному просіданню башмаків виносних опор і нерівності установки крану, що може привести до втрати стійкості крану і можливого його перекидання [76].

При установці виносної опори, ґрунт, що просів, випробовує опір ґрунту зминанню силою  $P$ , перпендикулярною до поверхні кочення. Якщо через  $p$  позначити фактичний тиск на ґрунт, а через  $h$  - відповідну глибину занурення, то залежність між ними може бути представлена формулою:

$$p = p_0 h^\mu,$$

де  $p_0$  – постійний для даного ґрунту коефіцієнт питомого опору зминанню, який сприяє зануренню опорної поверхні в  $1\text{см}^2$  на глибину  $1\text{см}$ ;

$\mu$  – коефіцієнт зминання.

Якщо покласти відповідно до досліджень М.Х. Пігулевського [77-78], що  $\mu=1$ , то глибина занурення  $h = \frac{P}{p_0}$ .

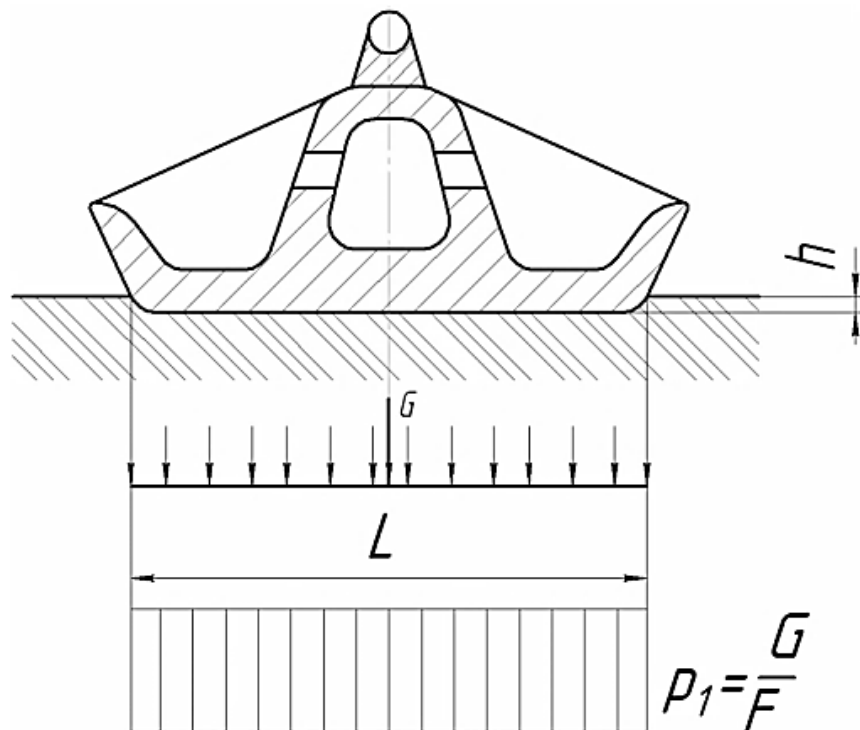


Рис. 2.11 – Статична еюра тиску під опорним елементом виносної опори

Таблиця 2.1

Коефіцієнти опору зминанню  $p_0$  та допускні навантаження на ґрунт  $p_d$ ,  
кН/м<sup>2</sup>

| Рід і стан ґрунтів                                     | $p_0$   | $p_d$     |
|--------------------------------------------------------|---------|-----------|
| Заболоченість ґрунту                                   | 18-25   | 20-30     |
| Мокра глина, рихлий пісок, рілля                       | 25-35   | 300-500   |
| Крупний пісок, волога глина середньої щільності        | 35-60   | 400-600   |
| Глина середньої щільності і щільна                     | 50-60   | 600-700   |
| Щільна глина середньої вологості, мергель і лес вологі | 70-100  | 800-1000  |
| Щільна глина, мергель і лес сухі                       | 110-130 | 1100-1500 |

Знаючи тиск на ґрунт  $p$  і приймаючи  $p_0$  по таблиці 2.1, можна визначити  $h$ . Питома робота того, що зім'яло А при зануренні на глибину  $h$ :

$$A = \int_0^h p dh = \int_0^h p_0 h dh = \frac{p_0 h^2}{2}.$$

Замінюючи  $h$  його значенням, отримаємо для черевика опори шириною  $b$  і завдовжки  $l$ .

$$A = \frac{p^2}{p_0} bl.$$

Визначимо фактичне занурення опори з урахуванням форми, її опорної поверхні. Позначивши витіснений об'єм ґрунту через  $V$ , отримаємо  $G = p_0 V$  або  $V = G/p_0$ . Повна глибина занурення опори

$$h = \frac{G/p_0}{bl}.$$

Розглянемо випадок занурення максимально навантаженої виносної опори для різних пологів ґрунтів. Максимальне навантаження на виносну опору  $G=315\text{кН}$ . Розрахуємо глибину занурення для різних розмірів опорних елементів виносних опор, розміри, що мають:  $b \times l=0,5; 0,6; 0,75\text{ м}$  відповідно (приклад розрахунку для різних ґрунтів наведено в додатку Г). За результати розрахунків побудовано залежність глибини занурення опори в ґрунт від роду ґрунту про різних розмірах опорної поверхні.

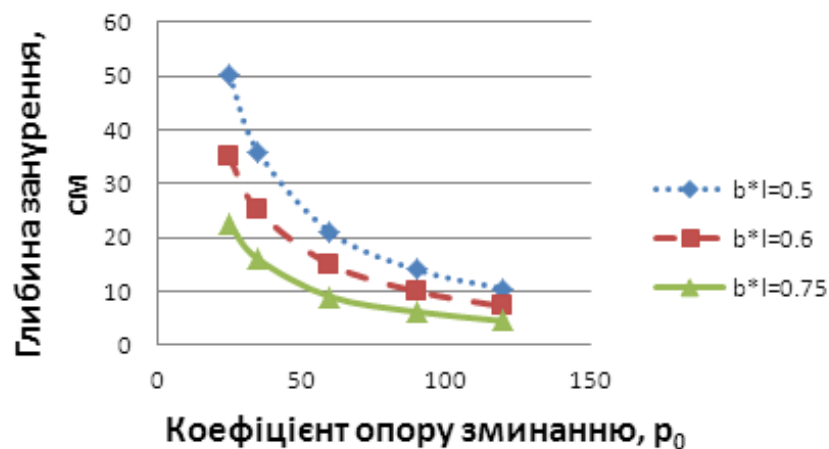


Рис. 2.12 - Залежність глибини занурення опори в ґрунт від роду ґрунту при різних розмірах опорної поверхні

Таким чином, глибина занурення виносної опори зростає пропорційно величині фактичного тиску на ґрунт і зменшується при збільшенні коефіцієнта опору зминання  $p_0$  і збільшенні площі того, що спирається  $b \times l$  виносної опори на ґрунт.

Приведені вище розрахунки показали значне зниження занурення опорних елементів в ґрунт особливо на слабких ґрунтах (див. рис. 2.12) при збільшенні опорної поверхні. Виходячи з цього, для забезпечення безаварійної роботи крану на виносних опорах і стабільній роботі на різних ґрунтах необхідно мати змінні опорні елементи, різних розмірів.

Для даного автомобільного крану КС- 6371 на заболочених ґрунтах, мокрій глині, рихлому піску, ріллі, крупному піску, вологій глині середньої щільності рекомендується встановлювати опорні черевики розмірами  $b \times l = 0,75 \text{ м}$ . Максимальне занурення при цьому складе 0,225 м. Робота крану на глині середньої щільності, щільної, мергелі і лесі менш схильна до просідання в ґрунт, тому машиніст крану може не встановлювати конкретні опорні черевики перед роботою на цих ґрунтах.

#### 2.4 Математична модель процесу навантаження для восьми-точкового опорного контуру

При розробці математичної моделі процесу навантаження опорно-ходових елементів стрілових самохідних кранів з восьми-точковим складним контуром з рахуванням умов праці, необхідно враховувати реальні конструктивні розміри крану і його контуру, а припущення, прийняті в п. 2.2, розповсюджуються і на дану систему опирання.

Конструктивна схема наведена на рис. 2.13.

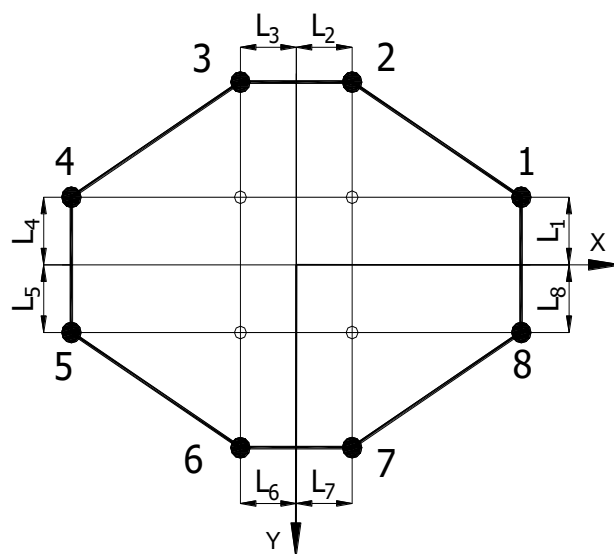


Рис. 2.13 – Схема опорного контуру крана

Схема, яка відображає взаємодію складного опорного контуру крана з ґрунтом, який деформує, наведена на рис. 2.14. За даною схемою реакція деформації ґрунту з коефіцієнтом податливості  $k$ , на який спираються опорні елементи площею  $F$ , замінена дією пружного елемента з певною жорсткістю.

Глибина занурення кожної опорної точки позначені  $h_i$ . Глибина занурення опори та жорсткість ґрунту пов'язані між собою формулою Домбровського та знаходяться у лінійній залежності.

Усі зовнішні навантаження приведені до рівнодіючої сили  $Q_y$  та вильоту рівнодіючої  $r$ .

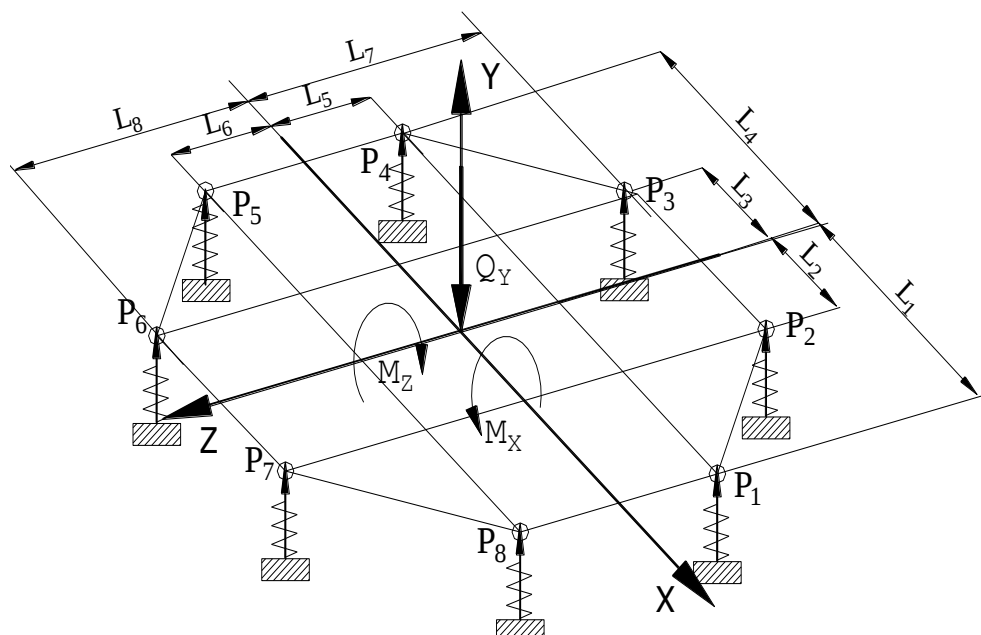


Рис. 2.14 – Розрахункова схема взаємодії опорних елементів крана з ґрунтом при складному (восьми-точковому) опорному контурі

Трьох рівнянь статички недостатньо для визначення  $n-3$  невідомих реакцій, що лишились. Використаємо допущення, що опорний контур абсолютно жорсткий, отже, для жорсткої системи спирання при любых переміщеннях (зануреннях опорних точок в ґрунт) опорних точок, усі вони

знаходяться в одній площині. Тому, деформацію ґрунту та навантаження на опорні елементи под. опорними точками можна знайти визначив цю площиність. Визначив рівняння сумісності деформації ґрунту під опорами, можемо отримати розподіл навантажень між аутригерами. Площиність деформації ґрунту визначимо в координатах  $X-Z-h$ . Координата  $h$  є глибиною занурення опорної точки в ґрунт, а координати  $X-Z$  визначають положення опорних точок.

Для визначення описаної площині використаємо координати трьох любых опорних точок, які не лежать на одній прямій, наприклад першої, другої та восьмої. Для системи, яка зображена на рисунку, координати мають вид:  $(x_1, z_1, h_1) - (x_2, z_2, h_2) - (x_8, z_8, h_8)$ .

Запишемо рівняння площині у матричному вигляді:

$$\begin{vmatrix} x - x_1 & z - z_1 & h - h_1 \\ x_2 - x_1 & z_2 - z_1 & h_2 - h_1 \\ x_8 - x_1 & z_8 - z_1 & h_8 - h_1 \end{vmatrix} = 0. \quad (2.10)$$

Проведене перетворення згідно розробленої методики [66] і отримуємо наступні рівняння:

$$(x - x_1) \begin{vmatrix} z_2 - z_1 & h_2 - h_1 \\ z_8 - z_1 & h_8 - h_1 \end{vmatrix} - (z - z_1) \begin{vmatrix} x_2 - x_1 & h_2 - h_1 \\ x_8 - x_1 & h_8 - h_1 \end{vmatrix} + (h - h_1) \begin{vmatrix} x_2 - x_1 & z_2 - z_1 \\ x_8 - x_1 & z_8 - z_1 \end{vmatrix} = 0;$$

Аналогічно наведеної вище методики отримаємо:

$$\begin{aligned} & (x - x_1)((z_2 - z_1)(h_8 - h_1) - (h_2 - h_1)(z_8 - z_1)) - \\ & - (z - z_1)((x_2 - x_1)(h_8 - h_1) - (h_2 - h_1)(x_8 - x_1)) + \\ & + (h - h_1)((x_2 - x_1)(z_8 - z_1) - (z_2 - z_1)(x_8 - x_1)) = 0; \end{aligned} \quad (2.11)$$

Згрупуємо складові рівняння по змінним  $X-Z$  та  $h$ , отримаємо параметричне рівняння взаємного впливу опор при роботі:

$$h_1 \cdot u_1 + h_2 \cdot u_2 + h_8 \cdot u_8 + h_i \cdot u_i = 0,$$

де коефіцієнти при рівнянні:

$$\begin{aligned} u_1 &= (x - x_1)(z_8 - z_2) + (z - z_1)(x_2 - x_8) - e; \\ u_2 &= (x - x_1)(z_1 - z_8) + (z - z_1)(x_8 - x_1); \\ u_8 &= (x - x_1)(z_2 - z_1) + (z - z_1)(x_1 - x_2); \\ e &= (x_2 - x_1)(z_8 - z_1) - (z_2 - z_1)(x_8 - x_1). \end{aligned} \quad (2.12)$$

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

$$\frac{k_1 P_1}{F_1} u_1 + \frac{k_2 P_2}{F_2} u_2 + \frac{k_8 P_8}{F_8} u_8 + \frac{k_i P_i}{F_i} e = 0,$$

де  $k_i$  – коефіцієнт податливості ґрунту під  $i$ -ю опорою;

$P_i$  – навантаження на  $i$ -ю опору, Н;

$F_i$  – опорна площа під  $i$ -ю опорою, см<sup>2</sup>;

$u_1, u_2, u_8, e$  – коефіцієнти при невідомих, які перераховуються для кожного рівняння в залежності від положення опори.

Підставивши координати опорних точок (окрім тих, що входили в базові точки плоскості) отримаємо  $n-3$  рівнянь, яких бракувало, що дає можливість скласти систему лінійних рівнянь з  $n$  невідомими.

Для наведеної опорної системи рівняння будуть мати вигляд:

$$\sum F_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 - Q_y = 0; \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \sum M_i = & -L_5 \cdot P_1 - L_7 \cdot P_2 - L_7 \cdot P_3 - L_5 \cdot P_4 + L_6 \cdot P_5 + L_8 \cdot P_6 + L_8 \cdot P_7 \\ & + L_6 \cdot P_8 + Q_y \cdot r \cdot \sin \beta = 0, \end{aligned} \quad (2.14)$$

де  $\beta$  – кут між вектором  $r$  та віссю  $X$ , град;

$r$  – вибіг рівнодіючої всіх сил, мм;

$L_i$  – плече сил, мм (див. рис. 2.5).

$$\frac{k_1 u_1^3}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^3}{F_2} P_2 + \frac{k_3 e}{F_3} P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + 0 \cdot P_6 + 0 \cdot P_7 + \frac{k_8 \cdot u_8^3}{F_8} \cdot P_8 = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^4}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^4}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + \frac{k_4 e}{F_4} P_4 + 0 \cdot P_5 + 0 \cdot P_6 + 0 \cdot P_7 + \frac{k_8 u_8^4}{F_8} P_8 = 0;$$

$$-L_1 \cdot P_1 - L_2 \cdot P_2 + L_3 \cdot P_3 + L_4 \cdot P_4 + L_4 \cdot P_5 + L_3 \cdot P_6 - L_2 \cdot P_7 - L_1 \cdot P_8 + Q_y \cdot r \cdot \cos \beta = 0; \quad (2.15)$$

$$\frac{k_1 u_1^6}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^6}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + \frac{k_5 \cdot e}{F_5} P_5 + 0 \cdot P_6 + 0 \cdot P_7 + \frac{k_8 u_8^6}{F_8} P_8 = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^7}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^7}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 e}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + \frac{k_8 u_8^7}{F_8} P_8 = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^8}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^8}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + 0 \cdot P_6 + \frac{k_7 e}{F_7} P_7 + \frac{k_8 u_8^8}{F_8} P_8 = 0.$$

У наведених вище формулах коефіцієнти  $u_i^j$  треба розуміти як коефіцієнт « $u$ » опори №  $i$  рівняння  $j$ .

Отримана система рівнянь [66], яка записана в матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ L_5 & L_7 & L_7 & L_5 & -L_6 & -L_8 & -L_8 & -L_6 \\ \frac{k_1 u_1^3}{F_1} & \frac{k_2 u_2^3}{F_2} & \frac{k_3 e}{F_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_8 u_8^3}{F_8} \\ \frac{k_1 u_1^4}{F_1} & \frac{k_2 u_2^4}{F_2} & 0 & \frac{k_4 e}{F_4} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_8 u_8^4}{F_8} \\ L_1 & L_2 & -L_3 & -L_4 & -L_4 & -L_3 & L_2 & L_1 \\ \frac{k_1 u_1^6}{F_1} & \frac{k_2 u_2^6}{F_2} & 0 & 0 & \frac{k_5 e}{F_5} & 0 & 0 & \frac{k_8 u_8^6}{F_8} \\ \frac{k_1 u_1^7}{F_1} & \frac{k_2 u_2^7}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 e}{F_6} & 0 & \frac{k_8 u_8^7}{F_8} \\ \frac{k_1 u_1^8}{F_1} & \frac{k_2 u_2^8}{F_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_7 e}{F_7} & \frac{k_8 u_8^8}{F_8} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \\ P_6 \\ P_7 \\ P_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_y \\ Q_y \cdot r \cdot \sin \beta \\ 0 \\ 0 \\ Q_y \cdot r \cdot \cos \beta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.16)$$

Аналіз виведених формул показав, що існує можливість визначення навантажень на опорні елементи з урахуванням нерівностей рельєфу під кожною опорою, яка призводить до різної глибини занурення кожної з опор при багато опорній формі контуру (на прикладі восьмиопорної системи).

Таблиця 2.2

#### Варіанти стану опорного контуру

| Номер варіанту стану опорного контуру | Розмір<br>$L_7 + L_8$ , мм | Розмір<br>$L_2 + L_3$ , мм | Розмір<br>$L_5 + L_6$ , мм |
|---------------------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| 1                                     | 7000                       | 2270                       | 2620                       |
| 2                                     | 4400                       | 6504                       | 2620                       |
| 3                                     | 3900                       | 6676                       | 2620                       |

В результаті теоретичних досліджень отримано графіки навантаженості опорних елементів для восьми-точкової системи опирання.

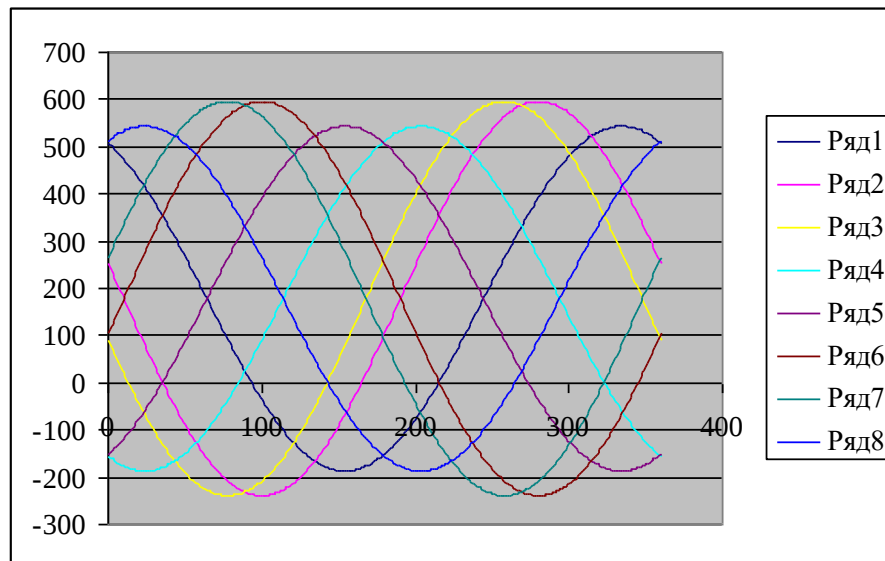


Рис. 2.15 – Розподіл навантажень на опори крана для першого опорного контру

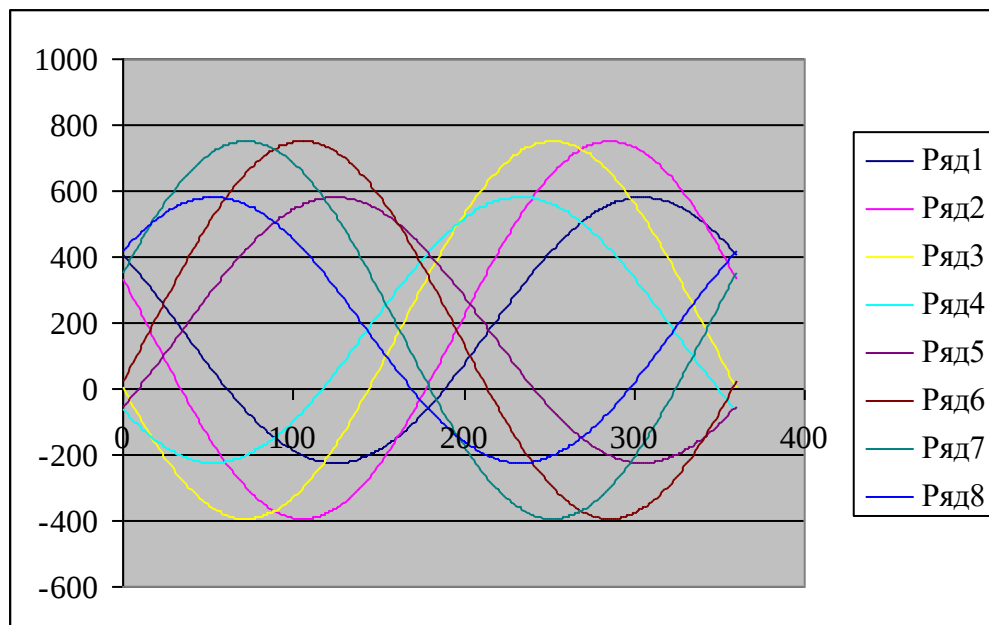


Рис. 2.16 – Розподіл навантажень на опори крана для другого опорного контру

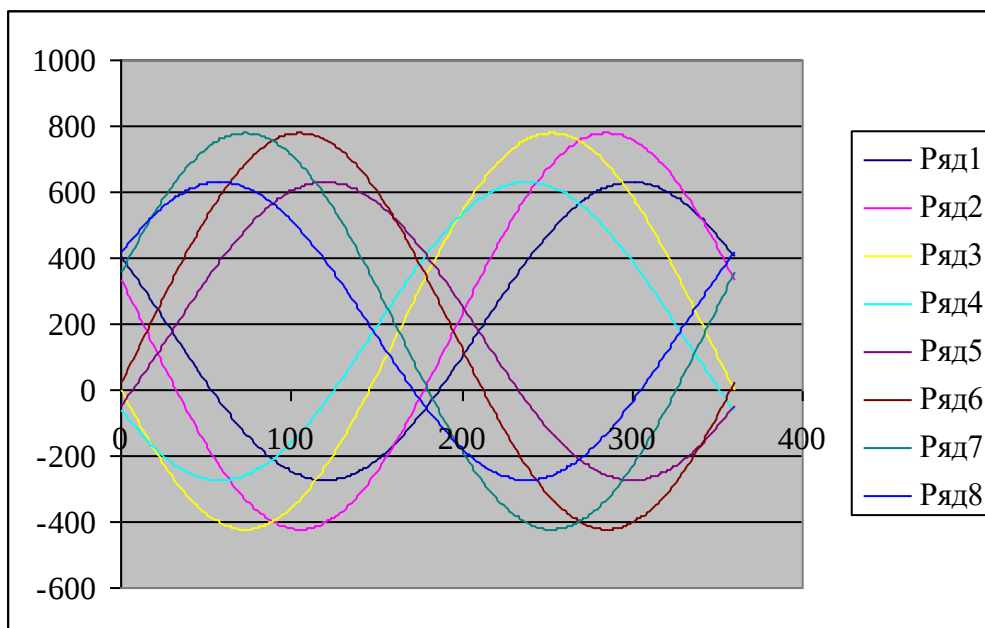


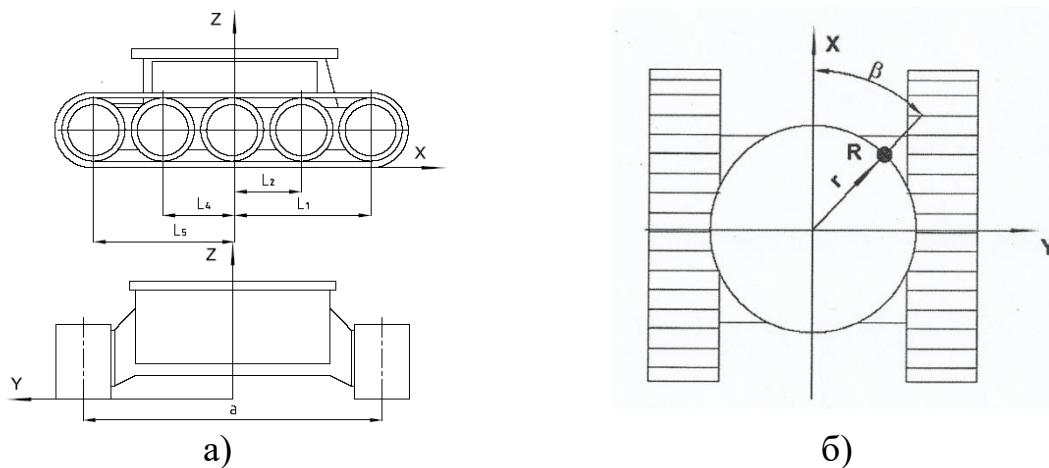
Рис. 2.17 – Розподіл навантажень на опори крана для третього опорного контуру

Аналіз графіків показав, що найбільше навантаження в процесі роботи крана доводиться на ті опори, уздовж яких розташована стріла з вантажем; найменш навантаженими є опори протилежні опор, над якими розташований вантаж; навантаження на деякі опори в процесі роботи крана йдуть в поле негативних значень, тобто в роботі не беруть участь, відбувається їх відрив. В результаті зміни опорної площі відбувається перерозподіл навантажень. Максимальне навантаження на опори крана в процесі роботи 800Н.

## 2.5 Математична модель процесу навантаження для складного опорного контуру

Для опорно-ходового обладнання гусеничного крана, з погляду розподілу навантажень між опорами, основними розмірами є відстані від осей опорних котків до осі обертання поворотної платформи стрілового

крана  $L_i$  і відстань між опорними колесами на гусеничних візках і крок гусеничних ланок. Схема гусеничного візка стрілового крана з необхідними розмірами представлена на рис. 2.18.



а) схема гусеничного опорного контуру; б) навантаження рівнодіючої

Рис. 2.18 – Схема опорно-ходового обладнання та навантаження рівнодіючої у кранів з гусеничним рушієм

Схема, яка відображає взаємодію жорсткого опорного контуру гусеничної машини з ґрунтом, що деформується, і має певний коефіцієнт жорсткості представлена на рис. 2.19. У даній схемі реакція ґрунту, що деформується з коефіцієнтом піддатливості  $k$ , на який опирається опорна площадка площею  $F$ , замінена 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 [63-64]. Всі зовнішні навантаження приведені до рівнодіючої сили  $R$  і вибігу цієї рівнодіючої  $r$ .

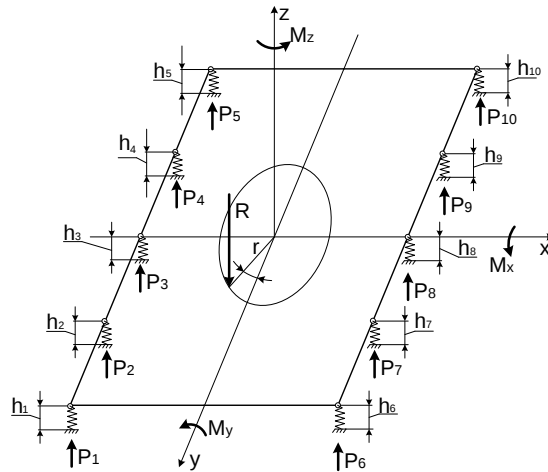


Рис. 2.19 – Розрахункова схема взаємодії опорних елементів гусеничного рушія крану з ґрунтом

Для визначення деформації ґрунту використаємо відомі залежності [63]:

$$h = kp,$$

де  $h$  – деформація ґрунту під опорою, см;

$p$  – тиск опори на ґрунт, Па,

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

де  $P$  – зусилля з боку опори на ґрунт;

$F$  – площа опорної поверхні,  $\text{м}^2$ ;

$k$  – коефіцієнт піддатливості ґрунту,  $\text{м}^3/\text{Н}$ ,

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

де  $p_0$  – коефіцієнт опору ґрунту зминанню,  $\text{кг/см}^3$ .

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

Проекція всіх сил на вісь  $Z$ :

$$\sum_{i=1}^{2n} F_{iY} = 0;$$

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

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 щодо осі  $X$ :

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

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

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

де  $a$  – колія машини;

$r$  – вибіг рівнодіючої всіх сил;

$\beta$  – кут між вектором  $r$  і віссю  $X$ .

Сума всіх моментів сил щодо осі  $Y$ :

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{Y_i} = 0;$$

де  $M_{x1} \dots M_{yi}$  – моменти сил і реакцій опор  $P_i$  щодо осі  $X$ , Н·м;

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

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

Трьох рівнянь статички недостатньо для визначення  $2n-3$  невідомих реакцій. Скористаємося допущенням, що рама візка абсолютно тверда, отже, для твердої системи обпирання при будь-яких переміщеннях (зануреннях опорних точок в ґрунт) опорних точок, усі вони лежать в одній площині. Отже, деформацію ґрунту (відповідно і навантаження на опорні елементи) під опорними точками можна знайти визначивши цю площину. Плоскість деформації ґрунту визначимо в координатах  $X - Y - h$ . Координата  $h$  є глибиною занурення опорної точки в ґрунт, а координати  $X - Y$  визначають розташування опорних точок.

Рівняння площини у матричному вигляді:

$$\begin{vmatrix} x - x_1 & y - y_1 & h - h_1 \\ x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & h_2 - h_1 \\ x_6 - x_1 & y_6 - y_1 & h_6 - h_1 \end{vmatrix} = 0.$$

Розкриваємо визначник:

$$\begin{aligned} (x - x_1) \begin{vmatrix} y_2 - y_1 & h_2 - h_1 \\ y_6 - y_1 & h_6 - h_1 \end{vmatrix} - (y - y_1) \begin{vmatrix} x_2 - x_1 & h_2 - h_1 \\ x_6 - x_1 & h_6 - h_1 \end{vmatrix} + \\ + (h - h_1) \begin{vmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 \\ x_6 - x_1 & y_6 - y_1 \end{vmatrix} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (x - x_1)((y_2 - y_1)(h_6 - h_1) - (h_2 - h_1)(y_6 - y_1)) - \\ & - (y - y_1)((x_2 - x_1)(h_6 - h_1) - (h_2 - h_1)(x_6 - x_1)) + \\ & + (h - h_1)((x_2 - x_1)(y_6 - y_1) - (y_2 - y_1)(x_6 - x_1)) = 0; \end{aligned}$$

Згрупуємо складові рівняння по змінним  $X - Y$  та  $h$ , отримаємо параметричне рівняння взаємного впливу опор при роботі:

$$h_1 \cdot u_1 + h_2 \cdot u_2 + h_6 \cdot u_6 + h_i \cdot u_i = 0,$$

де коефіцієнти при рівнянні:

$$u_1 = (x - x_1)(y_6 - y_2) + (y - y_1)(x_2 - x_6) - e;$$

$$u_2 = (x - x_1)(y_1 - y_6) + (y - y_1)(x_6 - x_1);$$

(2.17)

$$u_6 = (x - x_1)(y_2 - y_1) + (y - y_1)(x_1 - x_2);$$

$$e = (x_2 - x_1)(y_6 - y_1) + (y_2 - y_1)(x_6 - x_1).$$

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

$$\frac{k_1 P_1}{F_1} u_1 + \frac{k_2 P_2}{F_2} u_2 + \frac{k_6 P_6}{F_6} u_6 + \frac{k_i P_i}{F_i} e = 0. \quad (2.18)$$

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.

$$\begin{aligned}
& P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} - Q_y = 0; \\
& -\frac{a}{2} \cdot P_1 - \frac{a}{2} \cdot P_2 - \frac{a}{2} \cdot P_3 - \frac{a}{2} \cdot P_4 - \frac{a}{2} \cdot P_5 + \frac{a}{2} \cdot P_6 + \\
& + \frac{a}{2} \cdot P_7 + \frac{a}{2} \cdot P_8 + \frac{a}{2} \cdot P_9 + \frac{a}{2} \cdot P_{10} + Q \cdot r \cdot \sin \beta = 0, \\
& \frac{k_1 u_1^3}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^3}{F_2} P_2 + \frac{k_3 e}{F_3} \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^3}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} \\
& = 0; \\
& \frac{k_1 u_1^4}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^4}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + \frac{k_4 e}{F_4} \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^4}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} \\
& = 0; \\
& \frac{k_1 u_1^5}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^5}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + \frac{k_5 u_5^5}{F_5} \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^5}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} \\
& = 0; \\
& -L_1 \cdot P_1 - L_2 \cdot P_2 + L_3 \cdot P_3 + L_4 \cdot P_4 + L_5 \cdot P_5 - L_1 \cdot P_6 - L_2 \cdot P_7 + L_3 \cdot P_8 + L_4 \cdot P_9 + L_5 \cdot P_{10} + Q \cdot r \cdot \cos \beta \\
& = 0; \\
& \frac{k_1 u_1^7}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^7}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^7}{F_6} P_6 + \frac{k_7 u_7^7}{F_7} \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} \\
& = 0; \\
& \frac{k_1 u_1^8}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^8}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^8}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + \frac{k_8 e}{F_8} \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} \\
& = 0; \\
& \frac{k_1 u_1^9}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^9}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^9}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + \frac{k_9 e}{F_9} \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} \\
& = 0; \\
& \frac{k_1 u_1^{10}}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^{10}}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^{10}}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + \frac{k_{10} e}{F_{10}} \cdot P_{10} = 0,
\end{aligned}$$

У наведених вище формулах коефіцієнти  $u_i^j$  треба розуміти як коефіцієнт « $u$ » опори №  $i$  рівняння  $j$ .

Отримана система рівнянь [70], яка записана в матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix}
 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\
 -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} \\
 \frac{k_1 u_1^3}{F_1} & \frac{k_2 u_2^3}{F_2} & \frac{k_3 e}{F_3} & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^3}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{k_1 u_1^4}{F_1} & \frac{k_2 u_2^4}{F_2} & 0 & \frac{k_4 e}{F_4} & 0 & \frac{k_6 u_6^4}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{k_1 u_1^5}{F_1} & \frac{k_2 u_2^5}{F_2} & 0 & 0 & \frac{k_5 e}{F_5} & \frac{k_6 u_6^5}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 L_1 & L_2 & -L_3 & -L_4 & -L_5 & L_1 & L_2 & -L_3 & -L_4 & -L_5 \\
 \frac{k_1 u_1^7}{F_1} & \frac{k_2 u_2^7}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^7}{F_6} & \frac{k_7 e}{F_7} & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{k_1 u_1^8}{F_1} & \frac{k_2 u_2^8}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^8}{F_6} & 0 & \frac{k_8 e}{F_8} & 0 & 0 \\
 \frac{k_1 u_1^9}{F_1} & \frac{k_2 u_2^9}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^9}{F_6} & 0 & 0 & \frac{k_9 e}{F_9} & 0 \\
 \frac{k_1 u_1^{10}}{F_1} & \frac{k_2 u_2^{10}}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^{10}}{F_6} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{10} e}{F_{10}}
 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \\ P_6 \\ P_7 \\ P_8 \\ P_9 \\ P_{10} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ Q \cdot r \cdot \sin \beta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q \cdot r \cdot \cos \beta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Подальші розрахунки проводимо у відповідності з алгоритмом, представленим на рис. 2.3, результати розрахунку представлені на рис. 2.20 та 2.21.

Аналіз виведених формул показав, що можна врахувати особливості взаємодії опорних елементів гусеничного ходового обладнання стрілового самохідного крана.

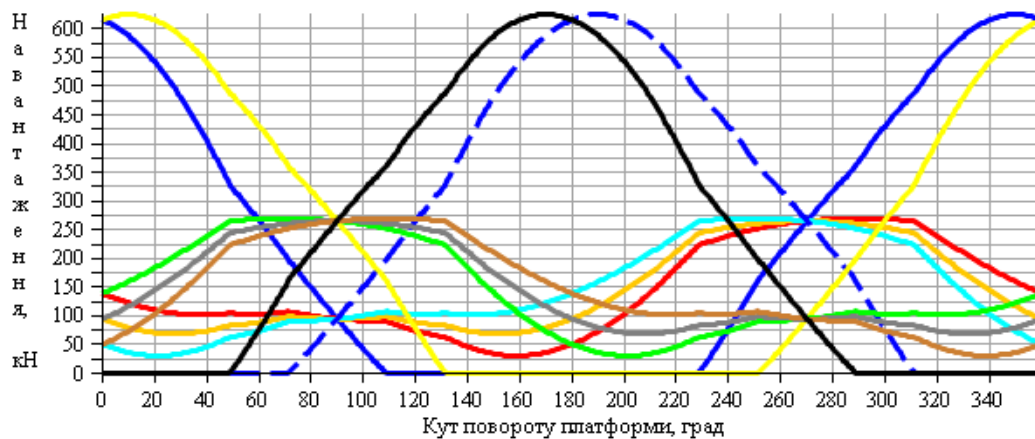


Рис. 2.20 – Графік зміни навантаження опорних елементів крана з гусеничним рушієм при повороті платформи

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки крана з гусеничним механізмом пересування при  $Q_{z\max} = 600\text{кН}$  при зміні вильоту рівнодіючої сил (рис. 2.21). При розрахунках приймемо: кут повороту платформи рівний  $0^\circ$ .

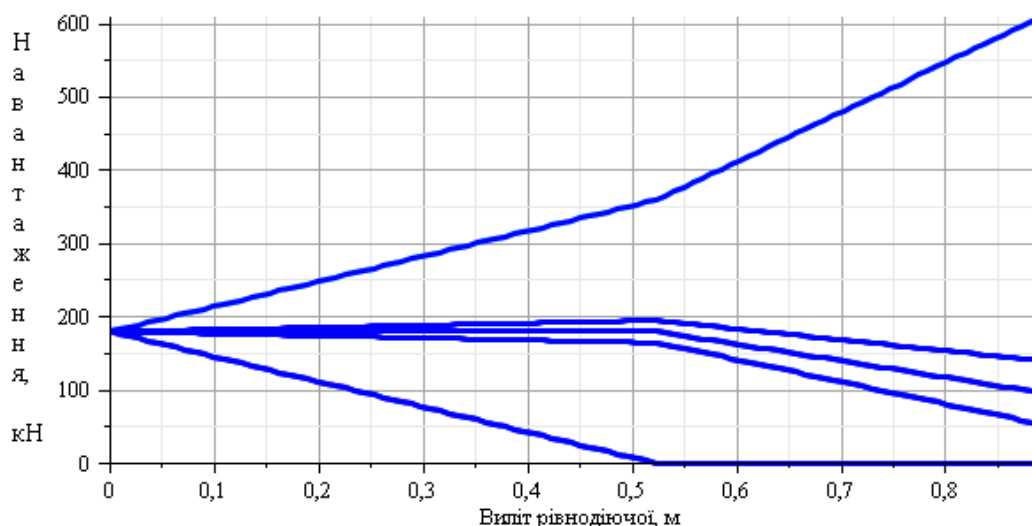


Рис. 2.21 – Графік зміни навантаження опорних елементів крана з гусеничним рушієм при зміні вильоту рівнодіючої

Для дослідження навантажень на опорні елементи крана за розробленою методикою при різних режимах роботи завдяки розробленої програми пакеті Maple. Як модель для досліджень було взято кран гусеничний з  $Q_{z\max} = 600\text{кН}$ .

Внаслідок постійної зміни розташування елементів конструкції в процесі роботи відбувається зміна положення вибігу рівнодіючої всіх сил. Можливість простежування впливу мас окремих елементів крану та величину навантаження на опорні елементи гусеничного крану відповідно розробленого алгоритму (див. рис. 2.3) з урахуванням просторового характеру дії зовнішніх навантажень (див. рис. 2.1, б) представлені на рис. 2.20 та 2.21.

## Висновки до розділу 2

1. Розроблено методику визначення навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів з урахуванням конструктивних особливостей опорних контурів, опорних елементів і фізико-механічних характеристик опорних (робочих) площин кранів та перерозподіл цих навантажень в процесі роботи кранів.

2. 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 аутригери у пневмоколісних кранів, колеса рейкового механізму пересування, опорні катки і ланки гусеничних механізмів пересування.

3. 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.

4. В результаті теоретичних досліджень встановлено, 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  $P_i = (0...10\%)G_{кр+в}$  до  $P_i = (60...90\%)G_{кр+в}$ , що дає можливість встановити максимальні навантаження на опорні елементи і рекомендувати їх до розрахунків при проектуванні стрілових самохідних кранів.

## РОЗДІЛ 3

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРНО-ХОДОВІ ЕЛЕМЕНТИ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

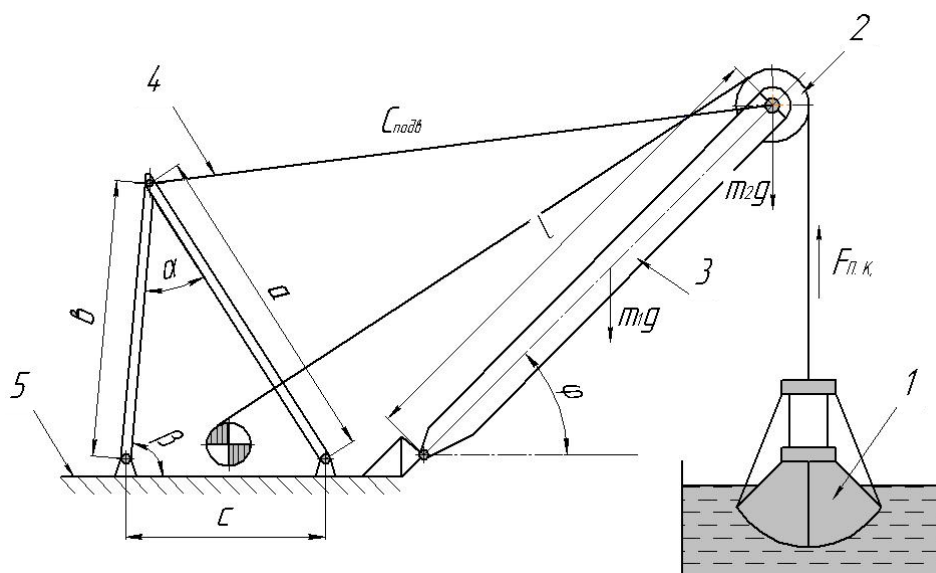
#### 3.1 Розробка розрахункової схеми, математичної моделі та методик для визначення динамічних навантажень на металоконструкції та опорно-ходові елементи стрілових кранів

Промислово-господарський комплекс України постійно потребує виконання великого обсягу будівельних робіт. Вони включають будівництво нових та модернізацію існуючих споруд. При цьому одним з основних типів машин, які виконують підйомно-транспортні та земляні роботи є самохідні стрілові крани на базі універсальних екскаваторів. Характерною ознакою для цього типу машин є наявність великої кількості змінного робочого обладнання до якого, в першу чергу, відносяться ковші, грейфери, спеціальні траверси і т.п. При використанні грейферного обладнання крани виконують роботи по перевантаженню насипних вантажів, очищенню водоймищ, басейнів, каналів, шлаків з відстійників на вугледобувальних шахтах і збагачувальних комбінатах. При виконанні приведених технологічних процесів перевантаження, особливо вологих ґрунтів, виникають значні динамічні навантаження на механізми, металеву конструкцію та тягові елементи кранів [79-84]. Причиною цього є характер взаємодії грейфера з ґрунтом, а саме проявлення ефекту "підсосу" [84], який виникає при відриві робочого органу від ґрунту, що призводить до поштовхів та нерівномірності в роботі механізмів кранів та перерозподілу навантажень на опорно-ходові елементи і, як наслідок, погіршення умов роботи цих елементів та зниження стійкості кранів. Таким чином виникає питання, вирішенням якого мають стати принципи, схеми та методи

зниження вищевказаних динамічних навантажень. Головними тенденціями цих заходів мають бути їх універсальність (для можливості використання на нових машинах та можливості модернізації вже існуючих одиниць техніки), доцільність (впроваджені методи не повинні знижувати технологічні показники машини) та ін.

Розв'язання цієї задачі є досить актуальним питанням, що несе в собі певну мету, а саме підвищення експлуатаційної надійності та довговічності механізмів і машини в цілому за рахунок зниження динамічних навантажень, що досягається встановленням додаткових пристроїв-гасителів коливань.

Під час підйому грейфером (рис. 3.1) в'язкої (вологої) речовини відбувається явище так званого "підсосу", яке викликає значні динамічні навантаження на робоче устаткування і металоконструкцію машини. При цьому з'являється явище «закидання» стріли, що також викликає збільшення динамічних навантажень на металоконструкцію.



1 – грейфер, 2 – головні блоки, 3 – стріла, 4 – система підвісу стріли, 5 – база

Рис. 3.1 – Принципова схема стрілового крана з грейферним обладнанням

Дане дослідження повинно допомогти знайти способи зменшення наведених вище явищ за допомогою зміни вихідної конструкції крана введенням в неї додаткових пристроїв-гасителів коливань.

Складання математичної моделі здійснюємо, приймаючи наступні допущення та обмеження:

1. Коефіцієнт стійкості забезпечує механічні характеристики обладнання.
2. Під час визначення інерційних сил приймаємо масу стріли як масу однорідного стрижня, а маси блоків – як зосереджені маси.
3. У зв'язку з великою повздовжньою жорсткістю стріли у розрахунках нею нехтуємо.
4. Жорсткісні параметри системи обмежені механічними можливостями виробничого характеру.

Розглянута механічна система (рисунок 3.2) має 1 ступінь вільності.

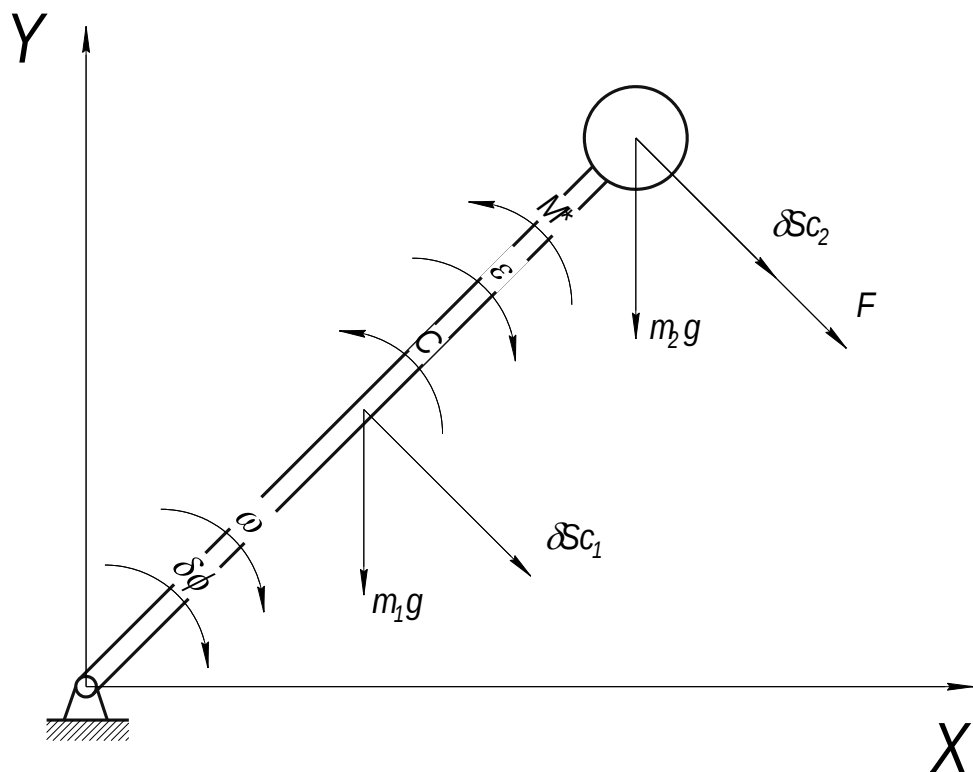


Рис. 3.2 – Зведена схема підвісу стріли

Рух системи стріла-головні блоки відбувається у вертикальній площині під дією наступних сил:

- $m_c g$  – сила тяжіння стріли;
- $m_b g$  – сила тяжіння блоків;
- $F'$  – сила, що діє від підйомного канату;
- $M_{пр}$  – момент пружності;
- $M_{зат}$  – момент затухання.

Застосуємо до аналізу руху системи рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q,$$

де  $T$  – кінетична енергія системи;

$Q$  – узагальнена сила;

$q$  – узагальнена координата;

$\dot{q} = \dot{\varphi} = \omega$  – кутова швидкість стрижня.

$$T = \frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot \omega = \frac{\omega}{2} \cdot (I_0^{(1)} + I_0^{(2)}) = \frac{1}{2} \cdot \left( l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot m_1 + m_2 \right) \right) \dot{\varphi}^2, \quad (3.1)$$

де  $m_1, m_2$  – маси стріли та блоків;

$l$  – довжина стріли.

Обчислимо оператор Лагранжа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial q} &= \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} &= \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot 2 \cdot \dot{\varphi} = I_0 \cdot \dot{\varphi}, \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} m_1 + m_2 \right) \cdot \dot{\varphi}, \\
\frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) &= l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} m_1 + m_2 \right) \cdot \ddot{\varphi}, \text{ отже} \\
\frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} &= l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} m_1 + m_2 \right) \cdot \ddot{\varphi}.
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Обчислимо узагальнену силу:

$$\begin{aligned}
Q_{\delta q} &= \frac{(\sum \delta A_k^a)_{\delta q}}{\delta q} = \frac{(\sum \delta A_k^a)_{\delta \varphi}}{\delta \varphi} = \\
&= \frac{\delta A(m_1 \cdot g) + \delta A(m_2 \cdot g) + \delta A(F') + \delta A(M_{\text{пр}}) + \delta A(M_{\text{заг}})}{\delta \cdot \varphi},
\end{aligned}$$

Зведемо сили тяжіння та силу  $F'$  до однієї сумарної сили  $F$ :

$$\begin{aligned}
Q_{\delta q} &= \frac{\delta A(F) + \delta A(M_{\text{пр}}) + \delta A(M_{\text{заг}})}{\delta \varphi} = \frac{\delta S \cdot F + \delta \varphi \cdot M_{\text{пр}} + \delta \varphi \cdot M_{\text{заг}}}{\delta \varphi} = \\
&= \frac{F \cdot \delta \varphi \cdot l + \delta \varphi \cdot M_{\text{пр}} + \delta \varphi \cdot M_{\text{заг}}}{\delta \varphi} = F \cdot l + M_{\text{пр}} + M_{\text{заг}},
\end{aligned}$$

Диференціальне рівняння має вигляд:

$$l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} m_1 + m_2 \right) \cdot \ddot{\varphi} = F \cdot l + M_{\text{пр}} + M_{\text{заг}}, \tag{3.4}$$

Момент пружності виникає під дією сили пружності, тому виразимо  $M_{\text{пр}}$  через  $F_{\text{пр}}$ :

$$M_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} \cdot l \cdot \sin(\beta),$$

$$F_{\text{пр}} = C \cdot X,$$

де  $C$  – жорсткість пружної динамічної системи;  
 $X$  – лінійне переміщення.

$$X = \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\varphi + \alpha)} - a, \quad (3.5)$$

де  $\alpha, \beta, a, b, c$  – взяті з розрахункової схеми.

$$M_{\text{пр}} = C \cdot \left( \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\varphi + \alpha)} - a \right) \cdot l \cdot \sin(\beta), \quad (3.6)$$

$$M_{\text{зат}} = k \cdot \dot{\varphi},$$

Отже маємо загальне нелінійне диференціальне рівняння:

$$l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} m_1 + m_2 \right) \cdot \ddot{\varphi} = F \cdot l + C \cdot \left( \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\varphi + \alpha)} - a \right) \cdot l \cdot \sin(\beta) + k \cdot \dot{\varphi} \quad (3.7)$$

### **3.2 Результати теоретичних досліджень динамічних навантажень на опорно-ходові елементи самохідних кранів**

Аналітичний розрахунок рівняння (3.7) дуже складний, тому розрахунок будемо вести численним методом за допомогою комп'ютерних програм. Порядок розв'язання програмним методом наведено у додатку Д.

Вихідні данні:

- маса стріли,  $m_1$ ;
- маса блоків,  $m_2$ ;
- довжина стріли,  $l$ ;

- зусилля в канатах механізму підйому,  $F$ ;
- жорсткість системи підвісу стріли,  $c$ ;
- кут початкового положення стріли,  $\varphi_0$ ;
- геометричні розміри системи підвісу стріли,  $a, b, c$ ;
- коефіцієнт затухання коливань, виявлений експериментальним

шляхом,  $k$ .

Чисельні значення приведених вище величин наведені у додатку Д.

Для зниження динамічного ефекту від явища закидання стріли, вантову систему підвіски стріли замінюємо на балочну [85]. Оскільки збільшилася жорсткість системи [86], то, як видно з другого експерименту, збільшилася частота, амплітуда і час загасання коливань.

Для зменшення амплітуди коливань в балочну систему підвісу стріли встановлюємо на передній опорі л-образної стійки пружний елемент, який зменшує жорсткість системи, а для зниження часу загасання коливань в систему вводимо демпфер, який встановлюємо паралельно пружинному елементу.

Після комп'ютерного обчислення маємо результати, які виражені графічними залежностями амплітуди коливання стріли крана протягом зазначеного часу при різних способах її закріплення (рис. 3.3 – 3.5) [87-88].

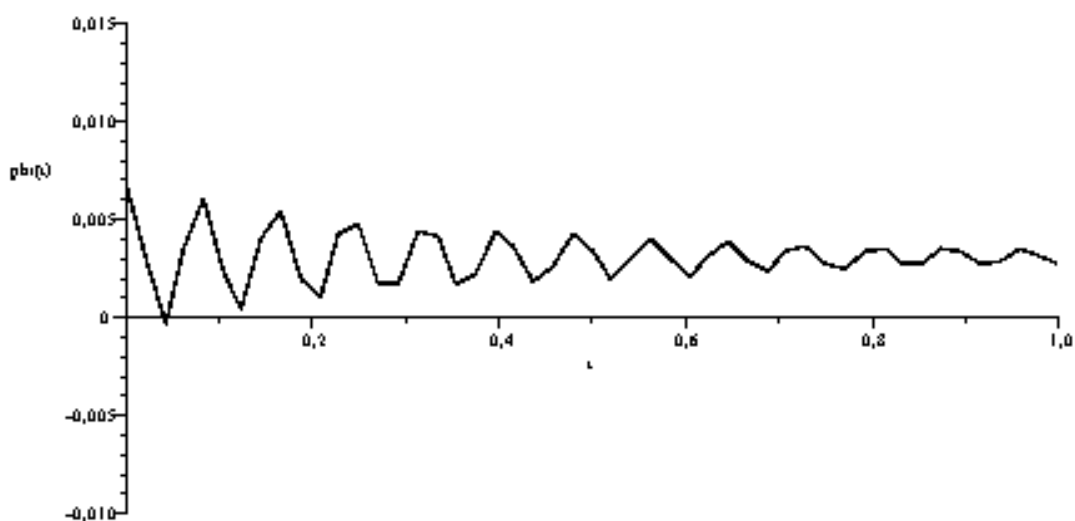


Рис. 3.3 – Графік коливання стріли при балочній підвісці

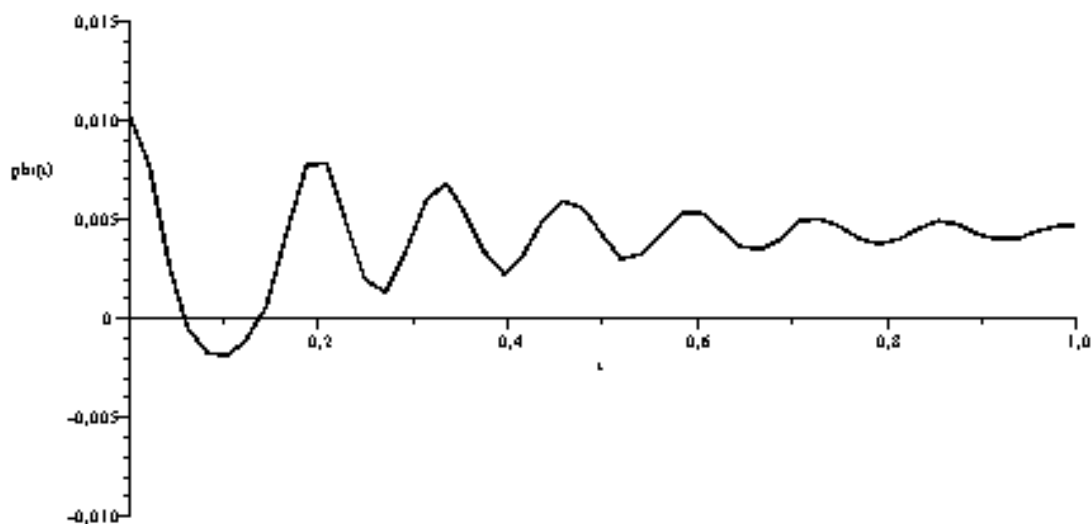


Рис. 3.4 – Графік коливання стріли при вантовій підвісці

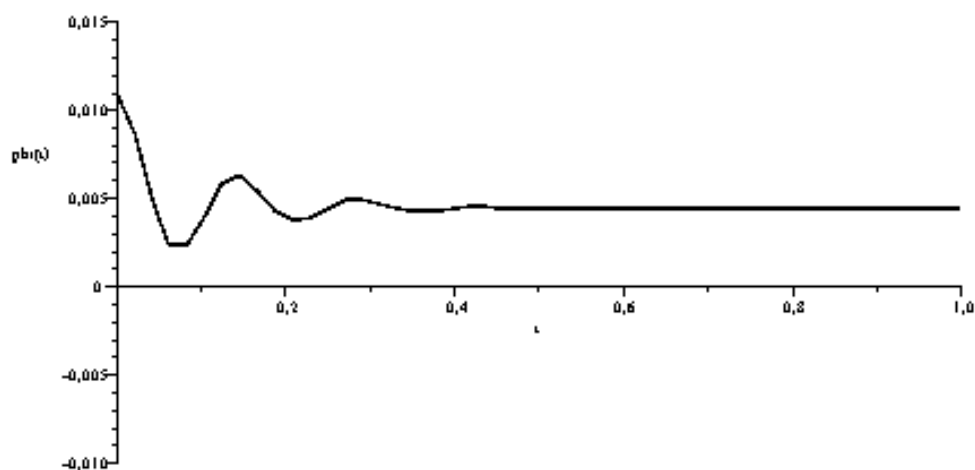


Рис. 3.5 – Графік коливання стріли при балочній підвісці зі зменшеною жорсткістю та встановленим демпферним пристроєм

Аналіз графіків (рис. 3.3 – 3.5), отриманих в результаті розрахункових експериментів показує, що на процес коливань динамічних навантажень в системі підвісу стріли можна значно зменшити амплітуду коливань, а відповідно і коефіцієнт динаміки за допомогою установки додаткових демпферних пристроїв, що поглинають енергію, та зміни конструкції елементів систем підвісу стріли. Величину коефіцієнта динаміки можна зменшити майже у два рази до  $k_d = 1,4 \dots 1,8$ , що в свою

чергу приведе до зменшення навантажень на металоконструкції поворотної платформи, нижньої рами і опорно-ходові елементи.

У відповідності з існуючими нормативними документами [89, 90] стійкість вантажопідіймальних (стрілових самохідних) повинна розраховуватись за нерівністю (позначення авторів):

$$KM_n^H \leq m_0 \cdot M_y,$$

де  $M_n^H$  - перекидаючий момент від нормативних складових навантажень, що діють на кран відносно прийнятого ребра перекидання;

$K$  - коефіцієнт перевантаження, враховуючи вплив випадкових навантажень, що діють на кран;

$m_0$  - коефіцієнт умов роботи, який в свою чергу залежить від ряду чинників, що задається табличним способом [90].

В роботі [86] в результаті «перетворень одержано значення величини навантаження, яке раптово знімається без врахування вантажних канатів».

По існуючій методиці з визначення стійкості стрілових самохідних кранів, розробленій в Дніпропетровській академії будівництва і архітектури [91] було встановлено, що при раптовому знятті навантажень момент від нормативних динамічних навантажень визначається по формулі (позначення за методикою авторів):

$$M_{o\partial}^H = \Delta Q (A_1 \delta)^{1/2},$$

де  $\Delta Q$  - вага знімаемого вантажу, Н;

$$A_1 = G_{ym} \cdot h_k;$$

$G_{ym}$  - вага нормативного крана, Н;

$h_k$  - вертикальна координата центра тяжіння крана, м;

$\delta$  – вертикальне переміщення гака при дії одиничного навантаження.

«Після підстановки та перетворень отримано значення величини навантаження, яке раптово знімається»:

$$\Delta Q = \frac{0,95G_{ym}b_k^2}{h_k \cdot \Delta h},$$

де  $b_k$  - відстань від ребра перекидання до дії сили ваги крана, м;

$h_k$  - вертикальна координата центра ваги, м;

$\Delta h$  - повне вертикальне переміщення гака при дії вантажу, що знімається без врахування деформації вантажних канатів.

Але в даній роботі при визначенні моменту перекидаючого  $M_{II}^H$ , при різкій зміні навантажень, не враховуються процес взаємодії окремих опорних елементів з опорної площею при різних кутах повороту крана і не відображається особливості впливу на можливі динамічні навантаження конструкції підвісу стріли та варіанти передачі динамічних навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів.

Тому отримані залежності та теоретичні і експериментальні дослідження виконані в розділі 3 дозволяють внести доповнення по отриманню більш точного урахування (на мій погляд) вагу знімаемого вантажу. Тобто слід вирахувати до залежності 13 [91] в якій враховується коефіцієнт динаміки для різних вантажів і конструкцій системи підвісу.

$$\Delta Q = k_d \frac{0,95G_{ym}b_k^2}{h_k \cdot \Delta h}$$

Таким чином, отримані залежності по визначенню динамічних навантажень та проведені теоретичні дослідження дозволять врахувати

можливі динамічні навантаження на металоконструкцію і опорно-ходові елементи стрілового крана, та визначити основні напрямки їх зменшення.

Для перевірки отриманих залежностей та порівняльного аналізу навантажень на механізми і металоконструкцію крана слід провести експериментальні дослідження.

З наведеного вище слідує, що значення коефіцієнта динаміки необхідно також враховувати при визначенні навантажень на окремі опори (залежності 2.8...2.10) та вплив цього коефіцієнта на деформацію ґрунту чи іншої опорної поверхні крана, але при встановленні демпфера в систему підвісу стріли можна зменшити вплив динамічних навантажень до  $k_d = 1,4...1,8$  на поворотну платформу, металоконструкцію та опорно-ходові елементи.

### **3.3 Методика проведення експерименту для дослідження впливу динамічних навантажень та порівняльного аналізу конструкції стрілового самохідного крана**

Для дослідження динамічних навантажень та їх впливу на металоконструкцію, поворотну платформу і опорно-ходове обладнання стрілового крана прийняті наступна методика та обладнання експерименту.

В даному експерименті для порівняльного аналізу динамічних навантажень стрілових кранів з різною системою підвісу стріли використовуємо тензометричні перетворювачі (тензодатчики), приєднані до діючих мостів і з'єднаних з перетворюючими та реєструючими приладами.

Датчики, що використовуються, призначені для фіксації реакцій конструкції на навантаження. Завдяки електричній схеми датчиків при щонайменших деформаціях, якими відповідає конструкція на навантаження, на виході з них миттєво змінюються електричні показники.

Ці сигнали обробляються на аналого-цифровому перетворювачі, а потім реєструються на персональному комп'ютері, що дозволяє представити результати вимірювань у графічному виді та занести їх у базу даних.

Тензодатчики безпосередньо встановлюємо на навантажені елементи.. Так як в різних механізмах вони працюють по різному, то складаємо дві схеми з'єднання (рис. 3.6).

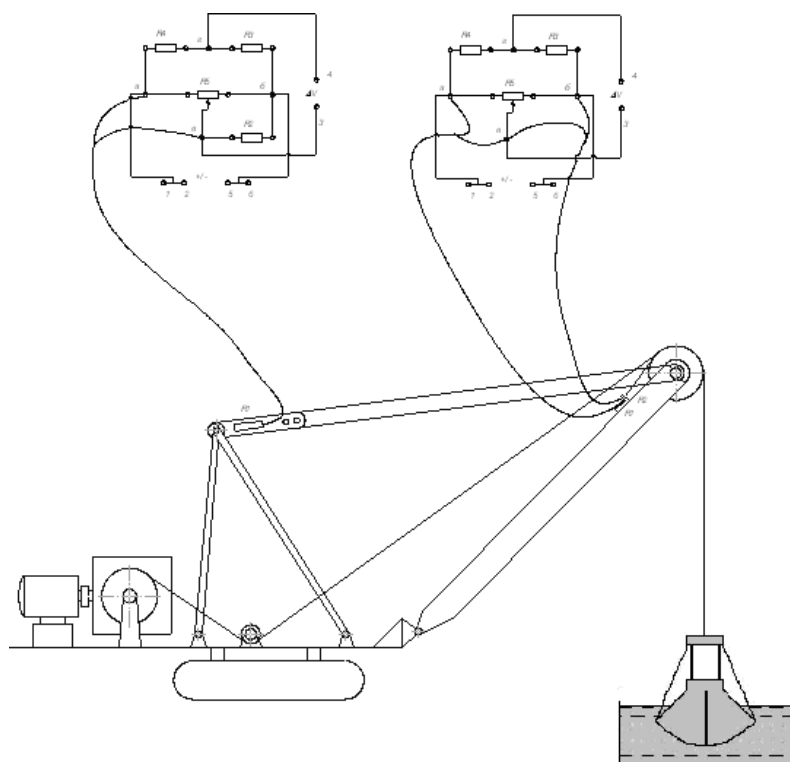


Рис. 3.6 – Схема лабораторної моделі з вмонтованими тензодатчиками.

Для виміру коливань використовуємо електронну вимірювальну інформаційну систему за допомогою якої перетворюємо електричний сигнал в графічне зображення (осцилограму). Схематичне зображення ввімкнення тензодатчиків в вимірювально-інформаційну систему зображене на рис. 3.7.

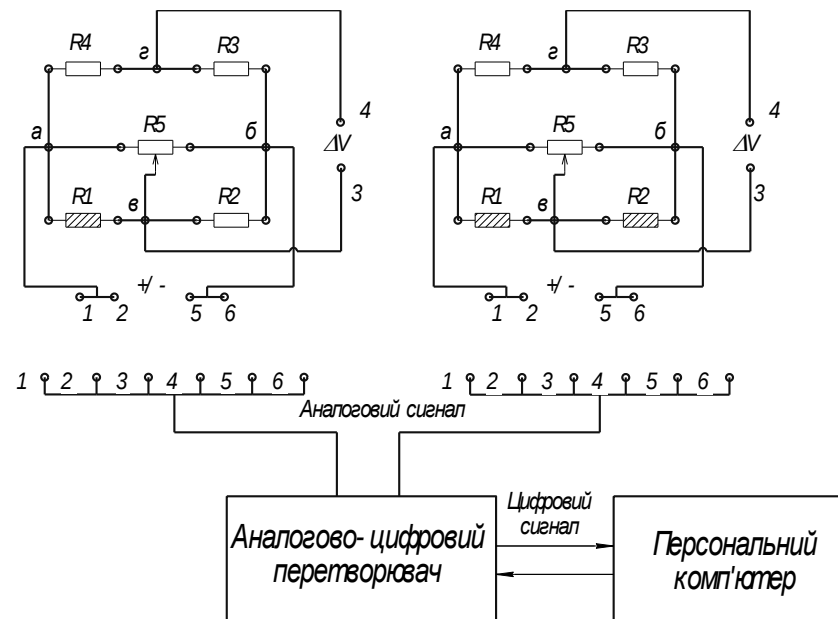


Рис. 3.7 – Схема приєднання тензодатчиків

Зображення вимірювально-інформаційної системи показано на рис. 3.8.

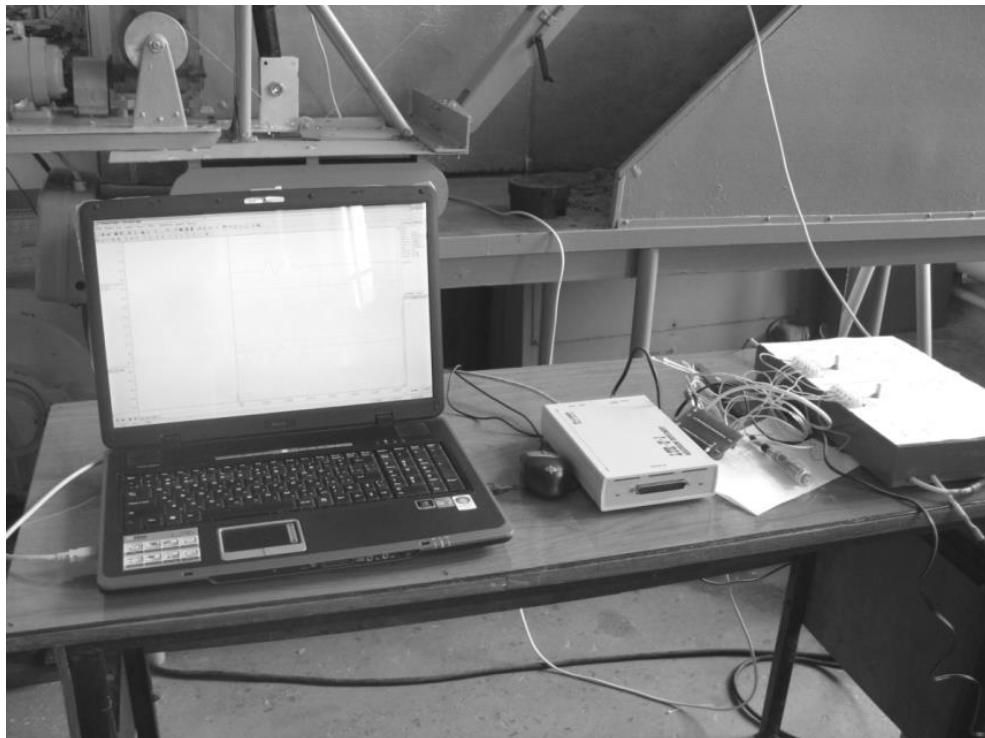


Рис. 3.8 – Вимірювально-інформаційна система

Модель стрілового гусеничного крану зображена на рис. 3.9.

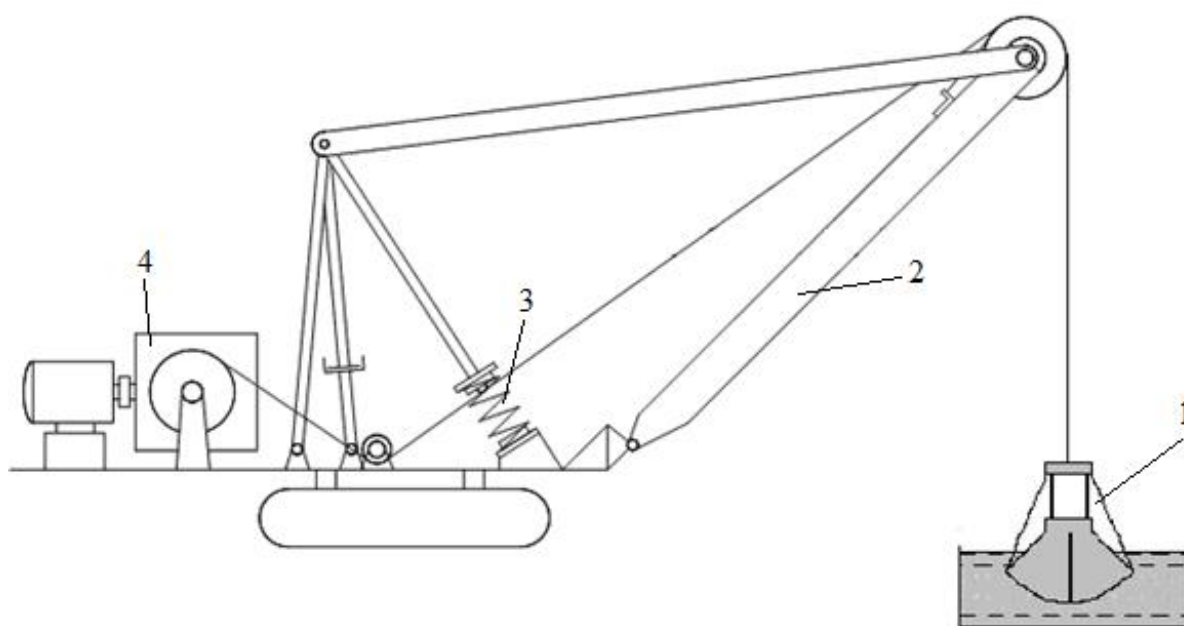


Рис. 3.9 – Фізична модель стрілового гусеничного крану для дослідження динамічних навантажень

За даною задачею проведено три експерименти з різними моделями [92]. Наведемо результати двох найбільш значущих експериментів, в яких більш характерні зміни.

#### I. Модель з вантовою підвіскою стріли.

Підвіска стріли представляє собою чотири канати діаметром 1,5мм, загальною довжиною 4,4м. Для врівноваження зусиль в канатах підвіска запасована одним канатом, перекинутим через врівноважуючи блоки. Тензометричний датчик встановлений на одному з канатів підвіски.



1- грейферне обладнання; 2 – стріла; 3 – демпферний пристрій; 4 – привод

Рис. 3.10 – Схема моделі самохідного крана з балочною підвіскою стріли при зменшенні динамічних навантажень за допомогою демпферного пристрою

II. Модель з балочною підвіскою стріли при зменшеній жорсткості та встановленому демпферному пристрої.

Сама підвіски аналогічна другій схемі. Надстройка встановлена таким чином, що передня стойка підпружинена, а задня стойка являє собою шарнір. До рухомої частини встановлений демпферний пристрій.

В результаті кожного експерименту отримані певні осцилограми, які наглядно відображають характер зміни дії динамічних навантажень при різних схемах підвісу стріли стрілового крана.

Осцилограму дії динамічних навантажень отримуємо паралельно від двох датчиків (механізму підйому та металоконструкцію крана через систему підвіса стріли). Час заміру 1,0 сек.

Модель І. Діаграма динамічних навантажень при вантовій системі підвісу стріли зображена на рис. 3.11.

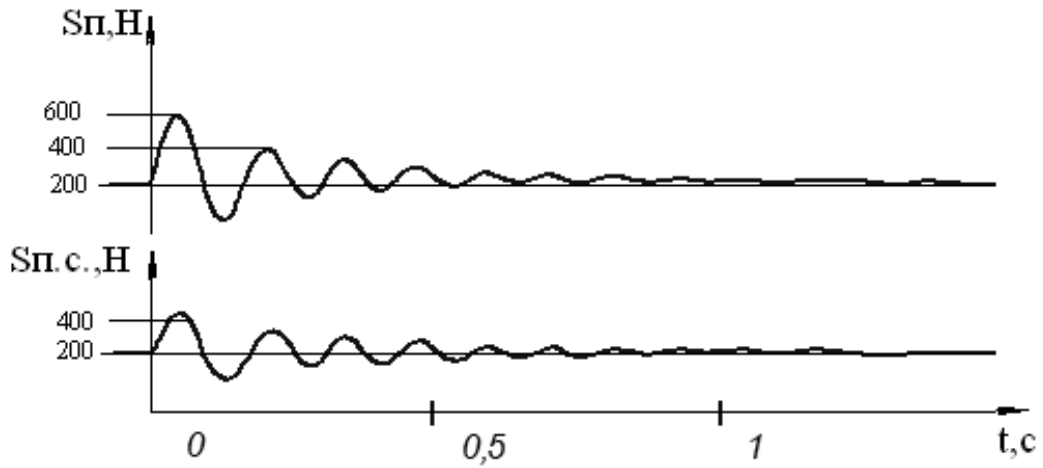


Рис. 3.11 – Діаграма навантажень на металоконструкцію та опорно-ходові елементи з вантовою підвіскою стріли

Модель ІІ. Діаграма динамічних навантажень при балочній системі підвісу стріли зі зменшеною жорсткістю та встановленим демпферним пристроєм зображена на рис. 3.12.

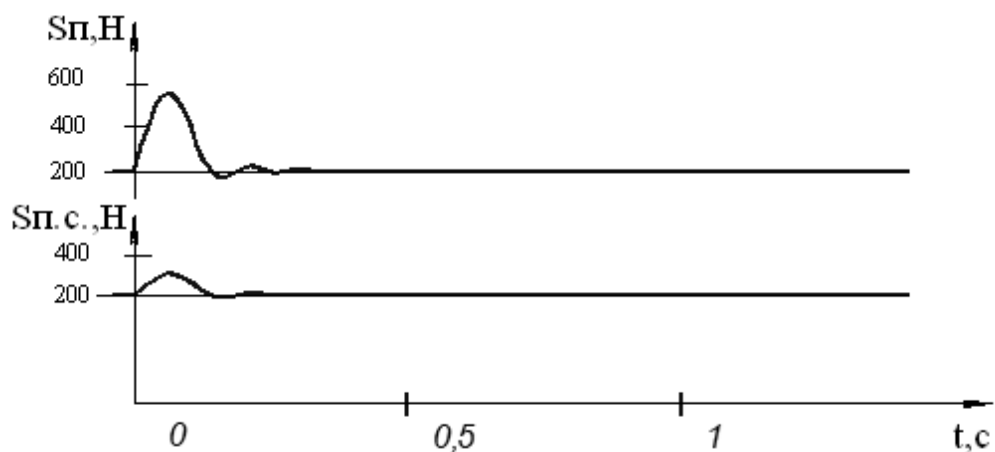


Рис. 3.12 – Діаграма навантажень на металоконструкцію та опорно-ходові елементи стрілового крана з балочною підвіскою стріли при зменшеній жорсткості та вставленому демпферному пристрої

Наведені графічні результати вимірювань дозволяють зробити попередній висновок про те, що схема при балочній системі підвісу стріли зі зменшеною жорсткістю та встановленим демпферним пристроєм є більш доцільною для стрілових самохідних кранів, так як дозволяє зменшити:

- амплітуду та термін коливань стріли, а відповідно і навантажень на металоконструкцію поворотної платформи, нижньої рами і опорно-ходового обладнання;

- коефіцієнт динаміки, який впливає на працездатність виконавчих механізмів та їх приводів.

Результати аналізу проведених теоретичних і експериментальних досліджень показали, що застосування пружно-демпферного пристрою в системі підвісу стріли дозволило знизити ефект закидання стріли і в значній мірі знизити динамічні зусилля на металоконструкцію самохідних кранів і відповідно понизити до 1,5 коефіцієнт динаміки, що враховується при проектуванні стрілових кранів та їх опорно-ходових елементів.

### Висновки до розділу 3

1. Обґрунтована розрахункова схема по дослідженню динамічних навантажень на металоконструкції, поворотну платформу і опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів з урахуванням системи підвісу стріли. За розрахунковими схемами складена математична модель яка враховує жорсткість, інерційність та переміщення системи. За допомогою математичної моделі проведений теоретичний розрахунок і отримані діаграми коливань системи, за якими визначено систему з найменшою частиною та часом згасання коливань, що відповідає балочній системі підвісу стріли [92] зі зменшеною жорсткістю. Розроблена математична модель, яка дозволила визначити коефіцієнт динаміки для різних систем підвісу стріли та за рахунок зміни параметрів системи знайти оптимальний варіант, в якому частота коливань та час їх затухання зменшилися відповідно на  $1/3$  та в 6 разів.

2. Проведено приблизне моделювання та розробка фізичної моделі експериментальної установки при коефіцієнті подібності рівним 10, що дозволило провести експериментальні дослідження і отримати осцилограми навантажень які підтверджують теоретичні розрахунки. Середня похибка не більше 13,4%.

3. Результати аналізу проведених теоретичних і експериментальних досліджень показали можливість визначення коефіцієнту динаміки для оцінки стійкості кранів, а застосування пружно-демпферного пристрою в системі підвісу стріли дозволить знизити ефект закидання стріли і в значній мірі знизити динамічні зусилля на металоконструкцію і опорно-ходові елементи крана і відповідно понизити коефіцієнт динаміки до  $1,2 \dots 1,5$ , що враховується при проектуванні стрілових самохідних кранів.

Виходячи з цього можна зазначити, що подальше вивчення даного питання і, як результат, впровадження головних його засад у реальні конструкції різноманітних кранів є актуальним.

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ НАВАНТАЖЕННЯ НА ОПОРНО-ХОДОВІ ЕЛЕМЕНТИ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

#### 4.1 Моделювання процесів роботи стрілових самохідних кранів

Безпечна експлуатація самохідних стрілових кранів можлива за умов забезпечення стійкості їх в процесі виконання вантажно-розвантажувальних робіт за різних умов роботи. Провести експериментальні дослідження в реальних умовах експлуатації кранів досить складне завдання, зважаючи на відсутність кранів в ДДМА, тому було прийнято рішення розробити фізичні моделі, які б дозволили провести всебічні експериментальні дослідження і провести порівняльний аналіз результатів з теоретичними, отриманими в розділах 2 і 3. Загальна схема досліджень по визначенню характеру і перерозподілу навантажень на опорно-ходові елементи з використанням теоретичних досліджень можна представити у вигляді наступної схеми: структура механічної системи крана і опорно-ходових елементів → математична модель процесу взаємодії опорно-ходових елементів крана з опорною поверхнею → теоретичні дослідження окремих елементів процесу → фізичні моделі крана і опорно-ходових елементів → узагальнення результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Для розробки фізичної моделі використаємо самохідний стріловий кран на базі універсального екскаватора ЕО-5111В з  $m_e=32\text{т}$  і гусеничний кран МКГ-25БР  $m_e=38\text{т}$ .

Для того, щоб процеси, які виникають в процесі вантажно-розвантажувальних робіт в металоконструкціях і опорно-ходових елементах кранів були подібні до оригінала і моделі необхідно витримати

цілий ряд вимог теорії моделювання [93 - 104], які витікають із основних теорем та положень теорії подібності і до них в першу чергу можна віднести слідуючи:

- вибрані критерії подібності процесу підйому вантажу для моделі і оригінала повинні бути чисельно рівні;
- однойменні фізичні (технічні) параметри та системи рівнянь за допомогою яких описується процес підйому вантажу і взаємодії опорно-ходових елементів самохідних кранів, що складені для моделі і оригінала, повинні бути відповідно пропорційні;
- процеси взаємодії опорно-ходових елементів з середовищем в моделі і оригіналі повинні належати до одного класу явищ і описуватись однаковою системою диференціальних рівнянь;
- модель і оригінал робочого обладнання і системи в цілому повинні бути геометрично подібні;
- початкові та граничні умови, які характеризують процес підйому вантажу і взаємодії з опорно-ходовим обладнанням в моделі повинні бути подібні відповідним умовам оригінала.

З теорії подібності і розмірності відомо, що критерії подібності для досліджуваної механічної системи це є безрозмірні комплекси величин, що описують досліджуваний процес, які чисельно рівні для моделі і оригінала.

Таким чином для процесу дослідження навантажень на опорно-ходові елементи кранів скористуємося критеріями подібності ( $\pi_1$ ,  $\pi_2$ ,  $\pi_3$ ) для аналогічних процесів виведених професором Баловнєвим В.І. [95]:

$$\pi_1 = \frac{M \cdot l}{W \cdot t^2}, \quad \pi_2 = \frac{C \cdot l}{W}, \quad \pi_3 = \frac{G}{\rho \cdot l^3},$$

де  $M$  – маса елементів, кг;

$l$  – лінійні параметри елементів крана, м;

$W$  – зусилля, які діють зі сторони вантажу на опорно-ходове обладнання крана;

$C$  – жорсткість елементів стріли, підвіски та металевої конструкції, Н/м;

$t$  – часова складова процесу підйому, с;

$\rho$  – питома вага елементів, кг/м<sup>3</sup>;

$G$  – вага вантажу, Н.

Визначення масштабних коефіцієнтів

Відповідно до теорії подібності визначимо масштабні коефіцієнти, тобто коефіцієнти відповідності параметрів моделі до оригіналу.

З урахуванням приведених залежностей та параметрів оригіналу отримаємо:

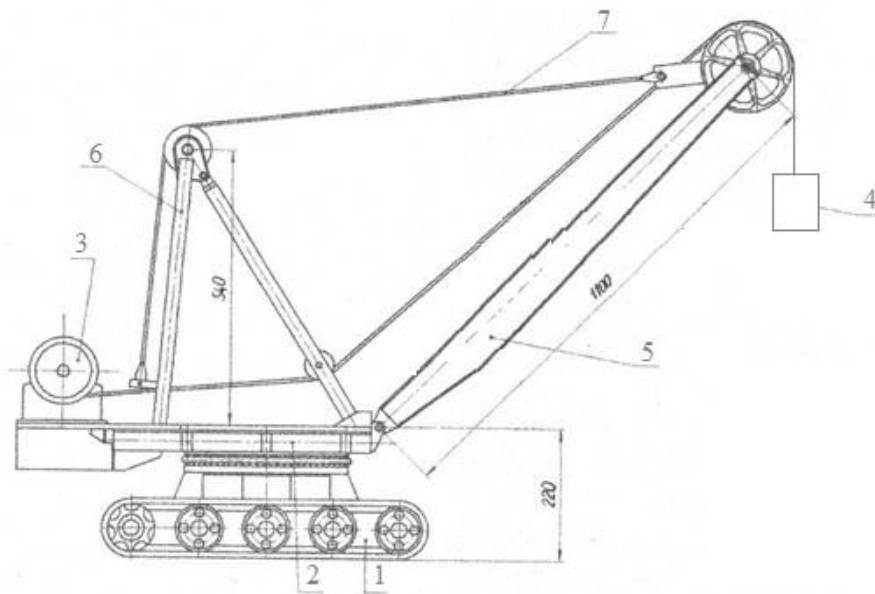
Таблиця 4.1

Параметри моделі

| № п/п | Назва параметрів                                                     | Позначення масштабного коефіцієнта | Формула переходу від параметрів оригіналу, до параметрів моделі | Чисельне значення масштабу | Параметри моделі                                                                                                                                                  |
|-------|----------------------------------------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|----------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1     | 2                                                                    | 3                                  | 4                                                               | 5                          | 6                                                                                                                                                                 |
| 1     | Лінійні параметри робочого обладнання                                | $k_l$                              | $L_{i\text{мод}} = \frac{L_{i\text{ор}}}{k_l};$                 | $k_l = 10$                 | $L_{СТР} = 900\text{мм},$<br>$L_{ПВ} = 960\text{мм},$<br>$L_{СТ.П} = 560\text{мм},$<br>$L_{СТ.3} = 460\text{мм},$                                                 |
| 3     | Маса елементів кранового обладнання                                  | $k_M = k_l^3$                      | $m_{i\text{мод}} = \frac{m_{i\text{ор}}}{k_l^3};$               | $k_M = 1000$               | $m_{кр} = 38\text{кг}$<br>$m_{ст} = 9,4\text{кг}$<br>$m_{бл} = 2,4\text{кг}$<br>$m_{мідс} = 16\text{кг}$<br>$m_{пр} = 30\text{кг}$                                |
| 4     | Жорсткість металоконструкцій та елементів опорно-ходового обладнання | $k_C = k_l$                        | $C_{i\text{мод}} = \frac{C_{i\text{ор}}}{k_l};$                 | $k_C = 10$                 | $C_B = 10,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$<br>$C_{Б1} = 3,84 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$<br>$C_{Б2} = 10,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ |

| 1 | 2                                   | 3                         | 4                                                          | 5            | 6                            |
|---|-------------------------------------|---------------------------|------------------------------------------------------------|--------------|------------------------------|
| 5 | Зовнішні сили, що діють від вантажу | $k_P = k_l^3$             | $G_{i.mod} = \frac{G_{i.op}}{k_l^3}$                       | $k_P = 1000$ | $P_{max}$                    |
| 6 | Швидкість підйому                   | $k_g = k_l^{\frac{1}{2}}$ | $V_{i.mod} = \frac{V_{i.op}}{\frac{1}{k_l^{\frac{1}{2}}}}$ | $k_g = 3,1$  | $g_{кон} = 0,27 \frac{м}{с}$ |

Конструктивна схема моделі представлена на рис.4.1.



1 – гусеничний механізм пересування; 2 – поворотна платформа; 3 – механізм підйому; 4 – вантаж; 5 – стріла; 6 – А-образна стійка; 7 – система стріли

Рис. 4.1 – Схема моделі

Співвідношення критеріїв подібності кранів МКГ-25БР (ЕО-5111В) і фізичної моделі:

$$П_{кр} = \frac{G_{в+кр}}{\rho \cdot l^3} = \frac{74400}{3 \cdot 10^3} = 24,8,$$

$$\frac{П_m}{П_{кр}} = \frac{24,8}{26,8} = 0,92.$$

Похибка 8%.

Для підтвердження результатів скористаємося іншим критерієм подібності для процесу підйому вантажу виведеним професором В.І. Баловневим.

$$П = \frac{M \cdot l}{W \cdot t^2},$$

де  $M$  – маса елементів, які описані в диференційних рівняннях, кг;

$l$  – лінійні параметри елементів крана, м;

$W$  – зусилля, які діють зі сторони вантажу на опорно-ходове обладнання крана;

$t$  – часова складова процесу підйому вантажу, с;

$$W = G_{\text{в}} + G_{\text{кр}},$$

де  $G_{\text{в}}$  – маса вантажу прийнята для проведення експериментальних досліджень, кг;

$G_{\text{кр}}$  – маса крана, кг.

Визначаємо середній лінійний масштабний коефіцієнт з урахуванням лінійних масштабів стріли  $k'_l = k_{L1} = 9,818$  та металевої конструкції опорно-ходової частини  $k''_l = k_{L2} = 10,625$ :

$$k^l_{\text{сеп}} = \frac{k_{L1} + k_{L2}}{2} = \frac{9,818 + 10,625}{2} = 10,22.$$

Таблиця 4.2

## Маси елементів робочого обладнання

| Параметри                                  | МКГ-25БР | Модель крана | Масштабний коефіцієнт |
|--------------------------------------------|----------|--------------|-----------------------|
| Маса вантажу, кг                           | 25000    | 25           | 1000                  |
| Маса крана, кг                             | 38000    | 36           | 972                   |
| Сумарна маса крана з вантажем і противагою | 97000    | 97           | 1000                  |
| Коефіцієнт динаміки при підйомі            |          | 2,0          |                       |

Приймаємо середній масовий масштабний коефіцієнт:  $k_M = 1000$ .

$$k_{сер}^I = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3} = \frac{1186 + 1000 + 972}{3} = 1053.$$

Для визначення впливу динамічних навантажень на процес навантаження опорно-ходових елементів визначаємо час підйому вантажу для моделі:

$$t = \frac{L}{v} = \frac{1,1}{0,27} = 4,07c,$$

де  $L$  - висота підйому, м;

$v$  - швидкість підйому, м/с.

Аналогічно визначаємо час підйому для крана МКГ-25БР:

$$t = \frac{L}{v} = \frac{10,3}{0,87} = 11,8c.$$

Отже знаходимо критерій подібності, у якості лінійних та масових параметрів скористаємося параметрами стріли:

$$\Pi_{\text{mod}} = \frac{M \cdot l}{W \cdot t^2} = \frac{8,8 \cdot 0,8}{114 \cdot 4,07^2} = 0,003728.$$

$$\Pi_{\text{кр}} = \frac{M \cdot l}{W \cdot t^2} = \frac{7650 \cdot 8,5}{103204,2 \cdot 11,8^2} = 0,004525.$$

Як видно із результатів розрахунків критеріїв подібності кінематичних параметрів похибка складає 18%.

#### 4.2 Теоретичне обґрунтування навантажень на опорні катки гусеничного ходового обладнання для фізичної моделі крана МКГ-25БР

Для розрахунку необхідного перетину балки, для початку, необхідно визначити які максимальні навантаження будуть припадати на балку при роботі моделі. Для визначення навантажень скористаємося відомими з технічної літератури залежностями [105].

При роботі крана розглянемо три типових варіанти навантаження на опорний каток (рис. 4.2):

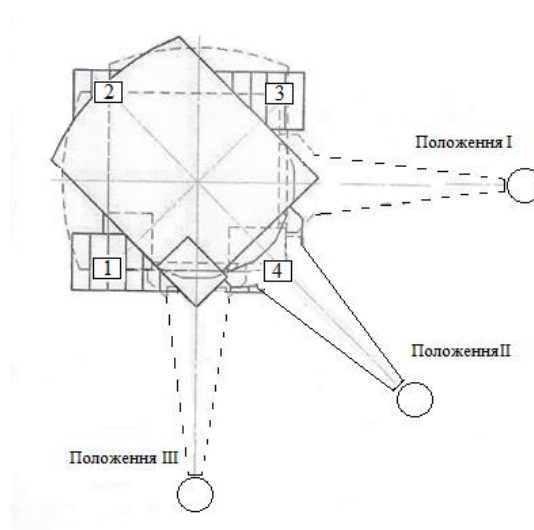


Рис. 4.2 – Положення поворотної частини і стріли крана відносно гусениць при роботі та розташування вимірювальних балок

1. При роботі крана поздовж гусениць навантаження на один каток визначається за формулою:

$$P'_2 = \frac{P_{\max}}{n},$$

де  $P_{\max} = \frac{G}{2} \cdot \left(1 + \frac{2r}{B}\right)$  - максимальне вертикальне навантаження на одну

гусеницю;

$r$  - величина зміщення рівнодіючої ваги крана ( $G$ ) та зовнішніх вертикальних сил, відносно осі обертання;

$B$  – колія гусеничного ходу;  $B=560\text{мм}$  (для моделі);

$n$  – кількість опорних катків,  $n=2$ ;

$G$  - вага крана,  $G=140\text{кг}$ .

При визначенні навантажень на гусеницю необхідно знати величину рівнодіючої ваги будови  $G_c$ , нижньої рами  $G_{н.р.}$  і вибіг рівнодіючої  $r$ . Значення  $G_c$  і  $r$  приймаються за даними статичного розрахунку або визначаються за формулами:

$$G_c = G_1 + G_2 + \dots + G_n;$$

$$r = \frac{M_c}{G_c + G_{н.р.}},$$

де  $G_i$  - ваги окремих вузлів верхньої поворотної будови;

$G_c$  - сумарна вага вузлів поворотної платформи;

$G_{н.р.}$  - вага нижньої опорної рами;

$M_c$  - момент від неврівноважених сил поворотної платформи,

рівний:

$$M_c = G_c \cdot r_c,$$

де  $r_c$  - вибіг рівнодіючої поворотної будови.

Для стрілових самохідних кранів і універсальних екскаваторів орієнтовно можна приймати:

$$G_c = (0,55...0,6) \cdot G;$$

$$G_{н.р.} = (0,4...0,45) \cdot G.$$

Вибіг рівнодіючої поворотної платформи:

$$r_c = \frac{G_g}{G_c} \cdot l_n,$$

де  $l_n$  - радіус розташування вантажу від осі обертання до центра тяжіння вантажу, м.

Вибіг рівнодіючої поворотної платформи:

$$r_c = \frac{282,5}{1037,9} \cdot 1,3 = 0,3538 \text{ м.}$$

Момент від неврівноважених сил поворотної платформи з вантажем:

$$M_c = 77 \cdot 9,81 \cdot 0,3538 = 267,25 \text{ Нм.}$$

Величина зміщення рівнодіючої ваги крана та зовнішніх вертикальних сил, відносно осі обертання:

$$r = \frac{267,25}{(77 + 63) \cdot 9,81} = 0,1945 \text{ м.}$$

Максимальне вертикальне навантаження на одну гусеницю:

$$P_{\max} = \frac{140 \cdot 9,81}{2} \cdot \left( 1 + \frac{2 \cdot 0,1945}{0,56} \right) = 1163,7 H;$$

$$P'_2 = \frac{1163,7}{2} = 581,85 H.$$

2. При роботі крана коли стріла розташована під кутом до гусениці, усе навантаження також передається на один каток або зірочку (у випадку, коли вона є опорною):

$$P''_2 = P_{\max},$$

де  $P_{\max} = \frac{G}{2} + G'_e$  - максимальне навантаження, яке приходить на одну гусеницю;

$G'_e = G_e \cdot \frac{R}{e}$  - вертикальне зусилля вантаж у випадку перекидання крана;

$R$  – радіус,  $R=0,8 м$ ;

$e$  – відстань від точки опори кута гусениці до центра обертання крана,  $e=0,6 м$ .

Вертикальне зусилля від вантажу у випадку перекидання крана:

$$G'_e = 282,5 \cdot \frac{0,8}{0,6} = 376,66 H.$$

Максимальне навантаження, яке приходить на одну гусеницю:

$$P_{\max} = \frac{140 \cdot 9,81}{2} + 376,66 = 1063,36 H.$$

Відповідно при одному навантаженому котку сумарне навантаження складе  $P_{\Sigma} = 1063H$ .

3. При роботі крана поперек гусениць усе навантаження розподіляється між двома катками, які приймають участь у роботі:

$$P_2'' = \frac{P_{\max}}{n},$$

де  $P_{\max} = G_{кр} + G_g$  - максимальне навантаження, яке приходить на одну гусеницю.

$$P_{\max} = 140 \cdot 9,81 + 282,5 = 1655H.$$

Навантаження на один каток:

$$P_2'' = \frac{1655}{2} = 827,5H.$$

Таблиця 4.3

Сумарні навантаження на опорні елементи ходового обладнання стрілового крана, що визначені розрахунковим шляхом

| Розрахункове положення                                             | Розраховане максимальне зусилля |                  |                          |
|--------------------------------------------------------------------|---------------------------------|------------------|--------------------------|
|                                                                    | $P_{\max}, H$                   | на один каток, H | $P_{\max} \times k_d, H$ |
| При роботі крана поздовж гусениць                                  | 1163,7                          | 581,85           | 2095                     |
| При роботі крана, коли стріла розташовується під кутом до гусениці | 1063,36                         | 1063,36          | 1914                     |
| При роботі крана поперек гусениць                                  | 1655                            | 827,5            | 2979                     |

Відносне значення навантаження при роботі крана поперек гусениць:

$$P_{\max}^2 = \left( \frac{1063,36}{140 \cdot 9,81} \right) \cdot 100\% = 77,4\%.$$

Провівши розрахунок для моделі отримали, що максимальні навантаження, які діють на один опорний каток при розташуванні стріли під кутом до гусениці можуть складати 77,4% від загальної маси машини.



Рис. 4.3 – Розташування вимірювальних балок під опорними катками

Згідно з розрахунком максимальних навантажень для моделі, результати яких представлені в табл.4.3, розрахуємо вимірювальну двох опорну балку на міцність, визначимо необхідний поперечний перетин та прогин балки при дії на неї навантажень при підйомі вантажу моделлю. Тарування балок проводилось для кожної окремо, значення коефіцієнта тарування (див. додаток Е).

### 4.3 Методика експериментальних досліджень навантажень на опорно-ходові елементи моделі самохідного стрілового крана МКГ-25БР

Для проведення експериментальних досліджень задаємося трьома різними положеннями стріли відносно гусеничного механізму пересування (рис. 4.2):

1 при розташуванні стріли з вантажем вздовж гусениць (рис. 4.2, положення I);

2 при розташуванні стріли з вантажем під кутом  $45^\circ$  до поздовжньої осі гусениць (рис. 4.2, положення II)

3 при розташуванні стріли з вантажем поперек гусениць (рис. 4.2, положення III);

Для визначення максимальних навантажень на опорні катки та гусеничні ланки гусеничного ходу моделі (гусеничний механізм пересування моделі зображено на рис. 4.4) під опорні катки гусеничного ходу встановлено двохопорні балки, на поверхні балки наклеєні тензодатчики (схема вимірювання навантажень зображена на рис. 4.5).



Рис. 4.4 - Зображення гусеничного ходу моделі

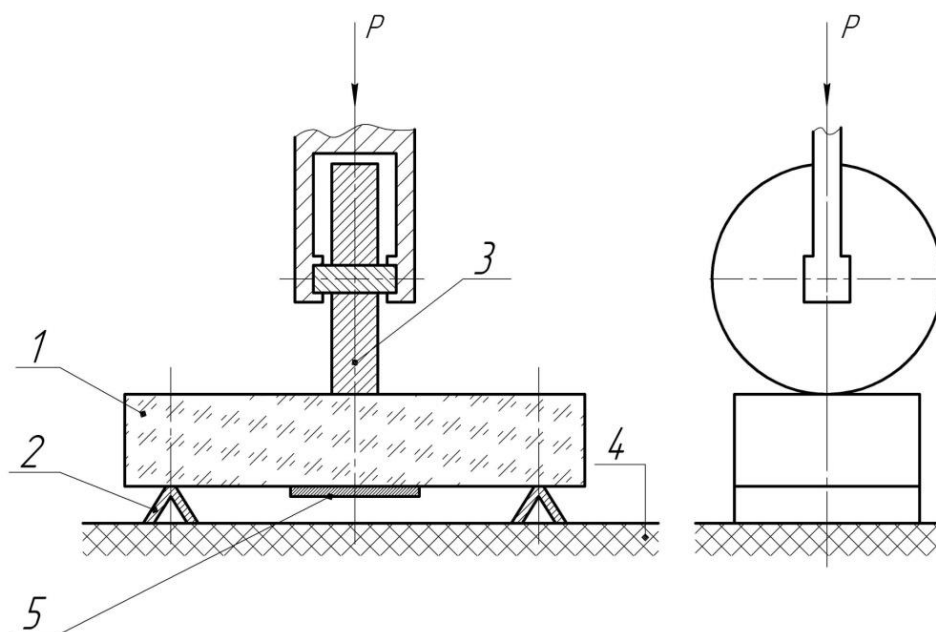


Рис. 4.5 – Схема вимірювання навантажень під опорними катками

Опорний каток 3 спирається на прямокутну пластину 1, яка встановлена на опорах трикутного профілю 2, який в свою чергу стоїть на твердій поверхні 4. Внизу пластини встановлено тензодатчики 5, які будуть фіксувати зміни опору електричного ланцюга при прогині пластини. Модель встановлюється на чотирьох таких балках. Для проведення експерименту необхідно розробити та виготовити допоміжне обладнання (двохопорні балки під опорні катки гусеничного крана). При розрахунку двохопорних балок будемо вважати, що при перекосі крана він буде спиратися на три точки, а зусилля, які діють на пластини розрахуємо за відомими залежностями, враховуючи при цьому параметри моделі.

Таким чином розроблено конструкцію фізичної моделі стрілового гусеничного крана МКГ-25БР з лінійним масштабним коефіцієнтом  $k_{сер}^l = 10,22$ . Перевірка за критерієм подібності показала відповідність параметрів моделі стрілового самохідного крана. Масштабні коефіцієнти отримані розрахунковим експериментальним шляхом адекватні, похибка становить до 18%. Експериментальні дослідження навантажень на опорно-

ходове обладнання, яке передбачається проводити на фізичній моделі підтверджені попередніми результатами розрахунку.

Так як кожна вимірювальна балка має свій тарувальний коефіцієнт, то при проведенні експерименту слід фіксувати навантаження для кожної балки.

Експеримент проводився для трьох положень стріли, а саме повздовж гусениць, при повороті на кут  $45^\circ$  та поперек гусениць. Схема розташування стріли самохідного крана під час експерименту та розташування вимірювальних балок зображено на рис. 4.2, а результату тарування опорних балок наведені в додатку Е.

Розрахуємо максимальні зусилля діючі на вимірювальні балки для першого експерименту:

$$P_1 = k_{T_1} \cdot l_1 = 15,9 \cdot 10 = 159H;$$

$$P_2 = k_{T_2} \cdot l_2 = 15,64 \cdot 37 = 579H;$$

$$P_3 = k_{T_3} \cdot l_3 = 15,59 \cdot 38 = 592H;$$

$$P_4 = k_{T_4} \cdot l_4 = 16,18 \cdot 50 = 809H.$$

$$P_\Sigma = \sum_1^4 P_i = 2139H.$$



Рис. 4.6 – Осцилограма першого та другого експерименту

Розрахуємо максимальні зусилля діючі на вимірювальні балки для другого експерименту:

$$P_1 = k_{T_1} \cdot l_1 = 15,9 \cdot 8 = 128H;$$

$$P_2 = k_{T_2} \cdot l_2 = 15,64 \cdot 37 = 579H;$$

$$P_3 = k_{T_3} \cdot l_3 = 15,59 \cdot 48 = 748H;$$

$$P_4 = k_{T_4} \cdot l_4 = 16,18 \cdot 78 = 1262H.$$

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^4 P_i = 2717H.$$

Згідно з розробленою методикою та попередніми розрахунками навантажень на опорно-ходові елементи моделі крана та з урахуванням розташування вимірювальних балок експериментальні дослідження були проведені в наступному порядку:

- перший експеримент проводився при розташуванні стріли з вантажем повздовж гусениць при номінальних навантаженнях;
- другий експеримент проводився при розташуванні стріли з вантажем при повороті на  $45^\circ$ ;
- третій експеримент проводився при розташуванні стріли поперек гусениці.

Отримані осцилограми рис. 4.6 та рис. (див. додаток Е) показують змінний характер навантажень на опорно-ходові елементи, а величина нерівномірності змінюється від практично  $P_1 = 0$  до  $P_{4\max} = 1262H$ . Подальший розгляд умов експерименту показав, що саме під опорою № 1 знаходився ґрунт (пісок) з малим коефіцієнтом жорсткості, що привело фактично до розвантаження цієї опори.

#### **4.4 Методика обробки експериментальних даних**

Як відомо, [104-105] результати вимірювання тієї чи іншої фізичної величини дають, так зване, дійсне значення, під яким розуміють значення вимірюваної величини, знайдене експериментальним шляхом і яке настільки наближається до істинного значення, що може бути використано замість нього. Для отримання достовірних значень навантажень на опорно-ходові елементи отриманих експериментальним шляхом і для порівняння цих даних з теоретичними, скористаємося теорією обробки експериментальних даних і теорією визначення помилок при вимірюванні фізичних величин. За вказаними методиками визначимо такі величини:

- середнє арифметичне значення навантаження:

$$\bar{P} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i,$$

де  $n$  - загальне число спостережень;

- дисперсію і середньоквадратичне відхилення середнього значення

$\sigma$ :

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i - \bar{P})^2}{n-1};$$

$$S_{xi} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i - \bar{P})^2}{n-1}};$$

- середньоквадратичне відхилення середнього арифметичного:

$$S\{\bar{P}\} = \frac{S}{\sqrt{n}};$$

- похибку визначення середнього арифметичного:

$$\Delta P = \frac{t_{kp} \cdot S}{\sqrt{n}},$$

де  $t_{kp}$  - значення критерію Стюдента.

$$\bar{P}_{cp} = \frac{809 + 841 + 729 + 809 + 841 + 1036 + 987}{7} = 864,5H.$$

Аналізуючи дані експерименту видно, що майже у всі експериментах значення навантажень майже співпадає з розрахунковим. А середнє

значення навантажень за серію експериментів близьке до розрахункового значення, яке дорівнює 827,95Н.

Розрахуємо абсолютну похибку експериментальних досліджень за серію випробувань:

$$\varepsilon_{\sigma} = P_{cp} - \overline{P_{cp}} = 864,5 - 827,95 = 36,55H.$$

Відносна похибка експериментальних досліджень за серію випробувань:

$$E_{\sigma} = \frac{\varepsilon_{\sigma}}{P} \cdot 100\% = \frac{36,55}{827,95} \cdot 100\% = 4,4\%.$$

Відносне значення навантажень на опорний каток при роботі крана поперек гусениць для моделі:

$$P_{max}^3 = \left( \frac{1262}{140 \cdot 9,81} \right) \cdot 100\% = 91,9 \%$$

Аналіз показує, що відносна величина навантажень на опори складає від 10% до 60% і навіть до 100% при різних умовах роботи моделі крана.

Таким чином проведене моделювання механічної системи крана та послідуєчі експериментальні дослідження показали, що навантаження на опорно-ходові елементи крана змінюються в широких межах в залежності кута повороту стріли, характеру опорної площини крана та величини динамічних навантажень в перехідні періоди, наприклад при підйомі вантажу з підхватом коли  $k_d = 2,0...2,8$ .

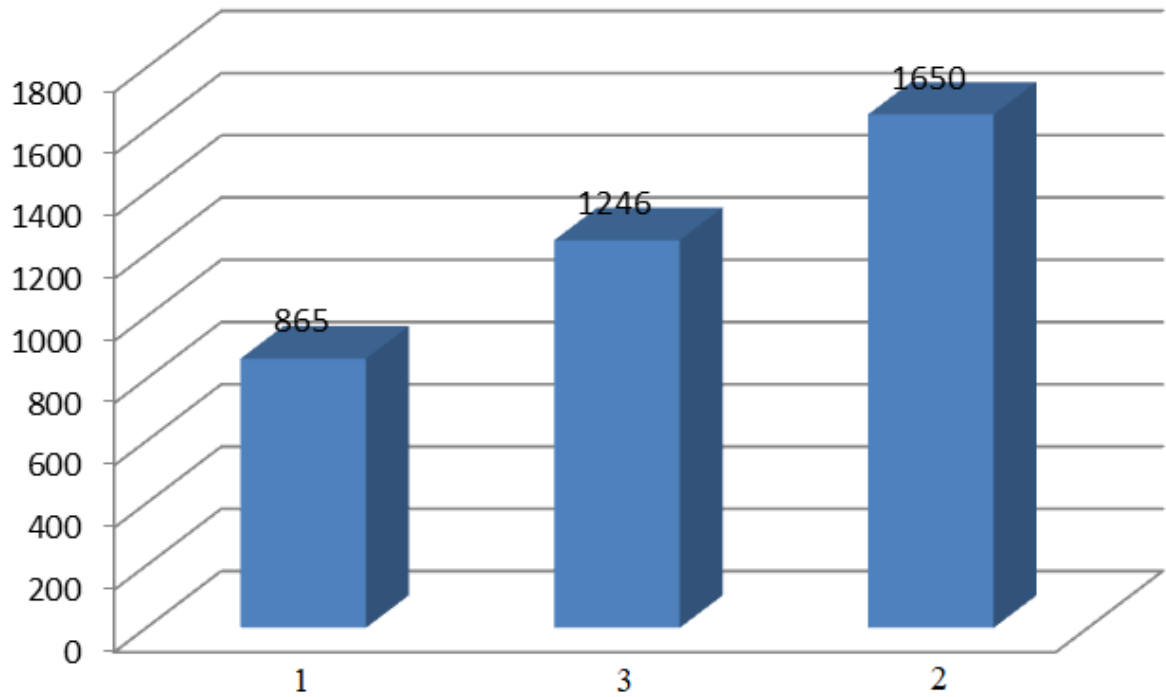


Рис. 4.7 – Гістограма навантажень на опорно-ходові елементи фізичної моделі крана в процесі повороту стріли відповідно схеми рис. 4.2

Відносне збільшення навантажень на опорні елементи при виникненні динамічних навантажень для третього експерименту:

$$P_{\max} = P_{4\max} \cdot k'_o = 1262 \cdot 2,0 = 2524H.$$

При зменшенні коефіцієнта динаміки за рахунок удосконалення системи підвісу стріли коефіцієнт динаміки і амплітуда коливань стріли та вантажу можна зменшити до  $k_o = 1,2$  див. рис. 3.11, рис. 3.12.

$$P_{\max} = P_{4\max} \cdot k_o = 1262 \cdot 1,25 = 1577H.$$

Результат експерименту практично співпадає з розрахунковими даними навантажень на гаку крана, а при розрахунку максимальних

навантажень з урахуванням динамічних навантажень похибка складає 18,6%.

#### **4.5 Результати теоретичних та експериментальних досліджень навантажень на опорно-ходове обладнання кранів**

Безперечно експлуатація стрілових самохідних кранів повинна базуватись на основі визначення коефіцієнта вантажної стійкості крана з урахуванням можливих навантажень, умов роботи крана та стану опорного майданчика, на якому цей кран встановлено.

Важливими чинниками при цьому можуть бути додаткові навантаження на опорні елементи, які виникають в результаті дії вітрових, інерційних або відцентрових навантажень, а також різкі зміни величини і характеру навантажень викликані деформаціями ґрунтової або якоїсь іншої основи, що можуть виникнути в процесі роботи крана.

Тому для забезпечення стійкості крана в процесі експлуатації потрібно враховувати можливі зміни навантажень на опорні елементи та характер їх взаємодії з опорною площиною.

Наведені в розділі 2 і 3 методики визначення навантажень, розрахункові схеми та математичні моделі в основному 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 аутригери у пневмоколісних кранів, колеса рейкового механізму пересування, опорні катки і ланки гусеничних механізмів пересування.

Проведені в розділі 2 теоретичні дослідження показали, 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

$P_i = (0...10\%)G_{кр+в}$  до  $P_i = (60...90\%)G_{кр+в}$ , що дає можливість встановити максимальні навантаження на опорні елементи і рекомендувати їх до розрахунків при проектуванні стрілових самохідних кранів.

Теоретичні і експериментальні дослідження динамічних навантажень показали можливість визначення коефіцієнту динаміки для оцінки стійкості кранів, а застосування пружно-демпферного пристрою в системі підвісу стріли дозволить знизити ефект закидання стріли і в значній мірі знизити динамічні зусилля на металоконструкцію і опорно-ходові елементи крана і відповідно понизити коефіцієнт динаміки до 1,2...1,5, що враховується при проектуванні стрілових самохідних кранів.

## Висновки до розділу 4

1. Розроблено фізичну модель стрілового самохідного крана з різними конструкціями опорних і опорно-ходових елементів, для чого на основі сучасних теорій подібності і моделювання визначені лінійні масштаби, на базі яких обґрунтовані силові, кінематичні і жорсткостні параметри фізичних моделей. Проведена перевірка адекватності фізичної моделі крана самохідного стрілового з гусеничним механізмом пересування, як найбільш складного і важковизначаємого контуру, по критеріям подібності показала відповідність параметрів моделі і натурної машини, а похибка знаходиться в межах 13...18,6%.

2. За розробленою методикою на фізичній моделі були проведені експериментальні дослідження навантажень на опорно-ходові елементи для найбільш несприятливих умов роботи крана при спиранні контуру на три і чотири точки, які в реальних умовах можливі для всіх типів кранів при роботі з аутригерами чи іншими опорними конструкціями. Обробка результатів експериментальних досліджень методами математичної статистики дозволила встановити, що в процесі роботи крана навантаження на окремі опорно-ходові елементи змінюються в значних межах, а саме від  $G_{\min} = 0...10\%$  від ваги крана з вантажем до 60...90% від загальної ваги і навіть, в критичному випадку, до повної ваги крана, причому ці 60% або вся вага крана з вантажем можуть припадати на один опорний елемент, наприклад на аутригер пневмоколісного крану або на опору у вигляді котка гусеничного рушія, або одну з ланок гусеничного ланцюга. Похибка експериментальних досліджень на опорно-ходові елементи порівняно з теоретичними склала 18,6%. Експериментальними дослідженнями підтверджено, що навантаження на опорно-ходові елементи носять коливальний характер з періодом коливань, який відповідає поверненню стріли з вантажем на кут  $\varphi_{\text{пов}} = 90 - 130^\circ$ .

## ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі отримано нове вирішення актуальної науково-технічної задачі, що полягає в удосконаленні методів розрахунку навантажень на опорно-ходові елементи самохідних кранів стрілових кранів при роботі в складних умовах і обґрунтуванню конструкцій підвісів стріли зі зменшеною жорсткістю.

Основні висновки і практичні результати отримані в процесів виконання роботи наступні:

1. Аналіз науково-технічних, патентних рішень конструкцій опорно-ходових елементів та існуючих методів їх розрахунку показав, що при дослідженні стійкості стрілових самохідних кранів основна увага приділяється визначенню величини навантажень на ці елементи, при цьому недостатня увага приділяється процесу взаємодії опорних елементів з ґрунтом і впливу на їх величину фізико-механічних характеристик, особливо жорсткості і податливості ґрунтів.

2. Вперше отримано математичні моделі, які описують процес взаємодії опорно-ходових елементів стрілових самохідних кранів і їх контурів з опорною площиною у вигляді ґрунту, який має різні коефіцієнти податливості або жорсткості, що дозволили визначити величину навантажень на опорно-ходові елементи та характер їх перерозподілу на окремі опори в процесі роботи крана. Обґрунтована доцільність застосування наведених методик для визначення навантажень на опорні елементи чотирьох, восьми та багатоопорних контурів стрілових кранів.

Результати теоретичних досліджень показали значні зміни навантажень на окремі опори, які змінюються в межах від  $(0...10\%)G_{кр+в}$  від ваги крана з вантажем до  $(60...100\%)G_{кр+в}$ , що необхідно враховувати при визначенні стійкості кранів в залежності від характеристик опорної площини.

3. Отримані аналітичні залежності зміни величини динамічних навантажень на металоконструкцію, поворотну частину і опорно-ходові елементи крана, що виникають при раптовій зміні навантажень на робочий орган (гак або грейфер) і вплив на їх величину системи підвісу стріли кранів. Для цього обґрунтована розрахункова схема по дослідженню динамічних навантажень на металоконструкції, поворотну платформу і опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів з урахуванням системи підвісу стріли. За розрахунковими схемами складена математична модель яка враховує жорсткість, інерційність та переміщення системи. За допомогою математичної моделі проведений теоретичний розрахунок і отримані діаграми коливань системи, за якими визначено систему з найменшою частиною та часом згасання коливань, що відповідає балочній системі підвісу стріли [92] зі зменшеною жорсткістю. Розроблена математична модель, яка дозволила визначити коефіцієнт динаміки для різних систем підвісу стріли та за рахунок зміни параметрів системи знайти оптимальний варіант, в якому частота коливань та час їх затухання зменшилися відповідно на  $1/3$  та в 6 разів.

4. Розроблені фізичні моделі та методики дослідження навантажень на опорно-ходові елементи стрілових самохідних кранів та за допомогою тензорегістраційного метода проведені експериментальні дослідження, які показали адекватність теоретичних і експериментальних досліджень з похибкою від 13,6% для дослідження динамічних навантажень до 18% для досліджень навантажень на опорно-ходові елементи чотирьохопорного контуру і до 22% для багатоопорного контуру при взаємодії їх з ґрунтом. Окремо проведені експерименти на фізичній моделі крана з чотирьохопорним контуром на жорсткій поверхні показали нерівномірність навантаження на окремі опори і втрату стійкості моделі при раптовому знятті навантажень з вантажозахоплюючого або вантажоутримуючого органу.

5. На основі порівняльного аналізу теоретичних і експериментальних навантажень на опорно-ходові елементи встановлено вплив конструкцій систем підвісу стріли самохідного стрілового крану на величину динамічних навантажень та показано основні напрямки їх зниження шляхом застосування пружньо-демпферних пристроїв та комбінованої балочно-вантової системи, що дає змогу знизити коефіцієнт динаміки з 1,5 до 1,25, що дозволить урахувати його при визначенні стійкості крана.

6. Запропонована методика розрахунку навантажень на опорно-ходові елементи самохідних стрілових кранів рекомендована для підприємств, що займаються проектуванням, експлуатацією і виготовленням стрілових кранів на прикладі ПАО «Науково-дослідницький та проектно-технологічний інститут машинобудування», а також використовується в науковій та навчальній роботі кафедри «Підйомно-транспортних машин» Донбаської державної машинобудівної академії при викладанні розділів дисциплін «Спеціальні крани» та «Машини для земляних, дорожніх і меліоративних робіт» для освітнього рівня бакалавр, а також в курсових та науково-дослідних роботах магістрів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 Шишков, Н.А. Пособие по техническому надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов / Н.А. Шишков.- М.: НПО ОБТ, 1993. – 350 с.

2 Михеев, В.А. Анализ причин аварий бешенного строительного крана БК-1000 / В.А. Михеев, В.Т. Власов // Захист металургійних машин від поломок: зб. Наукових праць / ПДТУ. – Маріуполь, 2008. – Вип. 10.

3 Арискин, М.В. Анализ причин падения бешенного крана на основе построения модели в SCAD 11.5 / М.В. Арискин, И.Н. Гарькин // Фундаментальные исследования. Научно-технічний та виробничий журнал. – Пенза: ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства», 2016. – Вип. №10 (2).

4 Crane safety. Ж. «Cranes Today», 1984/1985, Dec. Jan. с. 20.

5 Crane on the level. Ж. «Cranes Today», 1982, № 114.

6 Пути повышения несущей способности стреловых самоходных кранов: Обзорная информация / Андриенко Н.Н., Волчек Н.В., Хасилев В.Л. Серия 1. «Строительные машины» - М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987, вып. 1. – 48 с.

7 Григорьев, П.А. Анализ работы и способов обеспечения устойчивости стреловых самоходных кранов на слабонесущих грунтах / П.А. Григорьев, В.В. Крылов, М.В. Горелова, Л.А. Сладкова // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Материалы международной научно-технической конференции. – 2019. – С. 55-60.

8 Белогуров В.Д., Суглобов В.В., Сагиров Ю.Г. Оценка технического состояния грузоподъемных кранов. – Подъемно-транспортная техника, 2003 г., №2. – С.38-43.

9 Суглобов В.В., Михеев В.А. Анализ причин разрыва вантового каната маневрового гуська гусеничного крана МКГ-25БР /Подъемно-транспортная техника, 2009, №2, с.21-27.

10 Михеев В.А., Власов В.Т., Суглобов В.В. Причины аварии башенного строительного крана БК-1000 /Известия Тульского государственного университета. Серия: Технические науки, 2009. Вып. 2. Ч.1. – С.211-214.

11 М.П. Колісник, Г.В. Заєць, А.Л. Червоноштан, Д.В. Калашник. Аналіз причини падіння баштового крану КБ-674А. Сборник научных трудов «Строительство, материаловедение, машиностроение». Выпуск 88. Днепропетровск: 2016. – С. 185-193.

12 «Правила охорони праці під час вантажопідіймальних кранів підіймальних пристроїв і відповідного обладнання» НПАОП 0.00-1.80-18. - Х,: Видавництво «Форт». - 2018. – С. 264.

13 Казак, С.А. Усилия и нагрузки в действующих машинах (краны и экскаваторы) / С.А. Казак. – М. – Машгиз, 1960. – 168 с.

14 Казак, С.А. Статистическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин: Учебное пособие. – Свердловск: изд. УПИ им. С.М. Кирова, 1987. – 86 с.

15 Вайнсон А.А. Строительные краны / А. А. Вайнсон. – М. Машиностроение, 1969. – 488 с.

16 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974. – 431с. с ил.

17 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 536с.

18 Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин: Сокр. Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1980 – 255с., ил.

19 Herrnbrodt, H.: Uber die Raddrucke von fahrbaren Drehkranen. Fördertechnik 33 (1940).

20 Усов П.В. Подъемно-транспортные машины / П.В. Усов. - М.: Машиностроение, 1969-236 с.

21 Вайнсон А.А. Подемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М.: Госстройиздат, 1959-460 с.

22 Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – Киев, Выща школа, 1989. -328 с.: ил.

23 Кифер, Л.Г. Грузоподъёмные машины: учеб пособие для машиностроит. вузов / Л.Г. Кифер, И.И. Абрамович. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1956. – 486 с.

24 Гохберг М.М. Справочник по кранам. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций. Том 1 / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др.; Под. общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 536 с.: ил.

25 Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін.. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.: іл..

26 Розрахунки будівельних стрілових кранів: Навчальний посібник. / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2015. – 816 с.

27 Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – 2-е изд., перераб. И доп. – К. Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 424 с.

28 Михеев В.А., Власов В.Т. Специальные краны. Учебник для студентов технических вузов / В.А. Михеев, В.Т. Власов – Мариуполь: ПГТУ, 2004. – 424 с., ил.

29 Александров М.П. Грузоподъемные машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов, Т. А. Никольская, В. С. Полковников. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.

30 Александров, М.П. Справочник по кранам: В 2 т., Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы,

их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин, и др.; Под общ. ред. М. М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1988. – 559 с.

31 Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – Новосибирск: Высш. шк., 1985. – 520 с.

32 Андриенко Н. Н. Пути повышения несущей способности стреловых самоходных кранов: Обзорная информация / Андриенко Н. Н., Волчек Н. В., Хасилев В. Л. Серия 1. «Строительные машины» – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. – Вып.1. – 48 с.

33 Шишков Н.А. Пособие по техническому надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов/ Н.А. Шишков. – М.: НПО ОБТ, 1993. – 350 с.

34 Исследование стреловых самоходных кранов : Труды ин-та. Вып.67 / ВНИИстройдормаш ; Под ред. Л.В.Зайцева.-М., 1972.-109 стр.

35 Назаренко И.И. Основы модернизации строительных машин / И.И. Назаренко, В.А. Пенчук, В.И. Сердюк, Л.А. Хмара. – К.: «МП Леся», 2003.-14 с.

36 Строительные машины: Справочник: В 2т. Т1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А.В. Раннев, В.Ф. Корелин, А.В. Жаворонов и др.; Под общ. Ред. Э.Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М: Машиностроение, 1991. – 496 с.

37 Гелетій В.М. Розроблення конструктивних і технологічних заходів підвищення несучої здатності опорно-поворотних автокранів / В.М. Гелетей, Я.М. Новіцький, В.В. Федик // Львів. Збірник наукових праць 2-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 2014. – 21 с.

38 Чернега В.И., Мазренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. – К.: Техніка, 1981. – 360 с., ил.

39 Епифанов С.П. Краны стреловые пневмоколесные и гусеничные / С.П. Епифанов, В.И. Поляков. – М.: Высш. школа, 1979. – 168с

- 40 Невзоров Л.А. Краны башенные и автомобильные / Л.А.Невзоров, М.Д.Полосин. – 2-е изд., стер.-М.:Академия, 2007. – 416 с.
- 41 Зайцев Л.В., Полосин М.Д. Автомобильные краны. – М.: Высшая школа, 1978. – 327 с.
- 42 Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубченко О.І., Будівельні крани: Конструкції та експлуатація. – К.: Техніка, 2001. – 296 с.
- 43 Хмара Л.А., Колісник М.П., Шевченко А.Ф., Голубченко О.І., Маліч М.Г. Будівельні крани. – Дніпропетровськ, ІМА-прес. 2015. – 356 с.
- 44 Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г. Специальные краны. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
- 45 Епифанов С.П., Поляков В.И. Краны стреловые пневмоколесные и гусеничные. – М.: Высшая школа, 1975. – 344 с.
- 46 Горбунов И.В., Лобзин А.Ф. Устройство и эксплуатация автомобильных кранов с электрическим и гидравлическим приводами. – М.: ДОСААФ, 1986. – 342 с.
- 47 Добронравов С.С. Строительные машины и оборудование: Справочник. – М.: Высшая школа, 1991. – 456 с.
- 48 Астахов А.И. Работа на гусеничных кранах / А.И. Астахов. – М.: Стройиздат, 1966. – 174 с.
- 49 Autodrehkran TAKRAF ADK 70-0 auf Basis IFA W50. VEB Maschinenbau „Karl Marx“ Babelsberg Betrieb des VEB Schwermaschinenbaukombinat Takraf – DDR. <https://www.ebay.de/i/-303581577186>
- 50 [https://specdm.ru/avtokran\\_ks\\_3574\\_konstruktsiya.html](https://specdm.ru/avtokran_ks_3574_konstruktsiya.html)
- 51 [https://specdm.ru/avtokran\\_ks\\_3577\\_mehanizmi.html](https://specdm.ru/avtokran_ks_3577_mehanizmi.html)
- 52 [https://www.uk76.ru/upload/docs/Rukovodstvo\\_po\\_ekspluatatsii\\_KS-35714K.pdf](https://www.uk76.ru/upload/docs/Rukovodstvo_po_ekspluatatsii_KS-35714K.pdf)
- 53 [https://www.uk76.ru/upload/docs/Rukovodstvo\\_po\\_ekspluatatsii\\_KS-45717K-2.pdf](https://www.uk76.ru/upload/docs/Rukovodstvo_po_ekspluatatsii_KS-45717K-2.pdf)

54 <http://sv-barrisol.ru/kраны-bashennye/1496-avtomobilnye-kраны-ks-55716-55793.html>

55 Краны стреловые самоходные Нормы расчета устойчивости против опрокидывания: РД НИИКраностроения-05-07. – М.: НИИКраностроения, 2007. – 29с.

56 Методические указания по расчёту устойчивости стреловых самоходных кранов с телескопической стрелой: РД 36.22.17-08. – М.: ВКТИмонтажстроймеханизация, 2009. – 26 с.

57 Єрмакова С.О., Крупко В.Г. Основні шляхи підвищення безпеки і надійності експлуатації стрілових кранів / Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета / Сборник научных трудов. Выпуск 65-66. - Х.: 2014. – 311 с. С. 189 – 192.

58 Пат. 2333146 Российская Федерация, МПКВ66С 23/78. Автомобильный кран / Макаров А.Б.; заявитель и патентообладатель «Научно-исследовательский институт самоходных кранов» (RU). – 2006140653/11 ; заявл. 17.11.2006 ; опубл. 17.11.2006.

59 Мамаев, К.М. Математическое моделирование нагрузок автокрана и возможность расширения его характеристик грузоподъемности / К.М. Мамаев // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2011. - №4 (23). – С. 76-80.

60 Бровкин, И.Д. Моделирование поведения грунтов под опорами стрелового самоходного крана / И.Д. Бровкин, А.П. Грачев // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. – 2016. – Т.1. – С.10-13.

61 Ватулин, Я.С. Численное моделирование предельных состояний стреловых самоходных кранов / Я.С. Ватлин, Д.А. Потахов, Е.А. Потахов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. - №4 (697). – С.19-27.

62 Зырянова, С.А. Методика автоматизированного построения математической модели стрелового грузоподъемного крана /

С.А. Зырянова // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2014. – №2 (36). – С. 81-87.

63 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. – 192с.

64 Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Учебник для вузов. В 2 частях. Ч. 1-я. М., «Машиностроение», 1976. – 391 с. с ил.

65 Основы использования математического пакета MAPLE в моделировании: Учебное пособие / Международный институт компьютерных технологий. Липецк, 2006. - 119с.

66 Крупко В.Г., Койнаш В.А., Козюлькина С.А. Методика определения устойчивости железнодорожного крана 7Ж72 с учетом условий опирания аутригеров на грунт / Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту // Техніка та технологія виконання будівельних, колійних та перевантажувальних робіт на транспорті. Випуск 58. - Харків 2004. – С. 30-35.

67 Козюлькина С.А. Обоснование нагрузок на опорные элементы кранов на рельсовом ходу / Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури // Матеріали IV міжнародної наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів. Випуск 2005-4 (52). – Макіївка. – 2005 – С. 123-126.

68 Крупко В.Г., Козюлькина С.А. Анализ устойчивости железнодорожных кранов / Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури // Технологія, організація, механізація та геодезичне забезпечення будівництва. Випуск 2006-6 (62). – Макіївка. – 2006 – С. 159-161.

69 Ермакова С.А. Анализ параметров и нагруженности опорного оборудования самоходных стреловых кранов / Вісник Донбаської

державної машинобудівної академії. Випуск № 1 (30) 2013. - Краматорськ. – С. 42-48.

70 Крупко В.Г., Койнаш В.О., Єрмакова С.О. Обґрунтування навантажень на гусеничні рушії землерийних машин // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Випуск 31. - Харьков. - 2012 - С. 178-182.

71 Іваненко О.І., Крупко І.В., Єрмакова С.О. Дослідження стійкості баштових кранів з урахуванням розподілу навантажень на опорні елементи / Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. Випуск № 3 (47) 2019. – Краматорськ. – С. 46-50.

72 Іваненко О.І. , Крупко І.В. , Єрмакова С.О. Теоретичні дослідження стійкості баштового крану з рахуванням розподілу навантажень на опори / Одеський національний політехнічний університет, Підйомно-транспортна академія наук України // Підйомно-транспортна техніка. 3 (64) – м. Одеса - 2020. - с.81-94.

73 Krupko I., Yermakova S. Main directions of improvement of methods of calculation of loads on carrying and propelling devices of lifting and transport and excavating machines. Sciences of Europe. Praha, Czech Republic. - VOL 1, No 65 (2021). – p. 32 – 38. ISSN 3162-2364. DOI: 10.24412/3162-2364-2021-65-1-32-38

74 Krupko I., Ivanenko O., Yermakova S. Substantive provisions of improvement of methods of calculation of loads on carrying and propelling devices of lifting and transport machines. Norwegian Journal of development of the International Science. - VOL.1 - №57/2021. - p. 54 – 59. ISSN 3453-9875. DOI: 10.24412/3453-9875-2021-57-1-54-59.

75 Цытович, Н.А. Механика грунтов: Краткий курс / Н.А. Цытович. – М.: Ленанд, 2014. – 288 с.

76 Григорьев, П.А. Теоретическое и экспериментальное обоснование изменения усилий в опорах стрелового самоходного крана /

П.А. Григорьев, Л.А. Сладкова, В.В. Крылов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2020. – №2. – С. 43-52.

77 Пигулевский М. Х. Результаты воздействия на почву сохи, плуга и фрезы / М. Х. Пигулевский. – М.: Сельхозгиз, 1930. – 46 с.

78 Пащенко В. Ф. Моделирование взаимодействия с почвой рабочего органа с гибким элементом / В. Ф. Пащенко // Сб. научн. трудов ХГАУ “Технология производства и конструирование сельскохозяйственных машин”. – Харьков, 1997. – С. 12-22.

79 Волков, Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов/ Д.П. Волков. – М.: Машиностроение, 1965.– 463 с.

80 Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. - М.: Машиностроение, 1987. - 157 с.

81 Кабаков А.М., Орлов А.Н., Мамаев Л.М. Теоретические и экспериментальные исследования эффективности применения виброзащитных устройств на мостовых кранах // Подъемно-транспортная техника. - Днепропетровск: ДПТ. - № 1 (9). - 2004. - С. 32-40.

82 Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Теоретичні основи розрахунку віброгасителів коливань механізмів підйому вантажу промисловими роботами-маніпуляторами та вантажопідйомними (мостовими) кранами // Подъемно-транспортная техника. - Днепропетровск: ДПТ. - № 3. - 2003. - С. 5-19.

83 Шевченко А.Ф., Колесник Н.П. Исследование системы кран-виброгруз с переменной массой груза на крюке // Подъемно-транспортная техника. - Днепропетровск: ДПТ. - № 2 (6). - 2003. - С. 19-28.

84 Карский, О.В. Грейферы для транспортирования липких и вдлажных материалов / О.В. Карский, Д.О. Карский, Н.А. Шевченко – Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» №1-2 (1-2). – 2002. – С. 49-52.

85 Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С. Писаренко – Киев.: Нучная мысль, 1988.– 539 с.

86 Панкратов, С.А. Конструкция и основы расчета главных узлов экскаваторов и кранов/ С.А. Панкратов – М.: МАШГИЗ, 1962. – 539 с.

87 Крупко В.Г., Єрмакова С.О. Моделювання систем підвісу стріл одноківшових экскаваторів та самохідних кранів / Одеський національний політехнічний університет, Підйомно-транспортна академія наук України // Підйомно-транспортна техніка. 3(59) – м. Одеса – 2018р. – С. 93-99.

88 Крупко В.Г., Єрмакова С.О. Дослідження динамічних навантажень в балочній стріловій підвісці універсальних экскаваторів та кранів // Наукові вісті Далівського університету / Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. №15 – 2018.

89 РД 22-145-85 Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания.

90 РД 22-166-86 Краны башенные строительные. Нормы расчета.

91 Колісник М.П., Шевченко А.Ф. Проблеми стійкості вантажопідіймальних кранів / Одеський національний політехнічний університет, Підйомно-транспортна академія наук України // Підйомно-транспортна техніка. 1-2(1-2) – м. Одеса – 2002р.

92 Крупко В.Г., Єрмакова С.О. Дослідження динамічних навантажень в балочній стріловій підвісці універсальних экскаваторів та кранів // Наукові вісті Далівського університету / Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. №15 – 2018.

93 Назаренко І.І. Методологія наукових досліджень: навч. посібник. К.: КНУБА, 2014 – 123 с.

94 Комаров, М.С. Основы научных исследований. – Львов: Вища школа, 1982, - 128 с.

95 Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: Учебное пособие для студентов вузов/ В.И. Баловнев – М.: Высш. школа, 1981.– 395 с.

96 Баловнев, В. И. Подобие и моделирование в системе проектирования дорожно-строительных машин : учеб. пособие / МАДИ .– М., 2014 .–147 с.

97 Balovnev, V.I. Methods of Scale Modeling of Operating Processes of Highway Construction Machines. Published for the United States Department of Agriculture and the National Science Foundation, Washington, D.C., by Amerind Publishing Co. Pvt. Ltd., New Delhi, 1985. 229 p.

98 Schuring D.S. Scale models in engineering. New -York, ergamon press, 1977. 289 p.

99 Баловнев, В.И. Моделирование и прогнозирование процессов взаимодействия машин с многофазными средами: учеб. пособие / МАДИ (ГТУ). –М., 2000. –62 с.

100 Павлов В.П. Дорожно-строительные машины. Системное проектирование, моделирование, оптимизация: учебное пособие / В.П. Павлов, Г.Н. Карасев. –Красноярск: Сиб. Федер. Ун-т, 2011. –240 с.

101 Сладкова, Л.А. Моделирование усилий в опорах машин основного технологического назначения на примере стрелового самоходного крана / Л.А. Сладкова, П.А. Григорьев, В.В. Крылов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - №4. – С. 516-522.

102 Веников, В.А. Теория подобия и моделирования/ В.А. Веников. –М.: Высшая школа, 1984. – 439 с.

103 Моделювання та оптимізація систем : підручник / [Дубовой В. М. , Кветний Р. Н. , Михальов О. І. , Усов А. В. ]–Вінниця :ПП «ТД«Едельвейс», 2017. – 804с.

104 Клайн, С.Дж. Подобие и приближенные методы: пер. с англ/ С.Дж.Клайн. –М.: Мир, 1968. –302 с.

105 Зажигает, Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажинаев, А.А. Кишьян // - М.: Атомиздат. – 1978. – 154 с.

## Додаток А

### Програма розрахунку вибігу рівнодіючої та навантажень на опори крана

Form1.frm

```
Private Sub Command1_Click()
Dim ang As Double, i As Long, j As Long, k As Long, outMatr() As Double
Dim clsT3D As New Transform3D
Dim str_ As String, sum As Double
'робота з файловою системою
Dim clsFSO As New FSOClass
Dim strName As String
'вихідні масиви
Dim outAng() As Double, outNagr() As Double
    'вибір рівнодіючої
    r = CDBl(Replace(txtV, ".", ",")) ' = r
    'величина рівнодіючої
    Q = CDBl(Replace(txtr, ".", ",")) ' = Q
    'опорна площа
    F = CDBl(Replace(txtF, ".", ",")) ' = F
    'податливість ґрунта
    k = CDBl(Replace(txtk, ".", ",")) ' = k
    strName = "Q" & Q & "r" & r & "F" & F & "k" & k & ".txt"

    str_ = "Розрахунок навантажень на опори. " & Date
    str_ = str_ & vbCrLf & "Рівнодіюча Q=" & Q & "Н; виліт r=" & r & "мм."
& vbCrLf
    str_ = str_ & vbCrLf & "Опорна площа F=" & F & "мм.кв; Коеф. змінання
k=" & k & "ДаН/кв.см" & vbCrLf

    str_ = str_ & vbCrLf & "Угол" & vbCrLf
    For i = 1 To 8
    str_ = str_ & "опора-" & i & vbCrLf
    Next
    'clsFSO.WriteTXT App.Path & "\" & strName, str_, Rewrite, True
    Dim blnDelOpora As Boolean
        RestoreKontur

    For i = 0 To 140 Step 1

's:
CreateSystem
    'If blnDelOpora = False Then
        ang = ang + 1
    'Else
    '    blnDelOpora = False
    'End If
    'заповнення матриці навантажень
    CreatePower Q, r, ang
    ReDim outMatr(UBound(MatrL()))
    'розрахунок навантажень
    outMatr() = clsT3D.Account(MatrL(), MatrR())

    Dim arrZero(8) As Long

    For j = 0 To UBound(outMatr()) - 1
        arrZero(arrKontur(j).num) = outMatr(j)
    Next
```

```

        For j = 0 To UBound(arrZero()) - 1
            If j = 0 Then
                str_ = str_ & vbCrLf & i & vbTab & NTS(arrZero(j) / 1,
True) ' Str$(Format(outMatr(j), "0,00"))
            Else
                str_ = str_ & vbTab & NTS(arrZero(j) / 1, True)
'Str$(Format(outMatr(j), "00000,00"))
            End If
        Next

    Next
    clsFSO.WriteTXT App.Path & "\Result\" & strName & Kontur & ".txt",
str_, Rewrite, True
    MsgBox "Розрахунок завершено", vbInformation, ""
End Sub

'функції - прирівняти до нуля реакції вилучених опор
Public Function ZeroKoeff(num As Long) As Long
Dim i As Long
    For i = 0 To UBound(arrKontur())
        If arrKontur(i).num = num Then
            ZeroKoeff = 1
        End If
    Next i
    ZeroKoeff = 0
End Function

'End Function

Public Function max(str As String) As Long
Dim arr() As Long, i As Long
If str <> "" Then
    arr() = Split(strRemove, ",")
    If arr(0) > arr(UBound(arr()) - 1) Then
        max = arr(0)
    Else
        max = arr(UBound(arr()) - 1)
    End If
Else
    max = 0
End If
End Function

'створення лівої частини системи
Public Function CreateSystem() As Boolean
Dim i As Long
Dim arr() As String
Dim numRemove As Long
Dim lx0 As Double, lx1 As Double, lx2 As Double, lz0 As Double, lz1 As
Double, lz2 As Double

Dim NumPoint As Long
    NumPoint = UBound(arrKontur())

    ReDim MatrL(NumPoint, NumPoint): ReDim MatrR(NumPoint)
    'Sum Pix=0
    For i = 0 To NumPoint - 1
        MatrL(0, i) = -1
    Next

    'Sum Mix=0

```

```

For i = 0 To NumPoint - 1
    MatrL(1, i) = lz(arrKontur(i).num) * MatrL(0, i)
Next

'Sum Miy=0 (переставимо на місце 8 рівняння)
For i = 0 To NumPoint - 1
    MatrL(2, i) = lx(arrKontur(i).num) * MatrL(0, i)
Next

'ур. площини
'завантажемо незмінну частину
For i = 3 To NumPoint - 1
    MatrL(i, 0) = k * f_u0(lx(arrKontur(i).num), lz(arrKontur(i).num))
/ F
    MatrL(i, 1) = k * f_u1(lx(arrKontur(i).num), lz(arrKontur(i).num))
/ F
    MatrL(i, 2) = k * f_u2(lx(arrKontur(i).num), lz(arrKontur(i).num))
/ F
    MatrL(i, i) = k * f_e / F
Next

Dim str As String, j As Long
For i = 0 To UBound(Matrl()) - 1
    str = ""
    For j = 0 To UBound(Matrl()) - 1
        str = str & vbTab & Round(Matrl(i, j), 2)
    Next
    Debug.Print str
Next
CreateSystem = True
End Function

'створення матриці навантажень
Public Function CreatePower(pQ As Double, pR As Double, pBeta As Double)
Dim i As Long
ReDim MatrR(UBound(arrKontur()))
'при перенесенні значень у праву частину змінюємо знак!
MatrR(0) = -pQ
'Mx
MatrR(1) = -pQ * pR * Sin(Pi * pBeta / 180)
'Mz
MatrR(2) = -pQ * pR * Cos(Pi * pBeta / 180)
End Function

Private Function f_u0(x As Double, z As Double) As Double
    f_u0 = (x - lx(arrKontur(0).num)) * (lz(arrKontur(2).num) -
lz(arrKontur(1).num)) + (z - lz(arrKontur(0).num)) * (lx(arrKontur(1).num)
- lx(arrKontur(2).num)) - f_e
End Function

Private Function f_e() As Double
    f_e = (lx(arrKontur(1).num) - lx(arrKontur(0).num)) *
(lz(arrKontur(2).num) - lz(arrKontur(0).num)) - (lz(arrKontur(2).num) -
lz(arrKontur(0).num)) * (lx(arrKontur(2).num) - lx(arrKontur(0).num))
End Function

Private Function f_u1(x As Double, z As Double) As Double

```

```

        f_u1 = (x - lx(arrKontur(0).num)) * (lz(arrKontur(0).num) -
lz(arrKontur(2).num)) + (z - lz(arrKontur(0).num)) * (lx(arrKontur(2).num)
- lx(arrKontur(0).num))
End Function

Private Function f_u2(x As Double, z As Double) As Double
    f_u2 = (x - lx(arrKontur(0).num)) * (lz(arrKontur(1).num) -
lz(arrKontur(0).num)) + (z - lz(arrKontur(0).num)) * (lx(arrKontur(0).num)
- lx(arrKontur(1).num))
End Function

Private Sub Command2_Click()
    End
End Sub

Private Sub Form_Load()
    txtV = r
    txtr = Q
    txtF = F
    txtk = k
    RunCM
End Sub

Private Sub Form_Terminate()
    End
End Sub

Private Sub cmdRunRavnod_Click()
    'LoadMass App.Path & "\Маси ланок.txt"
    RunCM
End Sub

Private Function NTS(val As Double, Optional comma As Boolean = False) As
String
    Dim s As String
    s = CStr(Round(val, 2))
    If Not comma Then
        s = Trim(Replace(s, ",", "."))
    Else
        s = Trim(Replace(s, ".", ","))
    End If
    NTS = s
End Function

Private Sub RunCM()
    Dim cm_SO_ As typeRavnod, cm_OPP_ As typeRavnod, cm_PL_ As typeRavnod,
cm_RESULT_ As typeRavnod
    Dim r_x As Double, r_z As Double, r As Double, r_ang As Double
    Dim clsFSO As New FSOClass, strOut2D As String, strOut3D As String
    Dim lstr As Double
    Dim scale_L As Double, scale_A As Double, scale_R As Double
    Dim offset_L As Double, offset_A As Double, offset_R As Double
    Dim i As Long, j As Long, first As Boolean
    Dim m As Long, n As Long
    Dim a As Long '- кут нахилу стріли
    Dim l As Long '- довжина стріли
    Dim k As Long, step_a As Long, step_l
    Dim max_L As Long, max_A As Long
    Dim Mgr_Research As Long
    If chkMesh.Value = vbChecked Then
        If MsgBox("Початок розрахунку", vbInformation + vbYesNo, "") = vbNo
Then Exit Sub

```

```

k = 10:          ' коеф. збільшення кута кочення стріли (для
графіків)
step_a = 30:     ' крок по куту кочення стріли
step_l = 1000    ' крок по довжині стріли

Me.MousePointer = vbHourglass
DoEvents

max_L = Int(L_max - L_min) / step_l ' кіл-ть кроків по довжині
стріли
max_A = 45 * k / step_a             ' кіл-ть кроків по куту

ReDim aMesh(max_A, max_L)          'визначення розміру сітки

'вага вантажу в тонах для досліджень
Mgr_Research = 0

For a = 0 To 45 * k Step step_a 'цикл по куту
m = m + 1 'лічильник кіл-ті вузлів кута
  For l = L_min To L_max Step step_l ' цикл по довжині стріли
n = n + 1 'лічильник кіл-ті вузлов длины стрелы
  ' Визначаємо Ц.В.
  'стрілове обладнання в координатах ОПП
  cm_SO_ = CM_Strela(CSng(l), CSng(a / k * Pi / 180),
CSng(0), CSng(Mgr_Research * 1000))
  'ОПП в координатах ОПП
  cm_OPP_ = CM_OPP(CSng(txtBeta_pl * Pi / 180))
  'платформа в координатах платформи
  cm_PL_ = CM_PL()
  'приведемо всі координати до опорної поверхні
  With cm_RESULT_
    .G = cm_SO_.G + cm_OPP_.G + cm_PL_.G
    'по осі X координати ОПП та платформи співпадають
    .x = (cm_SO_.x * cm_SO_.G + cm_OPP_.x * cm_OPP_.G + cm_PL_.x *
cm_PL_.G) / .G
    'а для Y
    .y = ((cm_SO_.y + Y_rp_pl) * cm_SO_.G + (cm_OPP_.y +
Y_rp_pl) * cm_OPP_.G + cm_PL_.y * cm_PL_.G) / .G
    ' , с Z :)
    .z = (cm_SO_.z * cm_SO_.G + cm_OPP_.z * cm_OPP_.G +
cm_PL_.z * cm_PL_.G) / .G
  End With

  Перейдемо з координат до вибіг рівнодіючої
  'Отримуємо: Gm - вага машини без вантажу
  '      r_x - проекція рівнод. на X
  '      r_z - проекція рівнод. на z
  '      M_x - сума моментів відносно X
  '      M_z - сума моментів відносно Z
  r_x = cm_RESULT_.G * cm_RESULT_.z / (cm_RESULT_.G -
CSng(txtM_gr))
  r_z = cm_RESULT_.G * cm_RESULT_.x / (cm_RESULT_.G -
CSng(txtM_gr))

  'вибіг рівнодіючої
  r = Sqr(r_x ^ 2 + r_z ^ 2)
  txtRavnod = "r = " & Round(r, 0) & " мм"
  'кут вектор r в площ. XOZ по годинниковій стрілці
  If r_x > 0 And r_z <> 0 Then
    If r_z > 0 Then
      r_ang = Atn(Abs(r_x / r_z)) * 180 / Pi
    Else

```

```

        r_ang = (Pi / 2 + Atn(Abs(r_z / r_x))) * 180 / Pi
    End If
ElseIf r_x < 0 And r_z <> 0 Then
    If r_z > 0 Then
        r_ang = (3 * Pi / 2 + Atn(Abs(r_z / r_x))) * 180 /
Pi
    Else
        r_ang = (Pi + Atn(Abs(r_x / r_z))) * 180 / Pi
    End If
ElseIf r_x = 0 And r_z > 0 Then
    r_ang = 0
ElseIf r_x = 0 And r_z < 0 Then
    r_ang = Pi * 180 / Pi
ElseIf r_z = 0 And r_x > 0 Then
    r_ang = Pi / 2 * 180 / Pi
ElseIf r_z = 0 And r_x < 0 Then
    r_ang = 2 * Pi / 3 * 180 / Pi
End If
'txtAlfaRavnod = Format(r_ang, "0.0")

'Коефіцієнти масштабування та зміщення (для графіків)
scale_L = 1 / 200
scale_A = 1
scale_R = 1 / 20
offset_L = 0
offset_A = 0
offset_R = 0
' 2D - графіки
If Not first Then
    first = True
    strOut2D = strOut2D & "line " & NTS(5 * a / k * scale_A
+ offset_A) & "," & NTS(r_z * scale_R + offset_R) & "," & NTS(lstr *
scale_L + offset_L) & vbCrLf
Else
    strOut2D = strOut2D & NTS(5 * a / k * scale_A +
offset_A) & "," & NTS(r_z * scale_R + offset_R) & "," & NTS(lstr * scale_L
+ offset_L) & vbCrLf
End If

'заповнення сітки для 3D
With aMesh(m - 1, n - 1)
    .x = 1 * scale_L + offset_L
    .y = a / k * scale_A + offset_A
    .z = r_z * scale_R + offset_R
End With
Next l
n = 0
Next a

For i = 0 To max_A
    If i = 0 Then
        strOut3D = "3DMESH" & vbCrLf & max_A + 1 & vbCrLf & max_L +
1 & vbCrLf
    End If
    For j = 0 To max_L
        strOut3D = strOut3D & NTS(aMesh(i, j).x) & "," & NTS(aMesh(i,
j).y) & "," & NTS(aMesh(i, j).z) & vbCrLf
    Next
Next
'Вісь X

```

```

        strOut3D = vbCrLf & strOut3D & "_color" & vbCrLf & "red" & vbCrLf &
"line" & vbCrLf & "0,0,0" & vbCrLf & "100,0,0" & vbCrLf
        'вісь y
        strOut3D = strOut3D & "_color" & vbCrLf & "green" & vbCrLf & "line"
& vbCrLf & "0,0,0" & vbCrLf & "0,100,0" & vbCrLf
        'ось Z
        strOut3D = strOut3D & "_color" & vbCrLf & "blue" & vbCrLf & "line"
& vbCrLf & "0,0,0" & vbCrLf & "0,0,100" & vbCrLf

        'запис в файл 3D - графіка
        clsFSO.WriteTXT App.Path & "\Result\GDKran_3D_M" & Mgr_Research &
".scr", strOut3D, Rewrite, True
        'запис в файл 2D - графіка
        clsFSO.WriteTXT App.Path & "\Result\GDKran_2D_M" & Mgr_Research &
".scr", strOut2D, Rewrite, True

        MsgBox "Кінець розрахунку", vbInformation, ""
    Else
        If Not IsNumeric(txtL_str) Then
            MsgBox "Довжина стріли повинна бути цілим числом в межах від "
& L_min & " до " & L_max & " мм", vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If
        If CSng(txtL_str) < L_min Or CSng(txtL_str) > L_max Then
            MsgBox "Довжина стріли повинна бути в межах від " & L_min & "
до " & L_max & " мм", vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If

        If Not IsNumeric(txtAlfa_str) Then
            MsgBox "Кут нахилу стріли повинен бути цілим числом в межах
від " & Alfa_min * 180 / Pi & " до " & Alfa_max * 180 / Pi & " градусів",
vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If
        If CSng(txtAlfa_str) < Alfa_min * 180 / Pi Or CSng(txtAlfa_str) >
Alfa_max * 180 / Pi Then
            MsgBox " Кут нахилу стріли повинен бути в межах від " &
Alfa_min * 180 / Pi & " до " & Alfa_max * 180 / Pi & " градусів",
vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If

        If Not IsNumeric(txtBeta_pl) Then
            MsgBox "Кут повороту платформи повинен бути цілим числом в
градусах!", vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If

        'перевірка маси вантажу
        If Not IsNumeric(txtM_gr) Then
            MsgBox "Вага вантажу повинна бути цілим числом в межах від " &
M_gr_min & " до " & M_gr_max & " градусів", vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If
        If CSng(txtM_gr) < M_gr_min Or CSng(txtM_gr) > M_gr_max Then
            MsgBox "Вага вантажу повинна бути в межах від " & M_gr_min & "
до " & M_gr_max & " градусів", vbInformation, ""
            Exit Sub
        End If

        'стрілове обладнання в координатах ОПП

```

```

cm_SO_ = CM_Strela(CSng(txtL_str), CSng(txtAlfa_str * Pi / 180),
CSng(txtBeta_pl * Pi / 180), CSng(txtM_gr))
'ОПП в координатах ОПП
cm_OPP_ = CM_OPP(CSng(txtBeta_pl * Pi / 180))
'платформа в координатах платформы
cm_PL_ = CM_PL()
'приведемо всі координати до опорної поверхні

With cm_RESULT_
.G = cm_SO_.G + cm_OPP_.G + cm_PL_.G
'по осі X координати ОПП та платформи співпадають
.x = (cm_SO_.x * cm_SO_.G + cm_OPP_.x * cm_OPP_.G + cm_PL_.x *
cm_PL_.G) / .G
'а для Y:
.y = ((cm_SO_.y + Y_rp_pl) * cm_SO_.G + (cm_OPP_.y + Y_rp_pl) *
cm_OPP_.G + cm_PL_.y * cm_PL_.G) / .G
' Z :
.z = (cm_SO_.z * cm_SO_.G + cm_OPP_.z * cm_OPP_.G + cm_PL_.z *
cm_PL_.G) / .G
End With

перейдемо до координат вибігу рівнодіючої
'Итак: Gm - вага машини без вантажу
'      r_x - проекція рівнод. на X
'      r_z - проекція рівнод. на z
'      M_x - сума моментів відносно X
'      M_z - сума моментів відносно Z
r_x = cm_RESULT_.G * cm_RESULT_.z / (cm_RESULT_.G - CSng(txtM_gr))
r_z = cm_RESULT_.G * cm_RESULT_.x / (cm_RESULT_.G - CSng(txtM_gr))
'вибір рівнодіючої
r = Sqr(r_x ^ 2 + r_z ^ 2)
txtRavnod = "r = " & Round(r, 0) & " мм"
'кут вектор r в площ. XOZ за годинниковою стрілкою
If r_x > 0 And r_z <> 0 Then
    If r_z > 0 Then
        r_ang = Atn(Abs(r_x / r_z)) * 180 / Pi
    Else
        r_ang = (Pi / 2 + Atn(Abs(r_z / r_x))) * 180 / Pi
    End If
ElseIf r_x < 0 And r_z <> 0 Then
    If r_z > 0 Then
        r_ang = (3 * Pi / 2 + Atn(Abs(r_z / r_x))) * 180 / Pi
    Else
        r_ang = (Pi + Atn(Abs(r_x / r_z))) * 180 / Pi
    End If
ElseIf r_x = 0 And r_z > 0 Then
    r_ang = 0
ElseIf r_x = 0 And r_z < 0 Then
    r_ang = Pi * 180 / Pi
ElseIf r_z = 0 And r_x > 0 Then
    r_ang = Pi / 2 * 180 / Pi
ElseIf r_z = 0 And r_x < 0 Then
    r_ang = 2 * Pi / 3 * 180 / Pi
End If
txtAlfaRavnod = Format(r_ang, "0.0")
OutResult cm_RESULT_
End If
Me.MousePointer = vbDefault

End Sub

Private Sub OutResult(val As typeRavnod)
With val

```

```

        txtX = "X = " & Round(.x, 0) & " мм": txtX.Refresh
        txtY = "Y = " & Round(.y, 0) & " мм": txtY.Refresh
        txtZ = "Z = " & Round(.z, 0) & " мм": txtZ.Refresh
    End With
End Sub

' в системі координат опорно-поворотної платформи (ОПП)
' + вага вантажу
Private Function CM_Strela(L_b As Double, Alfa_str As Double, Gama_str As Double, M_gr As Double) As typeRavnod
Dim Q_b As Double 'вага стріли
Dim Q_so As Double 'вага стрілового об'явн'я.
Dim X_hcp As Double, Y_hcp As Double, Z_hcp As Double 'центр ваги стрілового обладнання в системі координат опорно-поворотної платформи (ОПП)
Dim X_cso As Double, Y_cso As Double, Z_cso As Double
Dim X_cso_new As Double, Y_cso_new As Double, Z_cso_new As Double

'центр ваги стріли в верхній системі XOY
Dim X_cb As Double, Y_cb As Double, Z_cb As Double
Dim L_s As Double 'виліт вантажу відносно вісі шарниру подйому стріли
Dim H_s As Double 'Висота підвісу вантажу

Dim BetaHC As Double, Lhc As Double
'вага стрілового обладнання
Q_b = 0.024165 * L_b + 16099
m_hcp = 0.0465 * L_hc(Alfa_str) + 2263
Q_so = Q_b + 2 * m_hcp + M_gr

'коорд ц.в стріл. об'явн'я.
Lhc = L_hc(Alfa_str)
u_hcp = 0.445 * Lhc + 188.66
BetaHC = Beta_hc(Alfa_str)
X_hcp = 2015 + u_hcp * Cos(BetaHC)
Y_hcp = -77 + u_hcp * Sin(BetaHC)
Z_hcp = 0

'Debug.Print Alfa_str * 180 / Pi & vbTab & u_hcp & vbTab & X_hcp &
vbTab & Y_hcp & vbTab & Lhc
'Debug.Print Alfa_str * 180 / Pi & vbTab & Lhc
'ц.в. стріли
X_cb = 0.43059 * L_b - 59.378
Y_cb = 36
Z_cb = 0
'Переміщення центру ваги стріли в залежності від кута підйому стріли в
верхній системі XOY
X_cb = -h1 * Sin(Alfa_str) + X_cb * Cos(Alfa_str) - Y_cb *
Sin(Alfa_str)
Y_cb = h1 * Cos(Alfa_str) + X_cb * Sin(Alfa_str) + Y_cb * Cos(Alfa_str)
Z_cb = Z_cb

'виліт вантажу відносно вісі ОПП
L_s = L_b * Cos(Alfa_str) + h3 * Sin(Alfa_str)
H_s = L_b * Sin(Alfa_str) - h3 * Cos(Alfa_str) - 640 '640 - хв.
відстань від блока до підвіски

txtL_rg = "L = " & L_s - 3820 & " мм"
'центр ваги стрілового обладнання
X_cso = (Q_b * (X_cb - 3820) + 2 * m_hcp * X_hcp + M_gr * (L_s - 3820))
/ Q_so
Y_cso = (Q_b * (Y_cb + 1376) + 2 * m_hcp * Y_hcp + M_gr * (H_s +
Y_rp_pl)) / Q_so
Z_cso = (Q_b * Z_cb + 2 * m_hcp * Z_hcp) / Q_so

```

```

        повернемо координати на кут Gama_str відносноо Y
        X_cso_new = X_cso * Cos(Gama_str) - Z_cso * Sin(Gama_str)
        Y_cso_new = Y_cso
        Z_cso_new = X_cso * Sin(Gama_str) + Z_cso * Cos(Gama_str)

'результат
With CM_Strela
    .x = X_cso_new
    .y = Y_cso_new
    .z = Z_cso_new
    .G = Q_so
End With
End Function

'повертаємо вагу та центр ваги ОПП
Private Function CM_OPP(Gama_str As Double) As typeRavnod
Dim Q_rp As Double
Dim X_crp As Double, Y_crp As Double, Z_crp As Double
Dim X_crp_new As Double, Y_crp_new As Double, Z_crp_new As Double

Q_rp = 26429: X_crp = -1817: Y_crp = 504: Z_crp = 28

    'повернемо платформу на кут Gamma_str
    X_crp_new = X_crp * Cos(Gama_str) - Z_crp * Sin(Gama_str)
    Y_crp_new = Y_crp
    Z_crp_new = X_crp * Sin(Gama_str) + Z_crp * Cos(Gama_str)
With CM_OPP
    .x = X_crp_new
    .y = Y_crp_new
    .z = Z_crp_new
    .G = Q_rp
End With
End Function

Повертаємо вагу та центр ваги платформи
Private Function CM_PL() As typeRavnod
Dim Q_pl As Double
Dim X_cpl As Double, Y_cpl As Double, Z_cpl As Double
Q_pl = 97000: X_cpl = 0: Y_cpl = 1074: Z_cpl = 0
With CM_PL
    .x = X_cpl
    .y = Y_cpl
    .z = Z_cpl
    .G = Q_pl
End With
End Function

Module1.bas

Public Function Account(aMatrix1() As Double, aMatrix2() As Double) As
Double()

Dim i As Long, t As Long, j As Long, k As Long, lngBufer As Double
Dim max As Double, c As Double, m As Long, sp As Double
Dim lngUbound_aMatrix1 As Long, lngLbound_aMatrix2 As Long, aResult() As
Double, maxIndex As Long
    lngUbound_aMatrix1 = UBound(aMatrix1())
    lngLbound_aMatrix2 = LBound(aMatrix2())
    'прямий хід
    For i = lngLbound_aMatrix2 To lngUbound_aMatrix1 - 1
        'шукаємо строку з максимальним елементом та запам'ятовуємо його
індекс
        max = Abs(aMatrix1(i, i)): maxIndex = -1

```

```

For t = i To lngUbound_aMatrix1 - 1
    If Abs(aMatrix1(t, i)) > max Then
        max = Abs(aMatrix1(t, i)): maxIndex = t
    End If
Next t

If maxIndex > -1 Then
    'максимальний елемент знайдено! - змінюємо строки
    For t = i To lngUbound_aMatrix1 - 1
        lngBufer = aMatrix1(i, t): aMatrix1(i, t) =
aMatrix1(maxIndex, t): aMatrix1(maxIndex, t) = lngBufer
    Next t
    lngBufer = aMatrix2(i): aMatrix2(i) = aMatrix2(maxIndex):
aMatrix2(maxIndex) = lngBufer
End If

For j = i + 1 To lngUbound_aMatrix1 - 1
    c = -aMatrix1(j, i) / aMatrix1(i, i)
    For k = i + 1 To lngUbound_aMatrix1 - 1
        aMatrix1(j, k) = aMatrix1(j, k) + c * aMatrix1(i, k)
    Next k
    aMatrix2(j) = aMatrix2(j) + c * aMatrix2(i)
Next j
Next i
'зворотній хід (рішення системи)
ReDim aResult(lngUbound_aMatrix1)
For t = lngUbound_aMatrix1 - 1 To lngLbound_aMatrix2 Step -1
    For j = lngLbound_aMatrix2 To lngUbound_aMatrix1 - t - 1
        sp = sp + aResult(lngUbound_aMatrix1 - j - 1) * aMatrix1(t,
lngUbound_aMatrix1 - j - 1)
    Next j
    aResult(t) = (aMatrix2(t) - sp) / aMatrix1(t, t): sp = 0
Next t
Account = aResult()
End Function

```

## Додаток Б

### Розрахунок навантажень на опорні елементи стрілового крану

#### КС-6371

Вихідні дані навантажень від мас поворотних та неповоротних елементів

|                      | Назва               | G,Н    | X,м   | Y,м  | Z,м  |
|----------------------|---------------------|--------|-------|------|------|
| Елементи поворотні   |                     |        |       |      |      |
| 1                    | Вантаж              | 45500  | 10,6  | 0    | 0    |
| 2                    | Стріла              | 56200  | 5     | 0    | 0    |
| 3                    | Поворотна частина   | 120000 | 0,858 | 0    | 2,4  |
| Елементи неповоротні |                     |        |       |      |      |
| 4                    | Виносна опора №1    | 2500   | 3,35  | 3,5  | 1,1  |
| 5                    | Виносна опора №2    | 2500   | 3,35  | -3,5 | 1,1  |
| 6                    | Виносна опора №3    | 2500   | -3,35 | 3,5  | 1,1  |
| 7                    | Виносна опора №4    | 2500   | -3,35 | -,5  | 1,1  |
| 8                    | Неповоротна частина | 180000 | 0     | 0    | 1,23 |

У стріловидних поворотних кранах навантаження на основу змінне і залежить не лише від ваги вантажу, але і від положення поворотної частини відносно неповотної і від ваги стріли. Навантаження передається через чотири спеціальні виносні опори, якими кран спирається на ґрунт, вживані для розвантаження ходових коліс крану.

Вживані в поворотних кранах опорно-ходові елементи зазвичай мають достатню пружність, а місцевість, на якій крани працюють, досить рівна для того, щоб за рахунок пропорційних тиску пружних деформацій рами, опорних частин і основи в роботу були включені усі опори.

З допустимою для інженерних розрахунків точністю можна приймати, що опорні тиски обернено пропорційні до відрізків, на які проекції точки прикладення рівнодійної або площину моменту ділять подовжню і поперечні бази крану.

Опорні частини крану навантажені вагою  $G_H$  неповоротній частині (рис.3.1), центр тяжіння якої знаходиться на перетині осей симетрії рами, і вертикальний складовій  $P$  рівнодійної усіх сил, що діють на поворотну частину, включаючи вагу поворотної частини і вантажу. У довільному положенні радіус  $R$  точки прикладення сили  $P$  відносно осі обертання, що знаходиться на відстані  $x_0$  від центру симетрії, розташований під кутом  $\alpha$  до подовжньої осі крану. Крім того, дію на опори чинить горизонтальна складова  $W$ , що проходить на висоті  $H$  від основи крану.

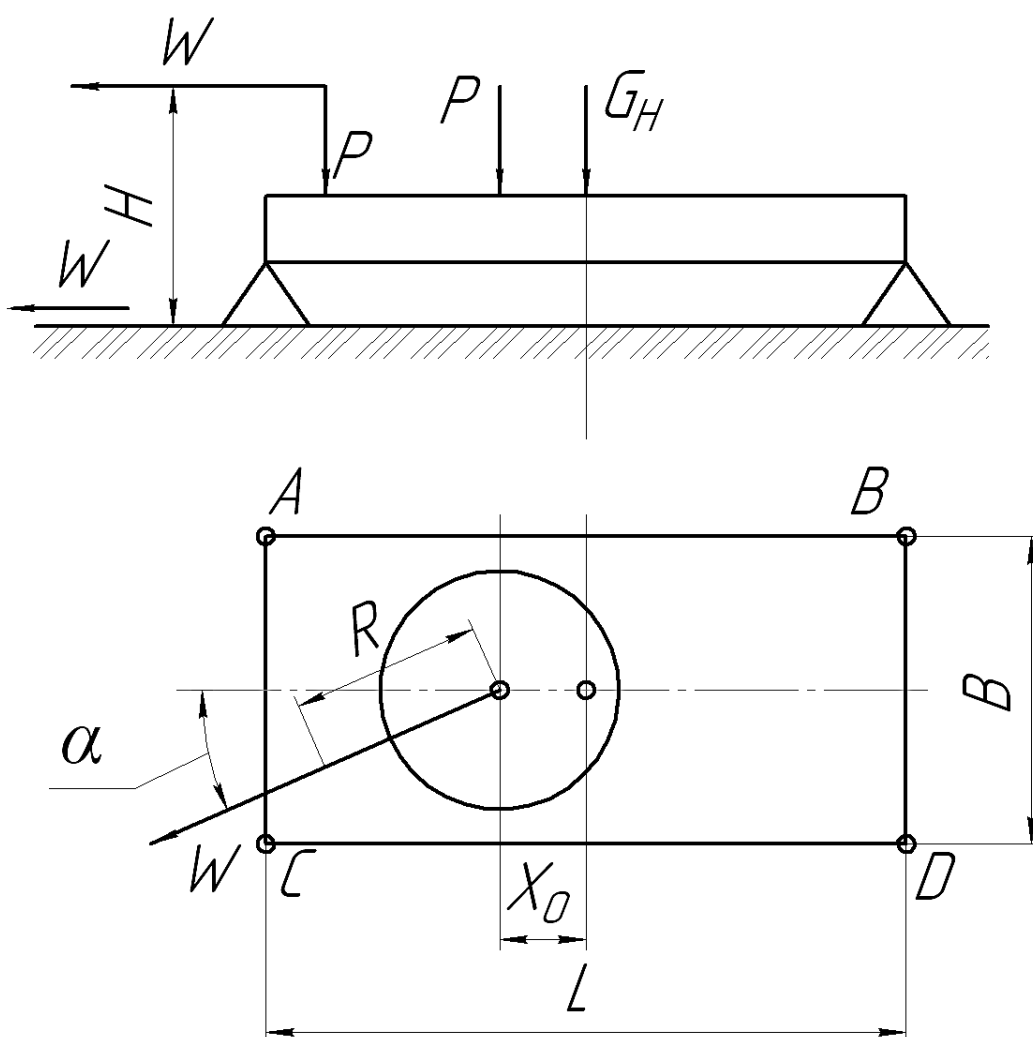


Рис. Б.1 - Розрахункова схема для визначення опорних тисків нормального чотирьохопорного стріловидного колісного крану

Горизонтальна складова  $W$  включає окрім вітрової і інерційної навантажень також і складову ваги при роботі крану на місцевості з ухилом. Розкладемо силу по опорах обернено пропорційно до відстаней точки її прикладення від опор. Приклавши до точки  $O$ , проекцією осі обертання, що являється, на опорну площину, по дві рівні і протилежно спрямовані сили  $P$  і  $W$ , отримаємо сили  $P$  і  $W$ , перенесені в точку  $O$ , і момент  $M=PR+WH$ . Цей момент можна розкласти на  $M_1=M\cos\alpha$  і  $M_2=M\sin\alpha$ , відповідно розкладені в подовжній і поперечній площинах.

Горизонтальна сила  $W$  сприймається гальмівними облаштуваннями крану, а вертикальна сила  $P$  і моменти створюють навантаження на опори:

$$A = \frac{G_H}{4} + P \frac{\frac{l}{2} + x_0}{2l} + M \frac{\cos \alpha}{2l} - M \frac{\sin \alpha}{2b} = \frac{180000}{4} + 600000 \frac{\frac{6,8}{2} + 1}{2 \cdot 6,8} + 1300000 \frac{\cos 25^\circ}{2 \cdot 6,8} - 1300000 \frac{\sin 25^\circ}{2 \cdot 6,7} = 284749 \text{ Н},$$

$$B = \frac{G_H}{4} + P \frac{\frac{l}{2} - x_0}{2l} - M \frac{\cos \alpha}{2l} - M \frac{\sin \alpha}{2b} = \frac{180000}{4} + 600000 \frac{\frac{6,8}{2} - 1}{2 \cdot 6,8} - 1300000 \frac{\cos 25^\circ}{2 \cdot 6,8} - 1300000 \frac{\sin 25^\circ}{2 \cdot 6,7} = 23250 \text{ Н},$$

$$C = \frac{G_H}{4} + P \frac{\frac{l}{2} + x_0}{2l} + M \frac{\cos \alpha}{2l} + M \frac{\sin \alpha}{2b} = \frac{180000}{4} + 600000 \frac{\frac{6,8}{2} + 1}{2 \cdot 6,8} + 1300000 \frac{\cos 25^\circ}{2 \cdot 6,8} + 1300000 \frac{\sin 25^\circ}{2 \cdot 6,7} = 325749 \text{ Н},$$

$$D = \frac{G_H}{4} + P \frac{\frac{l}{2} - x_0}{2l} - M \frac{\cos \alpha}{2l} + M \frac{\sin \alpha}{2b} = \frac{180000}{4} + 600000 \frac{\frac{6,8}{2} - 1}{2 \cdot 6,8} - 1300000 \frac{\cos 25^\circ}{2 \cdot 6,8} + 1300000 \frac{\sin 25^\circ}{2 \cdot 6,7} = 105250 \text{ Н},$$

де  $G_H=18000$  Н - вага неповоротної частини, Н;  $P=600000$  Н - вертикальна складова усіх сил що діють на кран, включаючи вагу поворотної частини і вантажу;

$W=84000$  Н - горизонтальна складова, що включає вітрові навантаження, інерційні навантаження, вага при роботі крану на місцевості з ухилом.

Для відшукування значень кута  $\alpha$ , що відповідають максимальним значенням тих або інших опорних навантажень, досить прирівняти нулю відповідну похідну. Наприклад:

$$\frac{dC}{d\alpha} = -\frac{M}{2l} \sin \alpha + \frac{M}{2b} \cos \alpha = 0,$$

звідки  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{b}$ . Отже, після підстановки у вираження максимальне навантаження на опору С буде рівна

$$C_{\max} = \frac{G_H}{4} + P \frac{l/2 + x_0}{2l} + M \frac{b}{2l\sqrt{l^2 + b^2}} + M \frac{l}{2b\sqrt{l^2 + b^2}} = \frac{180000}{4} + 600000 \frac{6,8/2 + 1}{2 \cdot 6,8} +$$

$$+ 1300000 \frac{6,7}{2 \cdot 6,8 \sqrt{6,8^2 + 6,7^2}} + 1300000 \frac{6,8}{2 \cdot 6,7 \sqrt{6,8^2 + 6,7^2}} = 315008 \text{ Н}.$$

## Додаток В

### Визначення форми і параметрів опорного контуру на прикладі крану КС-6371 і його впливу на коефіцієнт стійкості

Норми і правила забезпечення стійкості самохідних кранів за останні 50 років не отримали істотного наукового розвитку. У них слабо відбиті дійсні умови експлуатації і особливий вплив динамічних навантажень. У сучасних конструкціях самохідних кранів істотно підвищилися вантажопідйомність, довжина стріл, висота підйому вантажу і робочі швидкості, тому потрібно розробку додаткових заходів по забезпеченню стійкості кранів.

Ребро перекидання самохідного крану на виносних опорах може проходити з достатньою точністю через точки того, що спирається опор з опорною плитою і рамою крану. Із-за пружності пневматичних шин і ресор підвіски самохідний кран, що вільно стоїть, не має чітко позначеного ребра перекидання. Крім того, в реальних умовах при експлуатації крану ребро перекидання послідовно змінює своє положення при повороті стріли крану.

Опорна поверхня показана на малюнку 3.10, є спрощеною конструкцією. У самохідних кранах на виносних опорах в якості додаткових опор усередині опорного майданчика можна використати ходові колеса (контур А - 1-4 - D). При жорсткій підвісці задніх осей або при блокованих ресорах підвіски самохідного крану, що вільно стоїть, як і за ідеальних умов того, що спирається здвоєного колісного ходу, утворюється опорна поверхня 1-2-3-4. Для здвоєних пневматичних шин дійсними точками зіткнення з ґрунтом зовнішніх коліс є точки 1-2' - 3' - 4. Якщо кран працює з підресореними осями, то контур того, що спирається утворений лініями, що сполучають точки кріплення ресор (1\*-2\*-3\*-4\*). При переміщенні вантажу на крюку центр мас підресореної частини крану

повинен залишатися усередині заштрихованої центральної поверхні. Лінії, що сполучають точки розміщення пружних опор, проводяться з урахуванням співвідношення дійсних жорсткостей підвіски.

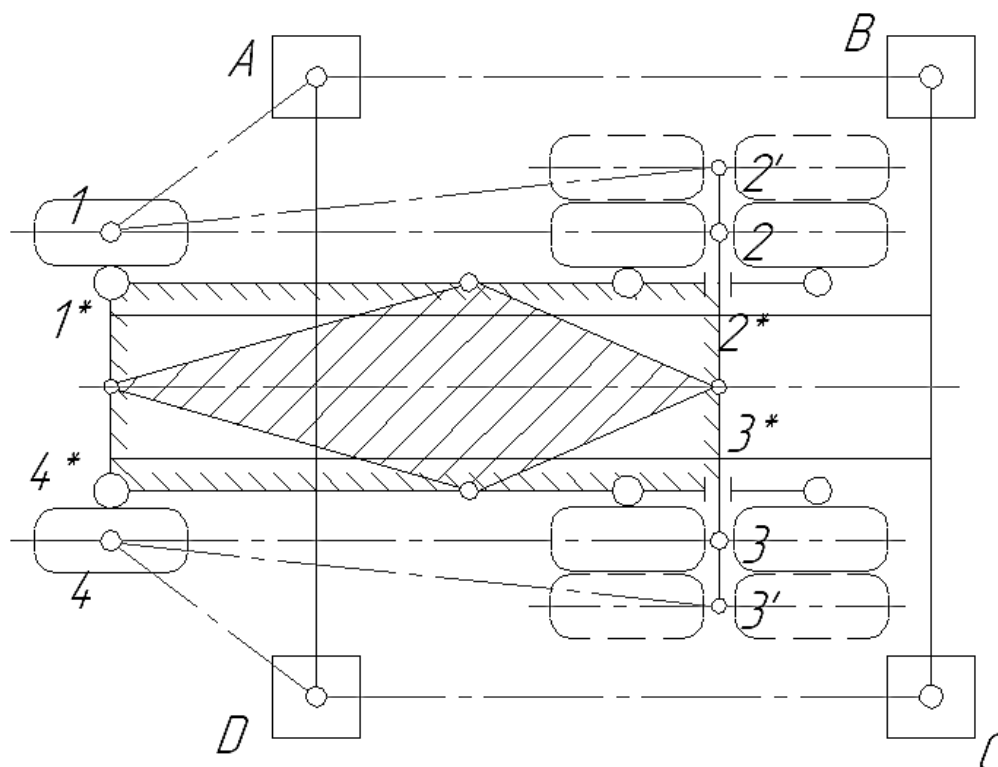
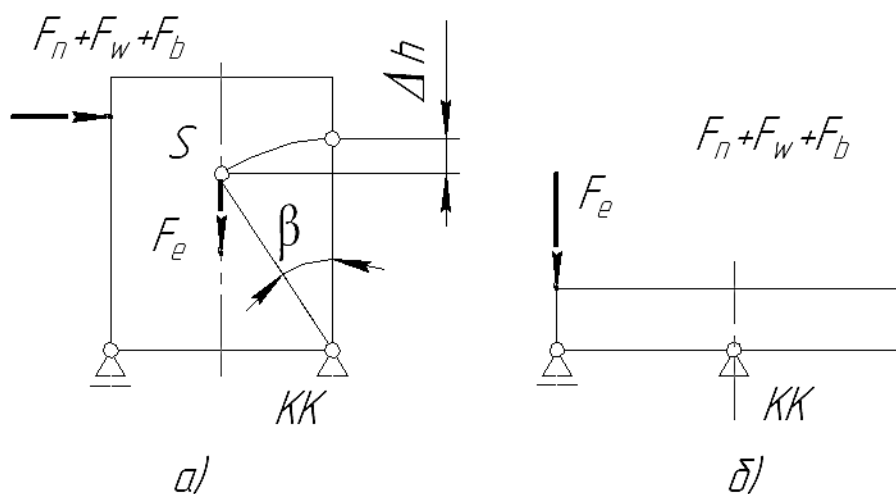


Рис. В.1 - Контур спирання самохідного крану

Фактична оцінка стійкості самохідних кранів може бути проведена тільки з урахуванням положень динаміки пружних систем. Проблему оцінки стійкості можна пояснити спрощено при розгляді моделі твердого тіла (рис. В.2). Щоб прямокутний паралелепіпед діючих сил (рис. В.2, а) вивести із стабільного рівноважного стану, сумарний момент прикладених сил повинен діяти, як перевертаючий момент. Необхідний для перекидання момент швидко зменшується і досягає нульового значення в нестійкому рівноважному стані твердого тіла після того, як центр мас піднімається на величину  $\Delta h$ . При визначенні стійкості оцінюється значення мінімального моменту, необхідного для здійснення процесу перекидання, а також робота

по перекиданню твердого тіла, причому динамічні навантаження  $F_b$  і сили вітру  $F_w$  враховуються як поточні змінювані величини.



а - загальний випадок перекидання твердого тіла;

б - схема для визначення сумарних моментів від діючих сил

Рис. В.2 - Схема дії сил при перекиданні

Розрахунок стійкості згідно з більшістю національних приписів за оцінкою стійкості самохідних кранів базується на моделі (рис. В.2, б). Прямокутне тверде тіло виводиться із стану рівноваги у тому випадку, якщо сума моментів від сил, що діють вліво, буде більше суми моментів від сил, що діють управо. При цьому динамічні навантаження ( $F_b$ ,  $F_w$ ) розглядаються як незалежні за часом величини. Тому оцінка стійкості зводиться до розрахунку мінімального перекидаючого моменту, причому не враховується власна схильність системи до перекидання.

У приписах доказом стійкості крану до теперішнього часу були рівняння моментів відносно можливого ребра перекидання. Динамічні навантаження представляли статичними силами. Основна відмінність полягала тільки в значеннях коефіцієнта стійкості. У деяких правилах по безпечній експлуатації самохідних кранів при розрахунку коефіцієнта

стійкості враховувалася сума моментів від усіх сил, що діяли на систему. Стійкість крану гарантувалася завдяки обліку деякого мінімального додаткового моменту перекидання, що додається до суми моментів діючих сил. У інших правилах вказується в якості показника стійкості частка від ділення суми моментів діючих сил, що забезпечують стійке положення крану, на суму моментів діючих сил, що створюють нестійке положення крану.

У деяких національних приписах відсутня розрахункова оцінка стійкості для експлуатаційних ситуацій "робота з номінальним вантажем" і "перевантаження". Стійкість оцінюється експериментально при підйомі вантажу масою більше номінальної вантажопідйомності. Ця маса регламентується правилами безпечної експлуатації. Випадки вантаження "вітер граничного стану" і "власна стійкість без вантажу", які експериментально перевірити в самохідних кранах складно, перевіряють тільки розрахунком.

Перевантаження складає 10% номінальної вантажопідйомності при праці крану за наказаною схемою включення механізмів і допустимим поєднанням рухів, або 25% при роздільному і обережному включенні приводів. На відміну від загальноприйнятих норм правила безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів передбачають перевантаження 33% при експериментальній оцінці стійкості кранів 15 і 40%, якщо оцінці підлягає дослідний зразок крану. При експериментальному вантаженні крану допускається триточкове те, що спирається шасі при підйомі вантажу внаслідок відриву від ґрунту одного з коліс або виносної опори; перекидання крану неприпустимо. Вітрове навантаження при експериментальному вантаженні не враховується.

При конструюванні самохідного крану номінальна вага вантажу, що піднімається, визначається розрахунковим шляхом з урахуванням допустимого перевантаження. Допустиме номінальне навантаження може бути визначене по рівнянню моментів статичних сил (рис. В.3):

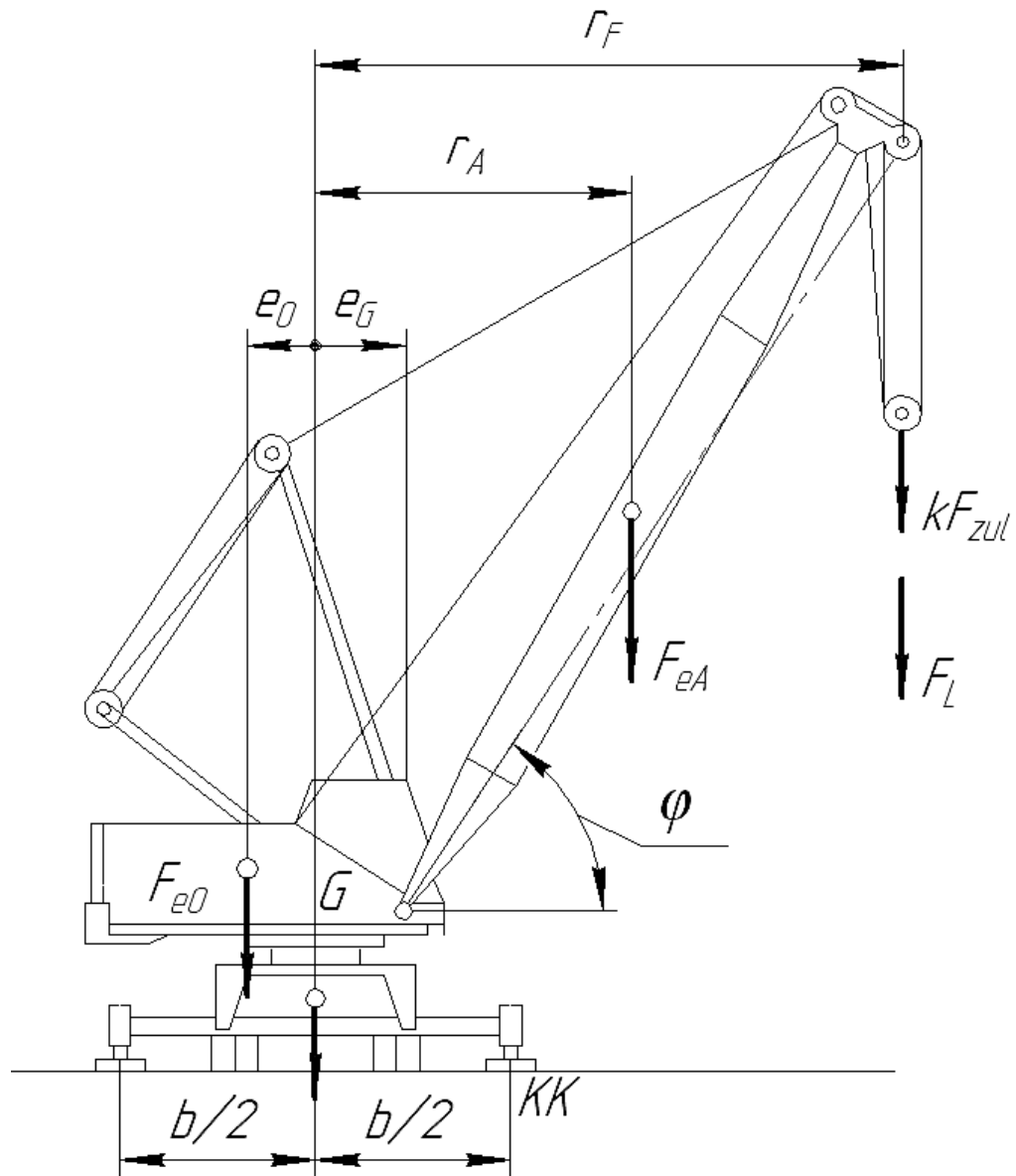


Рис. В.3 - Розрахункова схема навантажень, які діють на самохідний кран при установці на аутригери

$$F_{zul} = \frac{1}{k} \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right) - F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)}{r_F - b/2} - F_L =$$

$$= \frac{1}{1,4} \frac{180000 \cdot 3,35 + 120000(1 + 3,35) - 56200(5 - 3,35)}{10,6 - 3,35} - 40000 = 61701H,$$

де  $F_{zul}$  — номінальне навантаження при вильоті  $r_F$ ,

$F_{eU}=180000$  Н — власна вага неповоротної частини крана;

$F_{eo}=120000$  Н — власна вага поворотної частини крана;

$F_{eA}=56200$  Н — власна вага стріли;

$F_i=5500$  Н — власна вага вантажозахоплюючого пристрою;

$k=1,25 \dots 1,40$  — коефіцієнт перевантаження.

Представивши коефіцієнт стійкості як відношення моментів перевертаючих і поновлюючих сил при  $r_F > b/2$ , отримаємо

$$S_s = \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{eo} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right)}{(F_{zul} + F_L) \left( r_F - \frac{b}{2} \right) + F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)} = \frac{180000 \cdot 3,35 + 120000(1 + 3,35)}{(61701 + 40000)(10,6 - 3,35) + 56200(5 - 3,35)} = 1,27,$$

або з урахуванням рівнянь

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{k}{1 + (k-1) M_{ek} / M_{es}} = \frac{k}{1 + (k-1) \frac{F_{eA} (r_A - b/2) + F_L (r_F - b/2)}{F_{eU} \cdot b/2 + F_{eo} (e_0 + b/2)}} = \\ &= \frac{1,4}{1 + (1,4-1) \frac{56200(5-3,35) + 40000(10,6-3,35)}{180000 \cdot 3,35 + 120000(1+3,35)}} \approx 1,26, \end{aligned}$$

де  $M_{ek}$  - сумарний момент від власної ваги крану, що діє у напрямі перекидання;

$M_{es}$  - сумарний момент від власної ваги крану, що повертає систему в стійке положення.

Для реального випадку експлуатації крану необхідно врахувати вітрові і інерційні навантаження.

Для збереження стійкого положення крану необхідно зменшити його вантажопідйомність. До теперішнього часу немає науково обґрунтованих вказівок по вибору коефіцієнта стійкості самохідних кранів, попри те, що цей коефіцієнт характеризує тільки деяку умовну перевертаючу силу. Розрахунок по свідчить про значний вплив на стійкість самохідного крану власної ваги стріли і, отже, про зростаючу небезпеку перекидання крану за наявності подовженої стріли і великих вильотів. При визначенні коефіцієнта стійкості  $S_s$  враховуються розміри опорного контуру.

Для крану з шириною опорного контуру  $b=6,7\text{м}$  коефіцієнт стійкості складає  $S_s=1,27$ . Розрахуємо коефіцієнт стійкості для цього крану зі зміненими розмірами опорного контуру.

1. Ширина опорного контуру складає  $b=6\text{м}$ .

Номінальне навантаження при вильоті  $r_F$

$$F_{zul} = \frac{1}{k} \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right) - F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)}{r_F - b/2} - F_L =$$

$$= \frac{1}{1,4} \frac{180000 \cdot 3 + 120000(1+3) - 56200(5-3)}{10,6-3} - 40000 = 52618\text{Н}.$$

Представивши коефіцієнт стійкості як відношення моментів перевертаючих і поновлюючих сил при  $r_F > b/2$ , отримаємо

$$S_s = \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right)}{(F_{zul} + F_L) \left( r_F - \frac{b}{2} \right) + F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)} = \frac{180000 \cdot 3 + 120000(1+3)}{(52618 + 40000)(10,6-3) + 56200(5-3)} = 1,249.$$

Коефіцієнт стійкості склав  $S_s=1,249$ .

2. Ширина опорного контуру складає  $b=8\text{м}$ . Номінальне навантаження при вильоті  $r_F$

$$F_{zul} = \frac{1}{k} \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right) - F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)}{r_F - b/2} - F_L =$$

$$= \frac{1}{1,4} \frac{180000 \cdot 4 + 120000(1+4) - 56200(5-4)}{10,6 - 4} - 40000 = 96774 \text{ Н},$$

$$S_s = \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right)}{(F_{zul} + F_L) \left( r_F - \frac{b}{2} \right) + F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)} = \frac{180000 \cdot 4 + 120000(1+4)}{(96774 + 40000)(10,6 - 4) + 56200(5-4)} = 1,376.$$

Коефіцієнт стійкості склав  $S_s=1,376$ .

3. Ширина опорного контуру складає  $b=8,5\text{м}$ .

Номінальне навантаження при вильоті  $r_F$

$$F_{zul} = \frac{1}{k} \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right) - F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)}{r_F - b/2} - F_L =$$

$$= \frac{1}{1,4} \frac{180000 \cdot 4,25 + 120000(1+4,25) - 56200(5-4,25)}{10,6 - 4,25} - 40000 = 112176 \text{ Н},$$

$$S_s = \frac{F_{eU} \frac{b}{2} + F_{e0} \left( e_0 + \frac{b}{2} \right)}{(F_{zul} + F_L) \left( r_F - \frac{b}{2} \right) + F_{eA} \left( r_A - \frac{b}{2} \right)} = \frac{180000 \cdot 4,25 + 120000(1+4,25)}{(112176 + 40000)(10,6 - 4,25) + 56200(5-4,25)} = 1,383.$$

Коефіцієнт стійкості склав  $S_s=1,383$ .

## Додаток Г

### Визначення опору зминання

Максимальне навантаження на виносну опору  $G=315\text{кН}$ . Розрахуємо глибину занурення для різних розмірів опорних елементів виносних опор, розміри, що мають :  $b \times l = 0,5; 0,6; 0,75$  м відповідно.

1. Заболочений ґрунт. Коефіцієнти опору зминанню  $p_0=18.25 \text{ кН/м}^2$ .

$$h_1 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/25}{0,5 \cdot 0,5} = 50,4 \text{ см},$$

$$h_2 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/25}{0,6 \cdot 0,6} = 35 \text{ см},$$

$$h_3 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/25}{0,75 \cdot 0,75} = 22,5 \text{ см}.$$

2. Мокра глина, рихлий пісок, рілля.

Коефіцієнти опору зминанню  $p_0=25.35 \text{ кН/м}^2$ .

$$h_1 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/35}{0,5 \cdot 0,5} = 36 \text{ см},$$

$$h_2 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/35}{0,6 \cdot 0,6} = 25 \text{ см},$$

$$h_3 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/35}{0,75 \cdot 0,75} = 16 \text{ см}.$$

3. Крупний пісок, волога глина середньої щільності.

Коефіцієнти опору зминанню  $p_0=35.60 \text{ кН/м}^2$ .

$$h_1 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/60}{0,5 \cdot 0,5} = 21 \text{ см},$$

$$h_2 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/60}{0,6 \cdot 0,6} = 15 \text{ см},$$

$$h_3 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/60}{0,75 \cdot 0,75} = 9 \text{ см}.$$

4. Щільна глина середньої вологості, мергель і лес вологі.

Коефіцієнти опору зминанню  $p_0 = 70.100 \text{ кН/м}^2$ .

$$h_1 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/90}{0,5 \cdot 0,5} = 14 \text{ см},$$

$$h_2 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/90}{0,6 \cdot 0,6} = 10 \text{ см},$$

$$h_3 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/90}{0,75 \cdot 0,75} = 6,2 \text{ см}.$$

5. Щільна глина, мергель і лес сухі.

Коефіцієнти опору зминанню  $p_0 = 110.130 \text{ кН/м}^2$ .

$$h_1 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/120}{0,5 \cdot 0,5} = 10,5 \text{ см},$$

$$h_2 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/120}{0,6 \cdot 0,6} = 7,2 \text{ см},$$

$$h_3 = \frac{G/p_0}{bl} = \frac{315/120}{0,75 \cdot 0,75} = 4,5 \text{ см}.$$

## Додаток Д

### Розв'язання диференційного рівняння з розрахунку навантажень на металоконструкцію та опорно-ходові елементи стрілових кранів в середовищі Maple 11

Розв'язання для балочної системи підвісу стріли.

```

> restart; with(plots) : with(linalg) : with(DEtools) :

> Eq := ( (m1/3 + m2) * l^2 * diff(φ(t), t, t) = F * l - C
          * ( sqrt(b^2 + c^2 - 2 * b * c * cos(φ(t) + (π/180) * 78)) - a ) * l
          * sin( (π/180) * 35 ) - k * diff(φ(t), t);

Eq := ( 1/3 * m1 + m2 ) * l^2 * ( d^2/dt^2 φ(t) ) = F * l
      - C * ( sqrt(b^2 + c^2 - 2 * b * c * cos(φ(t) + 13/30 * π)
      - a ) * l * sin( 7/36 * π ) - k * ( d/dt φ(t) )

>
m1 := 9400; m2 := 2400; l := 10.8; F := 2.3 * 10^5 * 0.779
+ (m1 * 10 * sin(π/180 * 45)) / 2 + m2 * 10 * sin(π/180 * 45) - 50 * 10^4
* cos(π/180 * 45); a := 11500; b := 10800; c := 6736; C
:= 103000; Fct := 160 * 10^4; φ0
:= arccos( (b^2 + c^2 - (a + (Fct * 0.779 / (C * sin(π/180 * 35)))^2) ) / (2 * c * b) )
- π/180 * 78; k := 3 * 10^6

```

$m1 := 9400$ ,  $m2 := 2400$ ,  $l := 10.8$ ,  $F := 1.79170000010^5 - 214500\sqrt{2}$ ,  $a := 11500$ ,  $b := 10800$ ,  $c := 6736$ ,  $C := 103000$ ,

$$\phi0 := \arccos\left(\frac{316433}{284175} - \frac{1}{145497600} \left(11500 + \frac{12.10097087}{\sin\left(\frac{7}{36}\pi\right)}\right)^2\right) \quad k := 3000000$$

$$- \frac{13}{30}\pi$$

>  $DEplot(Eq, \phi(t), t = 0..1, \phi = -0.01..0.015, [[\phi(0) = \phi0, D(\phi)(0) = 0]], \text{linecolor} = \text{black})$

Розв'язання для вантової системи підвісу стріли.

>  $\text{restart}; \text{with}(\text{plots}) : \text{with}(\text{linalg}) : \text{with}(\text{DEtools}) :$

>

$$Eq := \left(\frac{m1}{3} + m2\right) \cdot l^2 \cdot \text{diff}(\phi(t), t, t) = F \cdot l - \text{piecewise}(\phi(t) \leq 0, \\ 0, \phi(t) > 0, C) \\ \cdot \left(\sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos\left(\phi(t) + \left(\frac{\pi}{180} \cdot 78\right)\right)} - a\right) \cdot l \\ \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 35\right) - k \cdot \text{diff}(\phi(t), t);$$

$$Eq := \left(\frac{1}{3} m1 + m2\right) l^2 \left(\frac{d^2}{dt^2} \phi(t)\right) = F l - \left( \begin{array}{ll} 0 & \phi(t) \leq 0 \\ C & 0 < \phi(t) \end{array} \right) \left( \sqrt{b^2 + c^2 - 2 b c \cos\left(\phi(t) + \frac{13}{30} \pi\right)} - a \right) l \sin\left(\frac{7}{36} \pi\right) - k \left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right)$$

>

$$m1 := 9400; m2 := 2400; l := 10.8; F := 2.38 \cdot 10^5 \cdot 0.779$$

$$+ \frac{m1 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right)}{2} + m2 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right) - 15 \cdot 10^4$$

$$\cdot \cos\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right); a := 11500; b := 10800; c := 6736; C$$

$$:= 38400; Fct := 120 \cdot 10^4; \phi0$$

$$:= \left( \arccos\left( \frac{b^2 + c^2 - \left(a + \frac{Fct \cdot 0.779}{C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 35\right)}\right)^2}{2 \cdot c \cdot b} \right) \right)$$

$$- \frac{\pi}{180} \cdot 78; k := 4 \cdot 10^6;$$

$m1 := 9400, m2 := 2400, l := 10.8, F := 1.85402000010^5 - 39500\sqrt{2}, a := 11500, b := 10800, c := 6736, C := 38400,$

$$\phi0 := \arccos\left(\frac{316433}{284175} - \frac{1}{145497600} \left(11500 + \frac{24.34375000}{\sin\left(\frac{7}{36}\pi\right)}\right)^2\right) - \frac{13}{30}\pi$$

>  $DEplot(Eq, \phi(t), t = 0..1, \phi = -0.01..0.015, [[\phi(0) = \phi0, D(\phi)(0) = 0]], \text{linecolor} = \text{black})$

Розв'язання для балочної системи підвісу стріли з зміненою жорсткістю.

>  $\text{restart}; \text{with}(\text{plots}) ; \text{with}(\text{linalg}) ; \text{with}(\text{DEtools}) ;$

>

$$Eq := \left(\frac{m1}{3} + m2\right) \cdot l^2 \cdot \text{diff}(\phi(t), t, t) = F \cdot l - C \cdot \left(\sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos\left(\phi(t) + \left(\frac{\pi}{180} \cdot 78\right)\right)} - a\right) \cdot l \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 35\right) - k \cdot \text{diff}(\phi(t), t);$$

$$Eq := \left(\frac{1}{3} m1 + m2\right) l^2 \left(\frac{d^2}{dt^2} \phi(t)\right) = F l - C \left(\sqrt{b^2 + c^2 - 2 b c \cos\left(\phi(t) + \frac{13}{30} \pi\right)} - a\right) l \sin\left(\frac{7}{36} \pi\right) - k \left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right)$$

>

$$\begin{aligned} m1 &:= 9400, m2 := 2400, l := 10.8, F := 2.3 \cdot 10^5 \cdot 0.779 \\ &+ \frac{m1 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right)}{2} + m2 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right) - 50 \cdot 10^4 \\ &\cdot \cos\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right); a := 11500, b := 10800, c := 6736, C \\ &:= 38000, Fct := 160 \cdot 10^4; \phi0 \\ &:= \left(\arccos\left(\frac{b^2 + c^2 - \left(a + \frac{Fct \cdot 0.779}{C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 35\right)}\right)^2}{2 \cdot c \cdot b}\right) - \frac{\pi}{180} \cdot 78\right); k := 3 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

$$m1 := 9400, m2 := 2400, l := 10.8, F := 1.79170000010^5 - 214500\sqrt{2}, a := 11500, b := 10800, c := 6736, C := 38000,$$

$$\phi_0 := \arccos\left(\frac{316433}{284175} - \frac{1}{145497600} \left(11500 + \frac{32.80000000}{\sin\left(\frac{7}{36}\pi\right)}\right)^2\right) \quad k := 3000000$$

$$- \frac{13}{30}\pi$$

> DEplot( Eq,  $\phi(t)$ , t = 0..1,  $\phi = -0.01..0.015$ , [[ $\phi(0) = \phi_0$ ,  $D(\phi)(0) = 0$ ]], linecolor = black )

Розв'язання для балочної системи підвісу стріли з зміненою жорсткістю та встановленим демпферним пристроєм.

> restart; with(plots) : with(linalg) : with(DEtools) :

>

$$Eq := \left(\frac{m1}{3} + m2\right) \cdot l^2 \cdot \text{diff}(\phi(t), t, t) = F \cdot l - C$$

$$\cdot \left( \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos\left(\phi(t) + \left(\frac{\pi}{180} \cdot 78\right)\right)} - a \right) \cdot l$$

$$\cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 35\right) - k \cdot \text{diff}(\phi(t), t) - \left(\text{diff}(\phi(t), t) \cdot \frac{dl}{2}\right.$$

$$- \text{abs}\left(\text{diff}(\phi(t), t) \cdot \frac{dl}{2}\right) + \text{diff}(\phi(t), t) \cdot \frac{d2}{2} + \left|\text{diff}(\phi(t), t)\right.$$

$$\cdot \left.\frac{d2}{2}\right|);$$

$$Eq := \left(\frac{1}{3} m1 + m2\right) l^2 \left(\frac{d^2}{dt^2} \phi(t)\right) = F l$$

$$- C \left( \sqrt{b^2 + c^2 - 2 b c \cos\left(\phi(t) + \frac{13}{30} \pi\right)} \right.$$

$$- a \left) l \sin\left(\frac{7}{36} \pi\right) - k \left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right) dl$$

$$+ \frac{1}{2} \left|\left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right) dl\right| - \frac{1}{2} \left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right) d2$$

$$- \frac{1}{2} \left|\left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right) d2\right|$$

&gt;

$$\begin{aligned}
m1 &:= 9400, m2 := 2400, l := 10.8, F := 2.38 \cdot 10^5 \cdot 0.779 \\
&+ \frac{m1 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right)}{2} + m2 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right) - 15 \cdot 10^4 \\
&\cdot \cos\left(\frac{\pi}{180} \cdot 45\right); a := 11500, b := 10800, c := 6736, C \\
&:= 35000, Fct := 120 \cdot 10^4; \varphi0 \\
&:= \left( \arccos \left( \frac{b^2 + c^2 - \left( a + \frac{Fct \cdot 0.779}{C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \cdot 35\right)} \right)^2}{2 \cdot c \cdot b} \right) \right) \\
&- \frac{\pi}{180} \cdot 78; k := 3 \cdot 10^6; d1 := 15 \cdot 10^6; d2 := 1.5 \cdot 10^6
\end{aligned}$$

$$m1 := 9400, m2 := 2400, l := 10.8, F := 1.85402000010^5 - 39500\sqrt{2}, a := 11500, b := 10800, c := 6736, C := 35000,$$

$$\begin{aligned}
\varphi0 &:= \arccos \left( \frac{316433}{284175} - \frac{1}{145497600} \left( 11500 + \frac{26.70857143}{\sin\left(\frac{7}{36} \pi\right)} \right)^2 \right) \\
&- \frac{13}{30} \pi
\end{aligned}$$

$$k := 3000000, d1 := 1500000, d2 := 1.500000010^6,$$

&gt;

$$\begin{aligned}
&DEplot( Eq, \varphi(t), t = 0 .. 0.5, \varphi = -0.01 .. 0.015, [[\varphi(0) = \varphi0, D(\varphi)(0) \\
&= 0]], linecolor = black )
\end{aligned}$$

## Додаток Е

### Розрахунок перетину опорних балок, їх тарування та результати досліджень

Вхідні данні для розрахунку балки:

максимальне навантаження,  $P = 1064\text{H}$ ;

довжина балки,  $l = 80\text{мм}$ ;

матеріал балки – оргскло;

межа міцності при вигині,  $\sigma = 105\text{МПа}$ ;

форма поперечного перетину – прямокутник.

Використаємо програму для розрахунку опорних реакцій, максимального згинального моменту, побудови епюр розрахунок прогину балки.

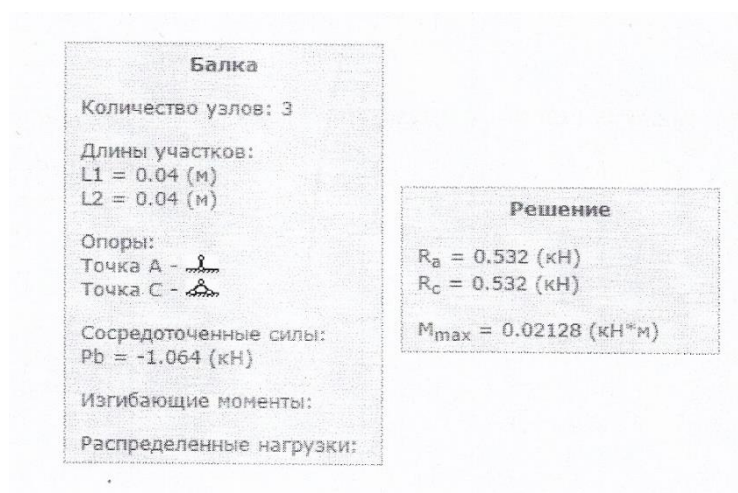


Рис. Е.1 – Фрагмент програми з вхідними даними та розрахунком опорних реакцій та згинального моменту

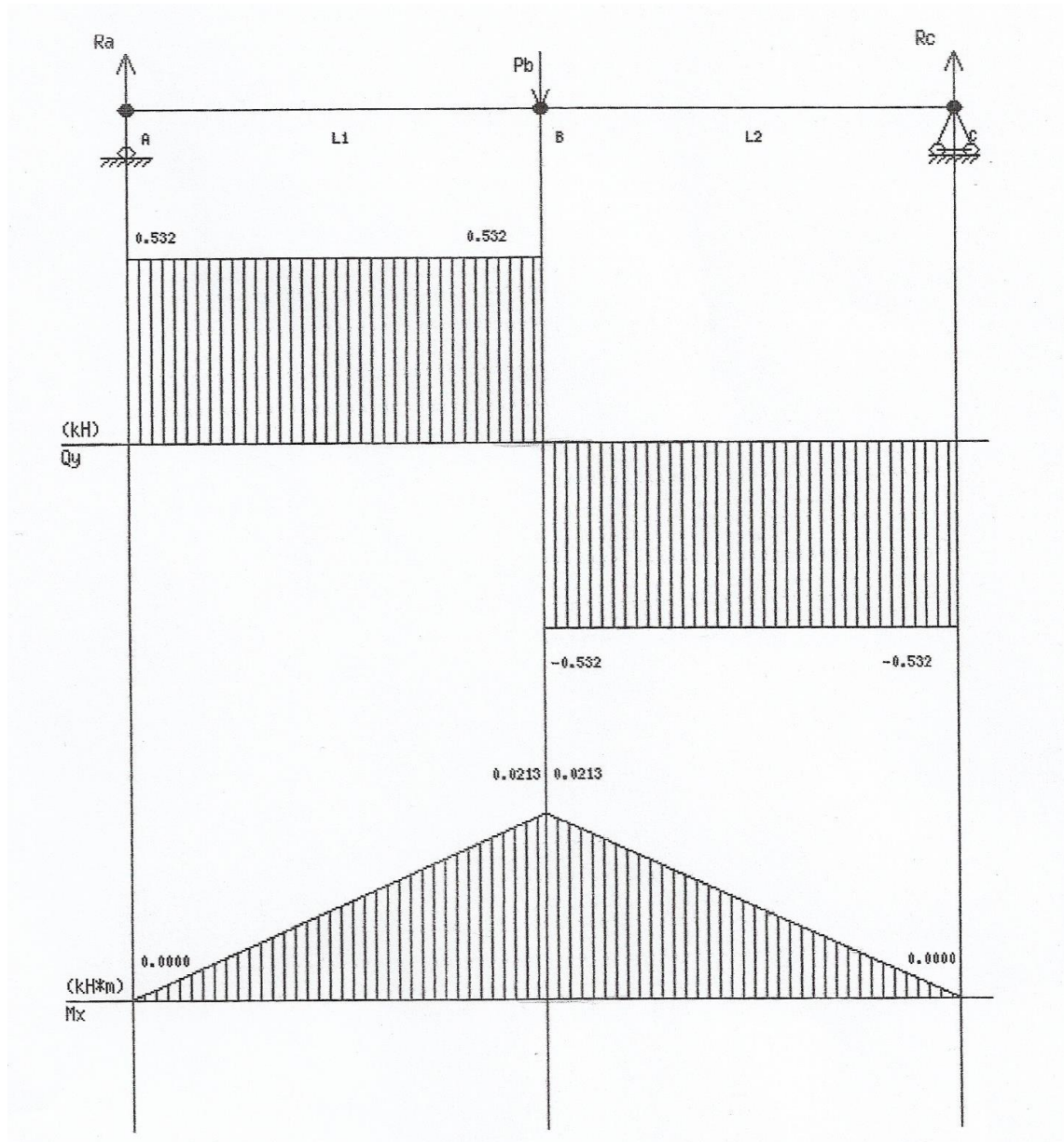


Рис. Е.2 – Епюри побудовані програмою

З умови на міцність при вигині:

$$\frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma].$$

Необхідний момент опору перетину:

$$W_x \geq \frac{M_{x \max}}{[\sigma]},$$

де  $M_{x \max}$  - максимальний згинальний момент;

$[\sigma]$  - допустимі напруження при вигині.

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{k},$$

де  $k$  - коефіцієнт запасу міцності, приймаємо рівним  $k = 3$ ;

$$[\sigma] = \frac{105}{3} = 35 \text{ МПа}.$$

Момент опору перетину:

$$W_x \geq \frac{0,0213 \cdot 10^3}{35} = 0,608 \text{ см}^3.$$

Обираємо прямокутний перетин розмірами  $56 \times 18$  мм.

Розрахуємо для обраного перетину площу поперечного перетину та момент опору.

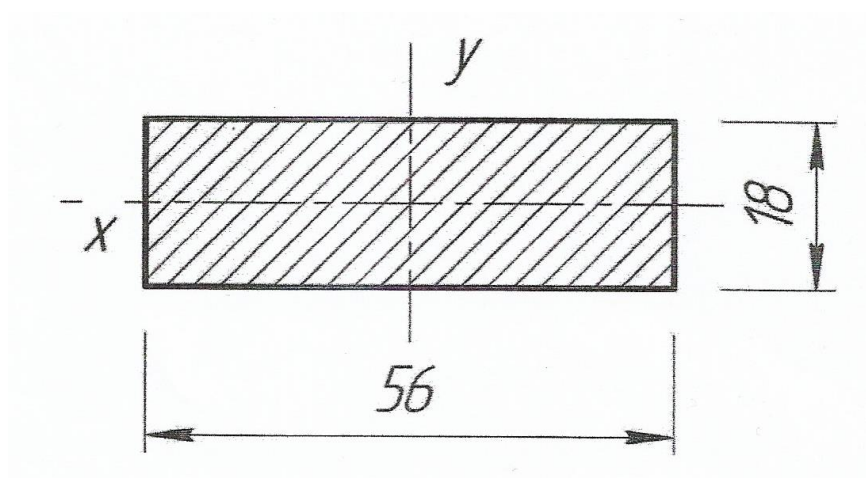


Рис. Е.3 – Обрані параметри поперечного перетин балки

Площа поперечного перетину:

$$F = b \cdot h = 5,6 \cdot 1,8 = 10,08 \text{ см}^2,$$

де  $b$  - ширина перетину балки, см;

$h$  - висота перетину балки, см.

Момент опору перетину:

$$W_x^{n.б.} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{5,6 \cdot 1,8^2}{6} = 3,024 \text{ см}^3.$$

$$W_x^{n.б.} > W_x - \text{отже умова виконується.}$$

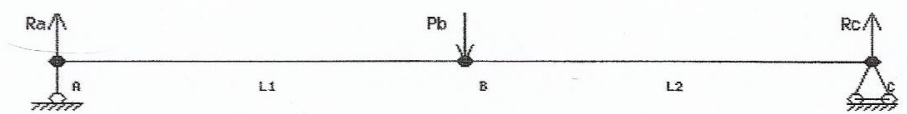
Провівши розрахунок на міцність встановили необхідні геометричні параметри поперечного перетину.

Проведемо розрахунок прогину балки при дії на неї розрахованих навантажень.

Для розрахунку прогину балки визначимо момент інерції перетину за формулою:

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{5,6 \cdot 1,8^3}{12} = 2,6244 \text{ см}^3.$$

**Вид балки:**



1. Прогиб или угол поворота?  
 прогиб - ☒   
 угол поворота - ☐

2. Точки, в которых возможно вычислить прогиб или угол поворота:  
 Точка А - ☐ Точка С - ☒  
 Точка В - ☒

3. Параметры сечения:  
 $I =$   (см<sup>4</sup>)  
 $I$  - момент инерции сечения ( $I_x$  или  $I_y$ , в зависимости от того, повернули ли Вы сечение или нет. Если нет, то берите  $I_x$ ).  
 Если у Вас не известен профиль сечения, то можете подобрать его здесь, а потом вернуться к расчету прогибов.

Рис. Е.4 – Фрагмент программы с внесенными до розрахункової схеми необхідних параметрів для розрахунку прогину

$$Y(b) = -0.00216227201138 \text{ мм}$$

Рис. Е.5 – Фрагмент программы с розрахованим прогином

Допустимий прогин балки становить:

$$[Y] = \frac{1}{1000} \cdot l = \frac{1}{1000} \cdot 80 = 0,08 \text{ мм.}$$

$$Y_{(b)} < [Y], \text{ прогин допустимий.}$$

### Виготовлення вимірювальних балок

Вимірювальні балки виготовляються з оргскла шляхом механічної обробки. Поверхні наклеювання тензодатчиків шліфуються. Перед наклеюванням тензодатчиків поверхня травиться. На пластині вирізаються отвори під опори та опорні катки.

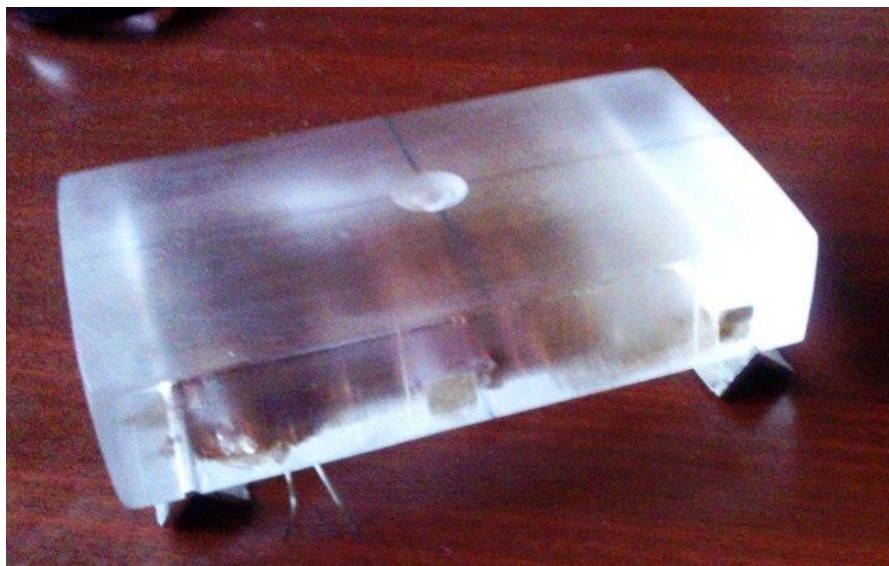


Рис. Е.6. – Зображення виготовленої пластини з отвором під опорний каток гусеничного ходу моделі



Рис. Е.7 – Зображення виготовленої пластини з наклеєними тензодатчиками

Після цього тензорезистори спаюються між собою півмостовою схемою з трьома виводами для підключення до тензопідсилювача ТА-5.

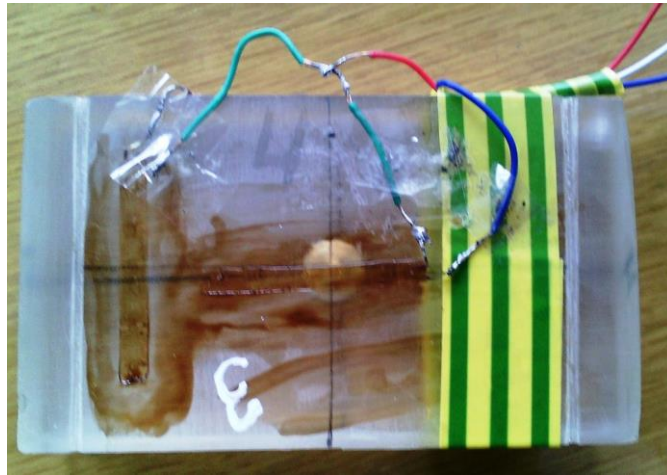


Рис. Е.8 – Зображення виготовленої пластини з спаяними тензорезисторами півмостовою схемою



Рис. Е.9 – Зображення готового до підключення та використання вимірювального пристрою

Тарування вимірювальних балок:

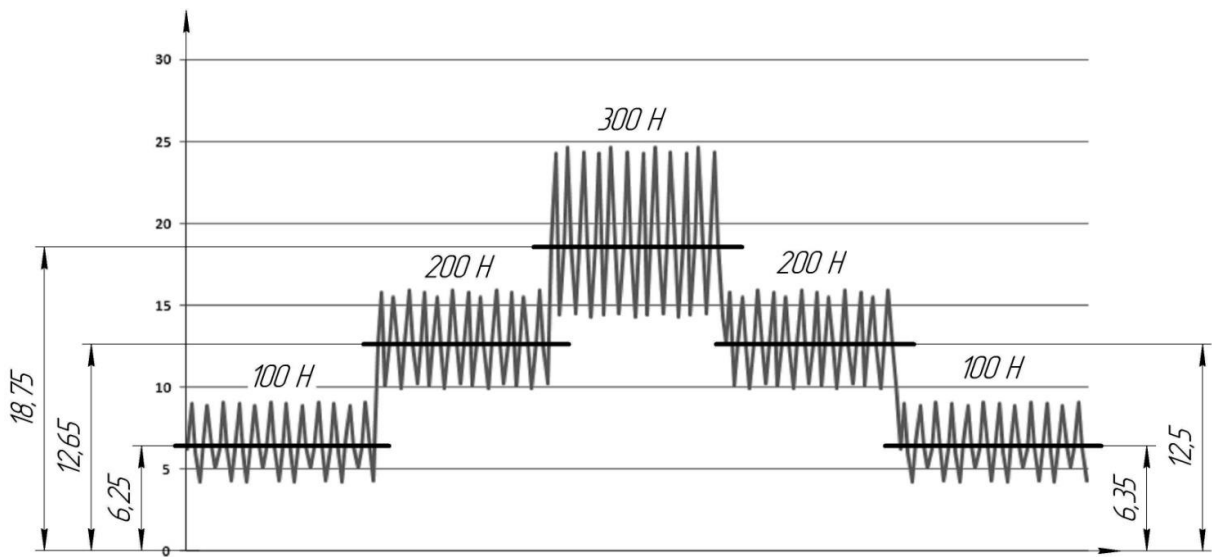


Рис. Е.10 – Тарувальна осцилограма першої балки

Визначаємо коефіцієнт тарування:

$$K_{T1} = \frac{G_1}{l_1} = \frac{100}{6,25} = 16 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T2} = \frac{G_2}{l_2} = \frac{200}{12,65} = 15,8 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T3} = \frac{G_3}{l_3} = \frac{300}{18,75} = 16 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T4} = \frac{G_4}{l_4} = \frac{200}{12,5} = 16 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T5} = \frac{G_5}{l_5} = \frac{100}{6,35} = 15,75 \frac{H}{мм}.$$

Середнє значення коефіцієнта тарування:

$$K_{T_{\varphi,1}} = \frac{\sum K_{Ti}}{5} = \frac{16 + 15,8 + 16 + 16 + 15,75}{5} = 15,91 \frac{H}{мм}.$$

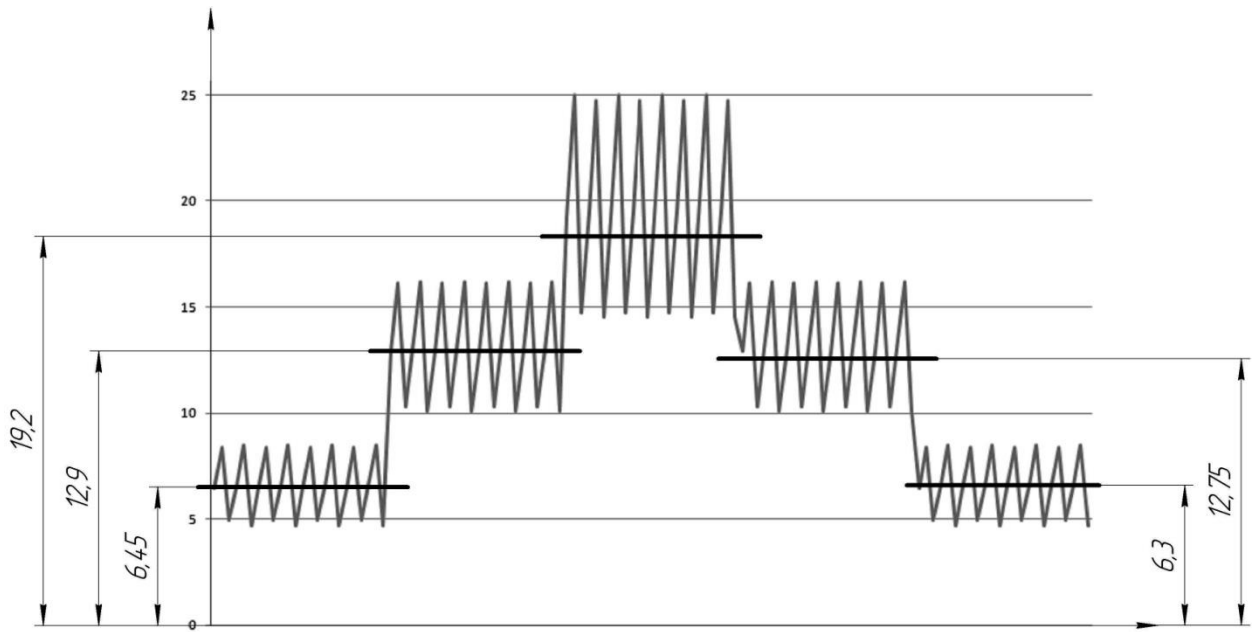


Рис. Е.11 – Тарувальна осцилограма другої балки

Визначасмо коефіцієнт тарування:

$$K_{T1} = \frac{G_1}{l_1} = \frac{100}{6,45} = 15,5 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T2} = \frac{G_2}{l_2} = \frac{200}{12,9} = 15,5 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T3} = \frac{G_3}{l_3} = \frac{300}{19,2} = 15,625 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T4} = \frac{G_4}{l_4} = \frac{200}{12,75} = 15,7 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T5} = \frac{G_5}{l_5} = \frac{100}{6,3} = 15,87 \frac{H}{мм}.$$

Середнє значення коефіцієнта тарування:

$$K_{T_{cp2}} = \frac{\sum K_{Ti}}{5} = \frac{15,5 + 15,5 + 15,625 + 15,7 + 15,87}{5} = 15,64 \frac{H}{мм}.$$

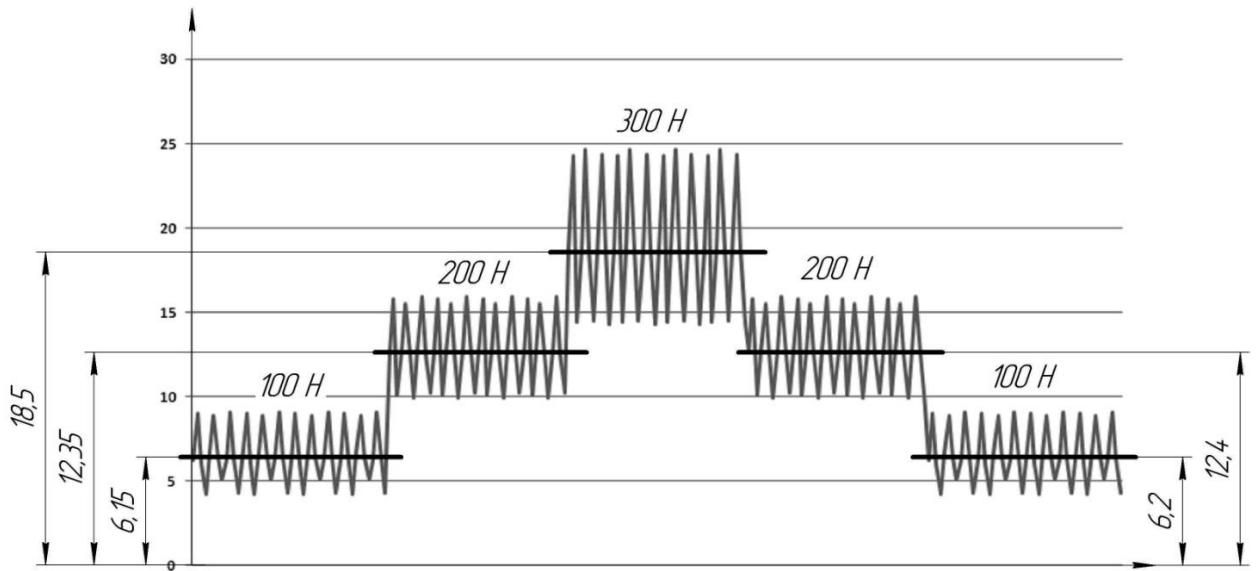


Рис. Е.12 – Тарувальна осцилограма третьої балки

Визначасмо коефіцієнт тарування:

$$K_{T1} = \frac{G_1}{l_1} = \frac{100}{6,15} = 16,26 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T2} = \frac{G_2}{l_2} = \frac{200}{12,35} = 16,19 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T3} = \frac{G_3}{l_3} = \frac{300}{18,5} = 16,21 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T4} = \frac{G_4}{l_4} = \frac{200}{12,4} = 16,12 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T5} = \frac{G_5}{l_5} = \frac{100}{6,2} = 16,12 \frac{H}{мм}.$$

Середнє значення коефіцієнта тарування:

$$K_{T_{cp}} = \frac{\sum K_{Ti}}{5} = \frac{16,26 + 16,19 + 16,21 + 16,12 + 16,12}{5} = 16,18 \frac{H}{мм}.$$

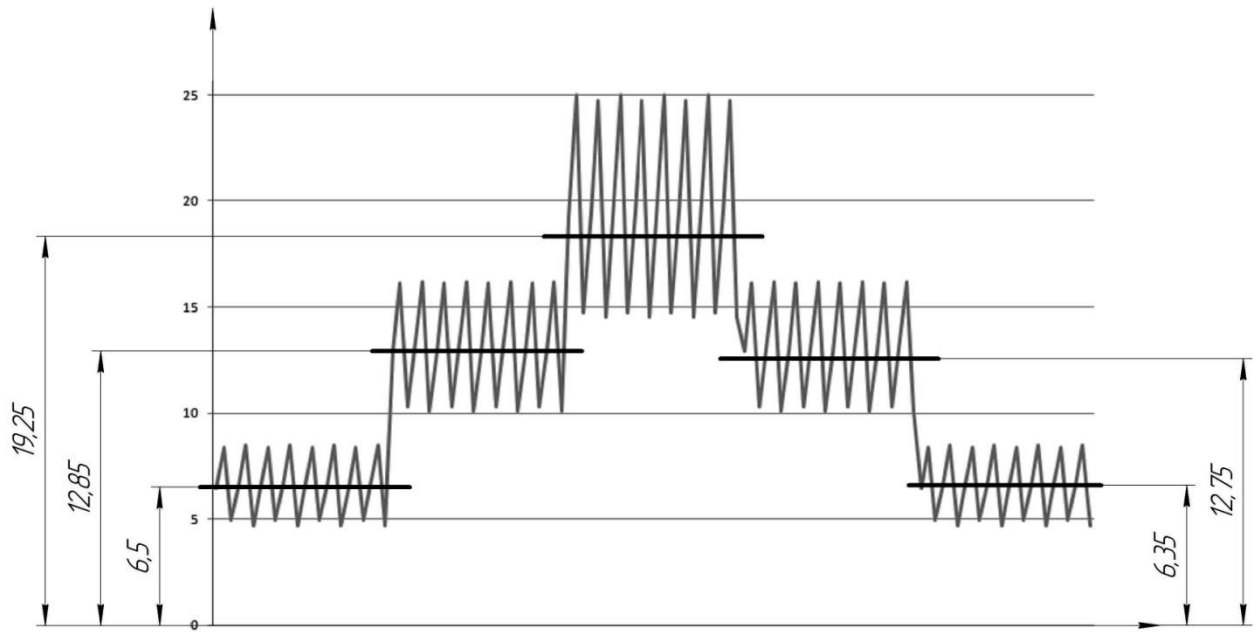


Рис. Е.13 – Тарувальна осцилограма четвертої балки

Визначасмо коефіцієнт тарування:

$$K_{T1} = \frac{G_1}{l_1} = \frac{100}{6,5} = 15,38 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T2} = \frac{G_2}{l_2} = \frac{200}{12,85} = 15,56 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T3} = \frac{G_3}{l_3} = \frac{300}{19,25} = 15,58 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T4} = \frac{G_4}{l_4} = \frac{200}{12,75} = 15,68 \frac{H}{мм};$$

$$K_{T5} = \frac{G_5}{l_5} = \frac{100}{6,35} = 15,75 \frac{H}{мм}.$$

Середнє значення коефіцієнта тарування:

$$K_{T_{cp}} = \frac{\sum K_{Ti}}{5} = \frac{15,38 + 15,56 + 15,58 + 15,68 + 15,75}{5} = 15,59 \frac{H}{мм}.$$

Результати досліджень наведені на наступних рис.

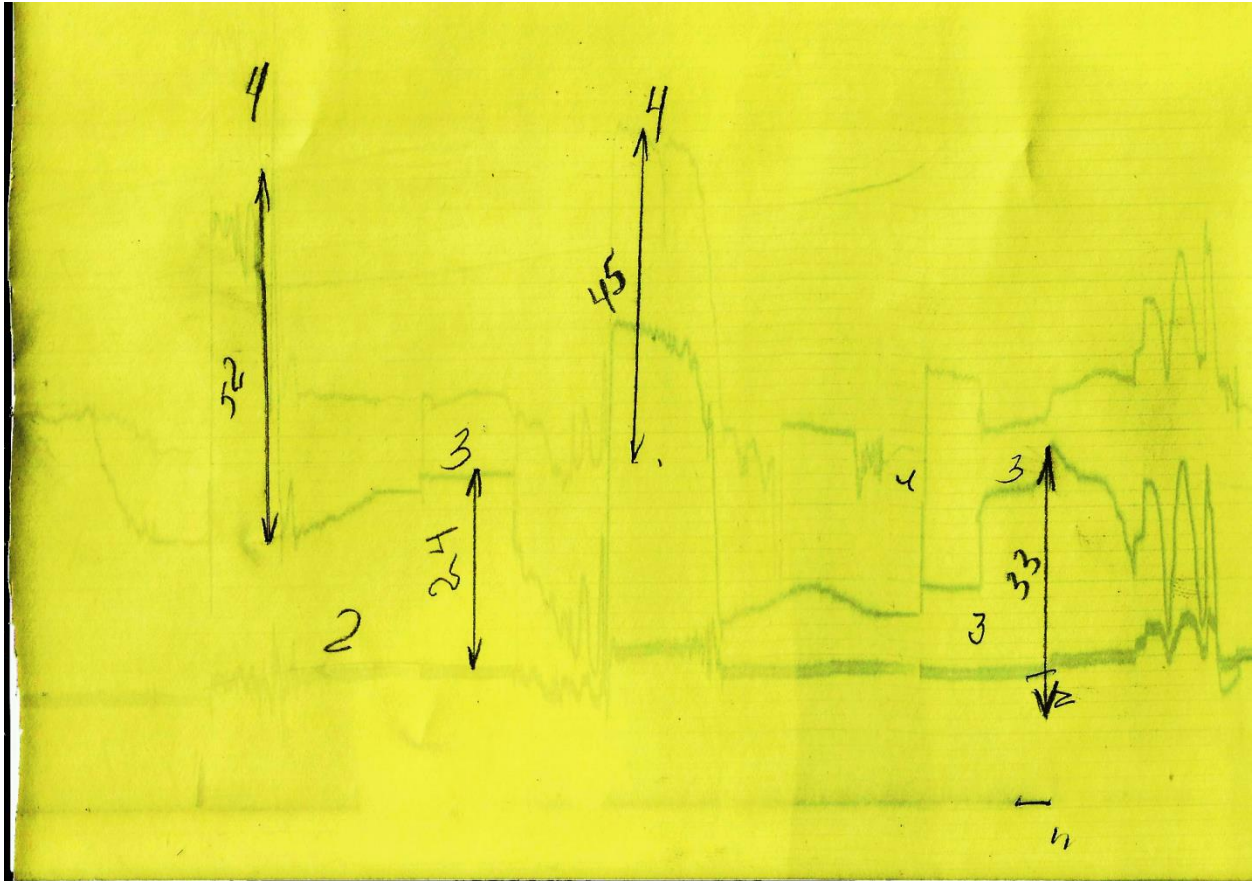


Рис. Е. 14 – Осцилограма третього та четвертого експерименту

Розрахуємо максимальні зусилля діючі на вимірювальні балки для третього експерименту:

$$P_3 = K_{T_{cp3}} \cdot l_3 = 15,59 \cdot 24 = 374 \text{ Н};$$

$$P_4 = K_{T_{cp4}} \cdot l_4 = 16,18 \cdot 52 = 841 \text{ Н};$$

Розрахуємо максимальні зусилля діючі на вимірювальні балки для четвертого експерименту:

$$P_3 = K_{T_{cp3}} \cdot l_3 = 15,59 \cdot 33 = 512 \text{ Н};$$

$$P_4 = K_{T_{cp4}} \cdot l_4 = 16,18 \cdot 45 = 728 \text{ Н}.$$

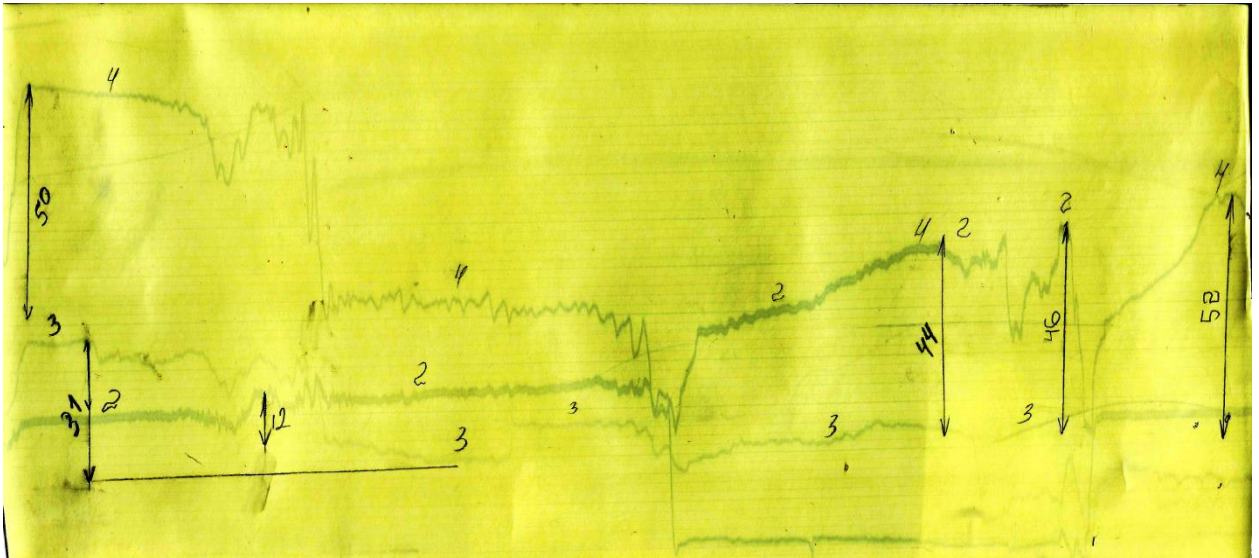


Рис. Е.15 – Осцилограма п'ятого та шостого експерименту

Розрахуємо максимальні зусилля діючі на вимірювальні балки для п'ятого експерименту:

$$P_2 = K_{\text{тср}2} \cdot l_2 = 15,64 \cdot 12 = 188 \text{ Н};$$

$$P_3 = K_{\text{тср}3} \cdot l_3 = 15,59 \cdot 31 = 483 \text{ Н};$$

$$P_4 = K_{\text{тср}4} \cdot l_4 = 16,18 \cdot 50 = 809 \text{ Н};$$

Розрахуємо максимальні зусилля діючі на вимірювальні балки для шостого експерименту:

$$P_2 = K_{\text{тср}2} \cdot l_2 = 15,64 \cdot 14 = 219 \text{ Н};$$

$$P_3 = K_{\text{тср}3} \cdot l_3 = 15,59 \cdot 46 = 717 \text{ Н};$$

$$P_4 = K_{\text{тср}4} \cdot l_4 = 16,18 \cdot 52 = 841 \text{ Н}.$$

## **ДОДАТОК Ж**

### **Акт виробничого впровадження**

**СОГЛАСОВАНО:**

Проректор по научной работе  
и внешним связям ДГМА  
профессор




И. С. Алиев

**УТВЕРЖДАЮ:**

Директор  
ПАО «НИИПТМаш»  
г. Краматорск




В. В. Тимченко

### АКТ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ВНЕДРЕНИЯ

Результаты кандидатской диссертационной работы Ермаковой Светланы Александровны, а именно, методика расчета устойчивости механических систем (на примере стреловых кранов), были использованы в ПАО «Научно-исследовательском и проектно-технологическом институте машиностроения» при уточнении нагрузок на опорные элементы и анализе сохранения устойчивости грузоподъемных манипуляторов и кранов при различных условиях работы, что позволит повысить их надежность на стадии проектирования. Экономический эффект от использования методики составил 38 тыс. грн. по уровню цен на начало 2013 года. Расчеты экономического эффекта не прилагаются, т.к. содержат элементы коммерческой тайны ПАО «Научно-исследовательского и проектно-технологического института машиностроения». Научно-технический эффект заключается в совершенствовании методов проектирования и повышения технического уровня стреловых кранов.

От ДГМА:

Руководитель темы  
зав. кафедрой ПТМ  
доктор техн. наук,  
профессор



В. Д. Кассов

Руководитель работы  
канд. техн. наук, профессор



В. Г. Крупко

Исполнитель ассистент



С. А. Ермакова

От ПАО «НИИПТМаш»:

главный инженер



В. И. Ромашов

### ДОДАТОК 3

Довідка про використання в навчальному процесі Донбаської державної  
машинобудівної академії (м. Краматорськ)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор, проректор з  
науково-педагогічної і  
методичної роботи

Савченко А.М.

## ДОВІДКА

Результати кандидатської дисертаційної роботи Єрмакової С.О. на тему: «Обґрунтування навантажень на опорно-ходове обладнання стрілових самохідних кранів», які пов'язані з дослідженням стійкості стрілових кранів, навантаженості опорно-ходового обладнання і механізмів пересування, та впливу динамічних навантажень на опорно-ходові елементи кранів та універсальних екскаваторів, використовуються в науковій та навчальній роботі кафедри «Підйомно-транспортних машин» Донбаської державної машинобудівної академії при викладанні розділів дисциплін «Спеціальні крани» та «Машини для земляних, дорожніх і меліоративних робіт» для освітнього рівня бакалавр, а також в курсових та науково-дослідних роботах магістрів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Завідувач кафедри  
«Підйомно-транспортних машин»  
кандидат технічних наук, доцент



М.Ю. Дорохов