ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Підйомно-транспортна техніка

Подъёмно-транспортная техника

Hebezeuge und Fördermittel

DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019

2(61)
2019

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)
НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка **2(61)**
Подъемно-транспортная техника **2019**
Hebezeuge und Fördermittel виходить чотири рази на рік
ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ
Засновник: Одеський національний політехнічний університет,
Підйомно-транспортна академія наук України

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.

Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року, поновлено наказом МОН України №996 від 11.07.2017).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету.

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,
пр. Шевченка 1, ОНПУ
Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.
E-mail: uni06450@gmail.com
Електронна версія журналу – http://ptt-journals.net
Здано у набір 03.06.2019.
Підписано до друку 17.06.2019.
Формат 17x26. Тираж 100.

ЗМІСТ

УДК 621.86
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.01

Григоров О. В.[1], Аніщенко Г. О.[1], Петренко Н. О.[1], Стрижак В. В.[1], Турчин О. В.[1], Радченко В. С.[2], Окунь А. О.[1], Глушкова М. Ю.[2]
[1]Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
[2]ТОВ «Харківський завод підйомно-транспортного устаткування»

ПОЛІПШЕННЯ РОБОТИ КРАНОВИХ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ ТА ДЕЯКИХ ІНШИХ РІШЕНЬ В МЕХАНІЗМАХ ПЕРЕСУВАННЯ ТА ПОВОРОТУ

Анотація. *Наведені результати досліджень на натурних кранах з гідродинамічними та гідростатичними приводами механізмів пересування та повороту – мостових, баштових та портальних. Дані рекомендації щодо суттєвого збільшення в гідроприводах граничної кількості втомних циклів в співвідношенні до приводу з фазним ротором. Наведені варіанти поліпшення точності виставлення ходових коліс за допомогою лазерної техніки. Рекомендовано впровадження підпружених ходових коліс, високоміцних болтів, електрозаклепок та сталей з високими границями текучості.*

Ключові слова: *пошкодження, навантаження на металоконструкції кранів, гідродинамічні приводи, гідростатичні приводи, утома вузлів кранів, осцилограми випробувань.*

Вступ

В процесі експлуатації мають місце численні пошкодження елементів металоконструкцій кранів мостових, баштових, портальних та інших. На протязі більше ніж 100 років ці складні процеси досліджуються численними авторами і пропонуються різноманітні рішення [1, 2, 3]. При цьому найбільші ушкодження отримують металоконструкції мостових кранів – кінцеві та головні балки, а також металоконструкції баштових, портальних кранів, які пов'язані з механізмом повороту.

В царені досліджень напруженого стану кранів мостового типу широко відомі вітчизняні й зарубіжні вчені: Гохберг М.М., Казак С.А., Ковальський Б.С., Комаров М.С., Вершинський А.В., Стьопочкін Л.М., Жермунський Б.І., Абрамович І.І., Лобов М.О., Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Панасюк В.В., Леонов М.Я., Ірвін Д.Р., Дагдейл Д.С., Грифітс А.

В царені досліджень баштових та портальних кранів відомі

вчені – Зарецький А.А., Портний Н.І., Жермунський Б.І., Сикорський В.Ф., Артем’єв П.П., Ланг А.Г., Мазовер І.С., Сушанський Г.Е. Закордонні вчені – Шефлер М., Марквардт Г.Г., Курт Ф., Пайер Г. та ін.

З 1950 року під впливом ідей академіка Проскури Г.Ф. на кафедрі ПТМ і О НТУ «ХПІ» під керівництвом фундатора кафедри проф. Тамаріна Д.Н. почали розвиватися дослідження в царені гідравлічних приводів.

Доцільність цього напрямку можемо спостерігати в цей час, коли на Харківщину поставляються закордонні баштові крани з гідродинамічними приводами. Таким чином, як завжди, ідеї українських вчених (перші дослідження з захистом дисертацій у 1950 р.), а втілення у практику – закордонне.

В цій статті автори пропонують декілька рішень і дають рекомендації по частковому вирішенню проблеми взаємодії колеса і рейки.

Викладення основної частини.

Відомі чинники, які приводять до виникнення сил перекосу і руйнування окремих вузлів металоконструкцій мостових кранів, таких як кінцеві та головні балки.

Так за даними [4] кінцеві балки за перші п’ять років експлуатації руйнуються у **вісім** разів частіше ніж головні балки. Сумарно за термін служби крану **пошкодження кінцевих та головних балок складає 72,4 %** від усіх ушкоджень. На рис.1 наведено типові пошкодження головної балки.

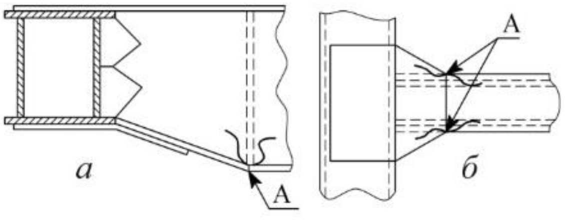


Рисунок 1 – Пошкодження головної балки: *а* – тріщини у верхньому шві нижнього пояса; *б* – тріщини у кінцях косинок вузла з’єднань головної та кінцевої балок

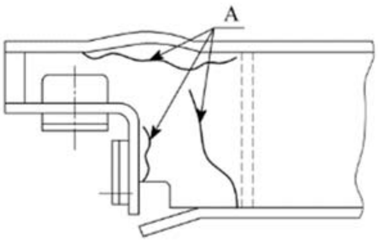


Рисунок 2 – Тріщини в місцях установки ходових коліс

На рис.2 наведено пошкодження кінцевих балок в місті установки ходових коліс.

В роботі [5] описані деякі конструктивні методи забезпечення опору утоми матеріалів металоконструкцій, що спрямовані на зниження концентрації напружень у зоні установки ходових коліс.

До методів зниження перекосних навантажень можна віднести рішення фірми Demag, Дутсбург, яка установила підресорювання в саме ходове колесо. Цю ж мету має винахід НТУ «ХПІ» [6], а також окремі рішення, які описані в роботах [7, 8]. У фірмі Demag частково були вирішені проблеми появи тріщин у надбуксовому просторі, а саме, в місці з’єднання кінцевої балки з головною за рахунок застосування блоків «ходове колесо – двигун типу LRS» та відмови від зварювання при з’єднанні головних і кінцевих балок і впровадження при цьому складання на високоміцних болтах [9].

Найбільш прогресивні кранобудівні фірми вирішили це завдання за рахунок відмови від застосування зварювання, впровадивши для з’єднання головних і кінцевих балок різноманітні конструкції на високоміцних болтах. Це дозволило уникнути порушення геометрії крана від теплових деформацій (так званий «поводок»), які неминуче виникали після використання електродугового зварювання на монтажі [10].

Технічне рішення вузла стикування головних і кінцевих балок, яке патентується німецькою фірмою Demag Cranes and Components Gmb, засноване на використанні високоміцних болтів зі спеціальними вкладишами.

Останнім часом спостерігалося поступове впровадження електрозаклепок замість зварювання безперервним швом. Так на заводі ТОВ ХЗ ПТУ та на Узловському машинобудівному заводі застосовують зварювання електрозаклепками в середовищі CO_2 діафрагм прогонових балок коробчастого перерізу мостових кранів. Після заміни ручного зварювання діафрагм в вузьких місцях всередині коробчастих балок зварюванням їх електрозаклепками ззовні, суттєво покращилися умови праці та у 2 рази підвищилась продуктивність.

Одним з напрямків поліпшення роботи кранових металоконструкцій слід вважати використання високоміцних сталей, наприлад, Weldox 1100 та 1300, які мають, відповідно, $\sigma_{0,2} = 1100$ МПа та $\sigma_{0,2} = 1300$ МПа. При цьому вага кранової металоконструкції може зменшитись у 3-4 рази у порівняння з існуючою. Це приведе до зменшення навантажень та збільшення терміну служби кранів і т. ін. В цей час інститут зварювання ім. Е.О. Патона виконує дослідження можливості зварювання сталі Weldox 1300 для оцінки перспектив її застосування в вітчизняному кранобудуванні сумісно із Польщею [11]. У табл. 1 і 2 наведені хімічний склад цієї сталі та її механічні властивості.

Таблиця 1 – Хімічний склад сталі WELDOX 1300, мас. %

	C	Si	Mn	Cr	Ti	Ni	Mo	Nb	V	Cu	N	S	P
Сталь WELDOX 1300 (UK_Special Data Sheet)	0,25	0,5	1,4	0,8	0,02	2,0	0,7	0,04	0,08	0,1	0,01	0,005	0,02

Таблиця 2 – Механічні властивості сталі WELDOX 1300 і метала шва

	$\sigma_{0,2}$, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ_5, %	ψ, %	*KCV*, Дж/см2, при *T*, °C	
					–40	–60
WELDOX 1300 (UK_Special Data Sheet)	1300	1700	8	37,9	27	27

Руйнування трапляється зазвичай після переходу сталі в крихкий стан від дефектів конструкції, які перешкоджають розвитку пластичних деформацій. Проте сучасні інженери бояться використовувати напруження, що дорівнюють або є більшими за границю текучості, тобто примушують функціонувати конструкцію лише в межах закону Гука. Це призводить до обтяжування конструкції, марних витрат металу. Якби такий принцип використовувався у всій техніці, яку винайшло людство, от жоден літак не злетів би, судно не поплило б, а автомашина не поїхала б. Посилання на те, що літаки, наприклад, призначені для служби в декілька років, а вантажопідйомні крани служать десятки років безпідставні, оскільки сучасні літаки також служать десятки років. Наприклад, літак Антонова «Мрія» служить вже 30 років, а погано виготовлений кран, що працює в режимі 7К, через два місяці може вийти з ладу у зв’язку зі зношенням реборд.

На основі стажувань у Німеччині та неодноразових відвідувань фірми «Kötten» (Німеччина) в різні роки (1977–2006 рр.) автори статті вивчали та спостерігали за процесом технологічної підготовки установки ходових коліс. При цьому оптичний принцип установки не змінювався, а лише вдосконалювалась методика в зв’язку з появою лазерних (замість оптичних) теодолітів. Принцип зостався однаковим як для дворебордних кранових коліс так і для безребордних. В результаті аналізу численних варіантів рішень та вивчення багатьох досліджень як закордонних так і вітчизняних автори рекомендують конструкцію вузла установки ходового колеса фірми «Kötten», що наведено на рис.3.Тобто застосовується букса з похилим розташуванням роз’єму та вварюванням половини корпуса підшипника у кінцеву балку. При цьому розточка обох половин кришок підшипників ходового колеса проводиться за допомогою лазерного або оптичного методу із застосуванням теодолітів з високою точністю, що відповідає нормам DIN. У зв’язку з тим, що одна половина букси вварена у кінцеву балку є повна гарантія, що після розборки або ремонту ходове колесо матиме той самий «розвал» і «сходження».

На рис. 4 наведений лазерний метод установки ходових коліс (фірма Kötten).

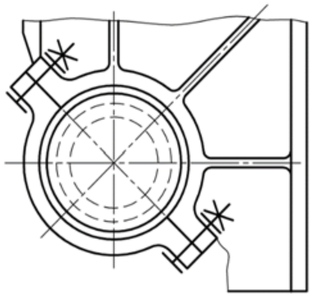


Рисунок 3 – Ходове колесо з валом (букса з похилим розташуванням роз’єму та вварюванням половини корпуса підшипника у кінцеву балку)

Для забезпечення такої точності при контрольних обмірюваннях ходової частини крана і підкранових колій застосовують оптичний метод. На підприємствах Німеччини, при виготовленні мостових кранів, для виставки ходових коліс користуються теодолітами і лазерними установками.

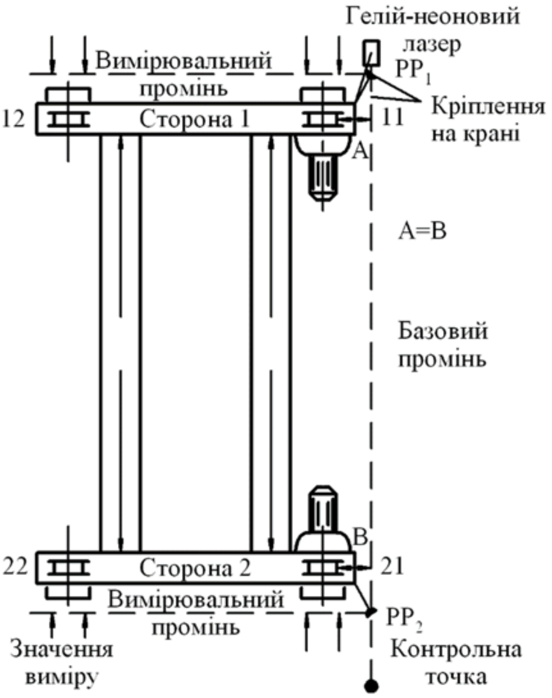


Рисунок 4 – Лазерний метод виміру для визначення перекосу коліс і погрішності не співвісності

Ганновер Г.О. [12] описує лазерний вимірювальний пристрій з п’ятикутними (пентагональними) призмами. При цьому методі виміру гелій-неоновий лазер і пентагональні призми (PP_1 і PP_2) (рис.4) закріплюються на поперечній балці вимірюваного кранового моста. У результаті цього безпосереднього закріплення вдається уникнути виникнення відносних рухів між вимірюваним об’єктом і вимірювальним пристроєм. Базовий промінь виставляється паралельно з однією з базових кранових осей (яка, наприклад, установлюється у центрах осей коліс 11 і 12). Одночасно базовий промінь виставляється також на однакову висоту з рейками підкранової колії чи з якою-небудь іншою рівною базовою площиною. Обидві пентагональні призми (кут повороту: 90^o) встановлюються і фіксуються на крані так, що вони лежать у промені лазерного пристрою. Таким чином, на кожній стороні з поперечною балкою є вимірювальний промінь і обидва промені рівнобіжні один одному. Стосовно цих променів виміряються положення чотирьох ходових коліс. Як видно з рис. 4, виміряються відстані між променем і двома точками на ходовому колесі. З різниці обмірюваних відстаней визначають положення перекосу ходових коліс щодо базового променя.

Дещо наближається до такої точності, але тільки для окремо взятої кінцевої балки фірма ПРАТ «КОНЕКРЕЙНС – Україна», яка розташована в м. Запоріжжя на теренах колишнього Дніпровського механічного заводу. На цій фірмі також застосовуються оптичні методи установки ходових коліс, але тільки для кінцевої балки, а не для крана в цілому.

Отже, для того щоб підвищити точність установки ходових коліс крана з припустимими нормами, на вітчизняних підприємствах необхідно, спираючись на досвід закордонних виробників підйомно-транспортної техніки, застосовувати сучасні лазерні пристрої для контролю і спостереження за геометричними параметрами підкранових колій і ходових коліс кранів, як в процесі встановлення так і при експлуатації.

На кафедрі ПТМ і О НТУ «ХПІ» накопичений багатий досвід наукових досліджень і впроваджень гідродинамічних і гідростатичних приводів. Серед досліджень гідравлічних приводів можна згадати роботи Лосева П.Г., Гайдамаки В.Ф., Жермунського Б.І., Пашкіної С.А., Григорова О.В., Петренко Н.О., Вишневецького Г.В., Дудника В.А. Гідростатичний привод досліджували Жермунський Б.І., Чекулаєв Е.Ф., Повзик В.М., Григоров О.В., Гебгард К.І., Коваленко В.О., Стрижак В.В., Зюбанова Д.М., Цебренко М.В.

В процесі цих досліджень було виявлено за допомогою тензометрування та записів на осцилограф, що ці приводи дають суттєве зниження динамічних навантажень. Були досліджені наступні гідродинамічні приводи:

– привід механізму повороту баштового крану на опорі вантажопідйомністю 5 т, м. Харків;

– привід механізму підйому вантажу;

– привід механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т (конструкція НТУ «ХПІ»);

– роздільний привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 20/5 т (конструкція НТУ «ХПІ»);

– привід механізму повороту баштового крану КБ 405.2

вантажопідйомністю 9,3 т (конструкція НТУ «ХПІ»);

– привід (здвоєний) механізму повороту баштового крану КБМ-401 П (конструкція НТУ «ХПІ»);

– привід (з чотирьох приводів) механізму пересування баштового крану КБ-405.2 (конструкція НТУ «ХПІ»);

– привід механізму повороту портального крану Ганц вантажопідйомністю 6,3/5 т (конструкція НТУ «ХПІ»).

Були досліджені наступні гідростатичні приводи:

– роздільний гідростатичний привод механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 75/20 т з високомоментними гідродвигунами конструкції НТУ «ХПІ»;

– привід механізму повороту портального крану вантажопідйомністю 10 т з високомоментними гідродвигунами конструкції НТУ «ХПІ»;

– привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 30/5 т з низькомоментними двигунами;

– привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 15/3 т з низько і високомоментним двигунами.

На рис. 5 наведено загальний вигляд, а на рис. 6 результати випробувань гідродинамічного приводу механізму пересування мостового крану в.п.20/5 т.

Рисунок 5 – Роздільний гідродинамічний привід механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т Узловський машинобудівний завод (керівник робіт проф., д.т.н. Жермунський Б.І. виконавці доц. Пашкіна С.А., доц. Григоров О.В.)

Порівняльні дослідження показали, що в елементах трансмісії крутні моменти зменшуються на 25–30 % (рис. 6).

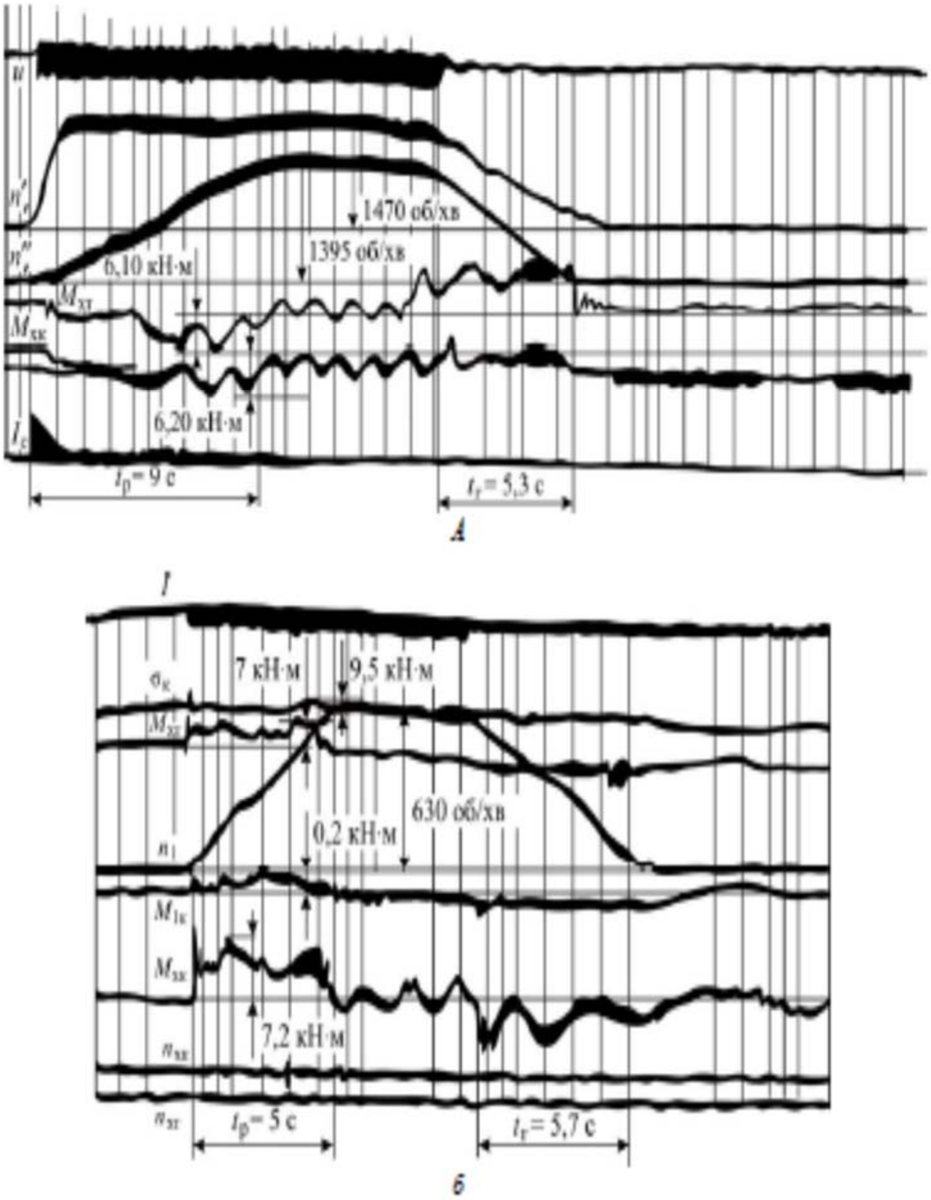


Рисунок 6 – Натурні осцилограми випробувань приводів пересування мостового крану вантажопідйомністю 20/5 т:
а – осцилограма пуско-гальмівного режиму мостового крана з гідродинамічним приводом; *б* – осцилограма пуско-гальмівного режиму мостового крана з електромеханічним приводом

Доречно буде згадати, що такі ємкі порівнювальні дослідження (були досліджені три нових приводи – один гідродинамічний і два гідростатичних) можливі були тільки при всілякому сприянні всіх служб Узловського машинобудівного заводу, починаючи з директора – Героя Соціалістичної праці Федунця І.І., головного конструктора, начальника цеху і навіть секретаря парткому.

За зверненням Санкт-Петербурзького ЦКБ баштових кранів нами було створений та втілений гідродинамічний привід механізму повороту баштового крану КБ 405.2 (рис. 7). Апаратура випробувань – рис. 8.

На рис. 9 подані типові осцилограми перехідних режимів при гідродинамічному та електромеханічному приводах. Аналіз показує, що для гідродинамічного приводу механізму повороту баштового крана КБ 405.2А динамічні навантаження в редукторі, башті, стрілі нижчі, ніж при електромеханічному, на 10…20 %, крім того, вони значно швидше загасають; відхилення вантажного канату від вертикального положення в 1,4 рази менше; середня тривалість робочого циклу на 18 % менша через відсутність витрат часу, пов’язаних із заспокоєнням вантажу при наведенні в ціль. При гідродинамічному приводі за рахунок кращої керованості і зменшення розгойдування вантажу укладання вантажу в ціль виконується відразу, а в електромеханічному – потрібен час на зупинку розгойдування.

Після успішного випробування гідродинамічного приводу крану КБ 405.2, яке було проведено на Харківському ДБК–1 в присутності директора та головного конструктора Санкт–Петербурзького ЦКБ Баштових кранів було рекомендовано розширити втілення приводів на заводі «Ржевбашкран».

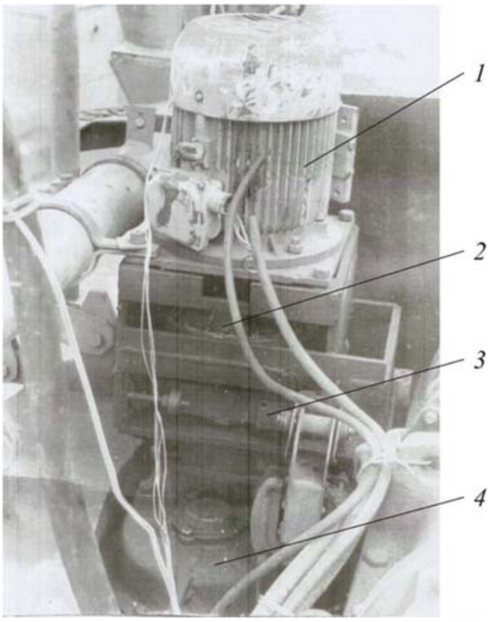


Рисунок 7 – Гідродинамічний привод механізму повороту баштового крана КБ 405.2 Харківський ДБК-1: 1 – електродвигун; 2 – гідромуфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

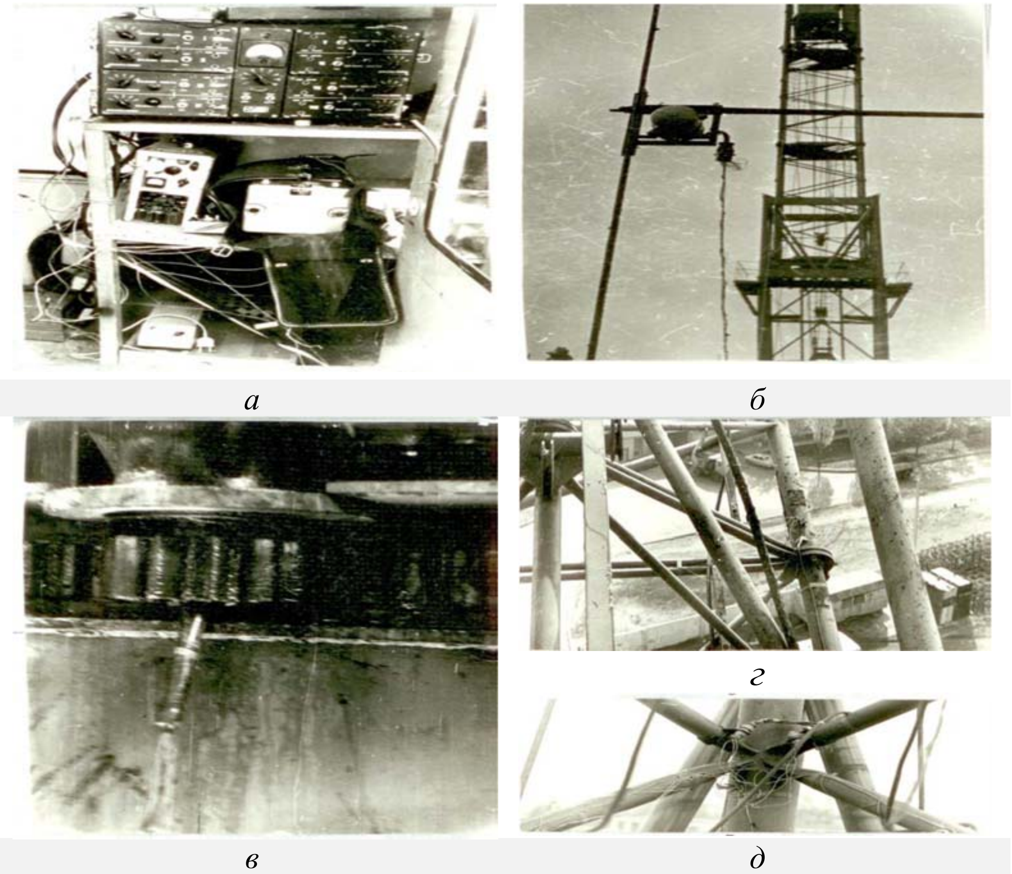
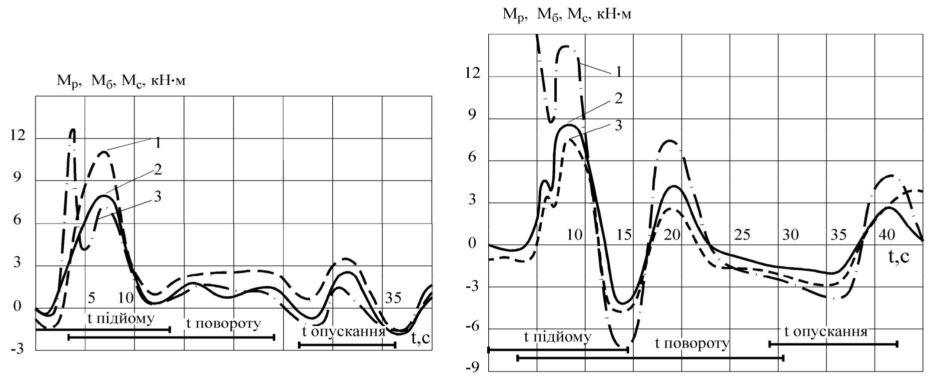


Рисунок 8 – Апаратура випробувань та вимірювання крутного моменту у вихідному валу редуктора механізму повороту, у елементах стріли і башти крану КБ 405.2 вантажопідйомністю 9,3 т:
а – у кабіни кранівника; *б* – установка авіагоризонту; *в* – вихідна шестерня механізму повороту; *г* – фрагмент стріли з установкою тензодатчиків; *д* – фрагмент башти з установкою тензодатчиків
(Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

За зверненням заводу «Ржевбашкран» та Ржевського філіалу ВНДІБудмаш нами були створений та випробуваний квадропривід (на кожній лапі крана по приводу, тобто 4 привода на одному крані) механізму пересування баштового крану КБ-405.2 – рис. 10 та здвоєний механізм повороту крану КБМ-401 П – рис.11. Приводи суттєво поліпшили роботу цих двох механізмів, були ліквідовані поломки механізму повороту і пересування за рахунок зменшення динаміки прикладення крутних моментів.



а б

Рисунок 9 – Графік зміни крутних та згинальних моментів крана КБ 405.2 залежно від часу: *а* – при гідродинамічному приводі; *б* – при електромеханічному приводі:
1 – момент у редукторі; *2* – момент у башті; *3* – момент у корені стріли

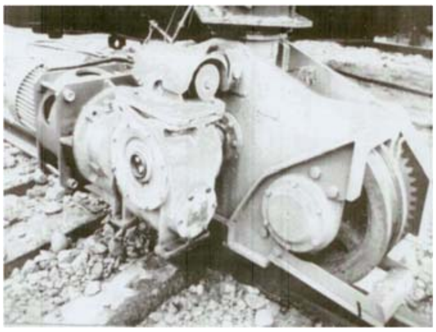


Рисунок 10 – «Квадро» привід механізму пересування баштового крану КБ-405.2. Завод «Ржевбашкран». (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

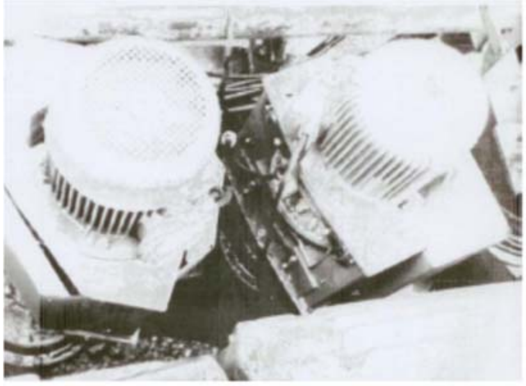


Рисунок 11 – подвійний привод механізму повороту баштового крану КБМ-401 п. Завод «Ржевбашкран». (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

Потрібно відзначити, що таке об'ємне виготовлення, втілення та випробування реальних приводів на реальному крані КБ 410 у найкоротший термін стало можливим лише завдяки збігу різноманітних чинників: на заводі створений філіал науково-дослідного інституту ВНД Будмаш, створене дослідне бюро, яке гармонізувало креслення приводів НТУ «ХПІ» до технологічних можливостей заводу, створений дослідний відділ, який проводить широкомасштабні дослідження.

За зверненням Клайпедського морського рибного порту НТУ «ХПІ» був створений, випробуваний та втілений в практику гідродинамічний привід механізму повороту портального крану «Ганц» вантажопідйомністю 6,3/5 тонн.

На рис. 12 приведена конструкція гідродинамічного механізму повороту цього крану з відцентровим вентилятором охолодження гідромуфти. Цей вентилятор виявився більш ефективним порівняно з випробуваним вісьовим вентилятором охолодження.

Проблема охолодження гідромуфти і заміна загальнопромислового електродвигуна на двигун кранового типу виникла у зв'язку з напруженим режимом роботи крана «Ганц» - 6К. При цьому була використана модернізована муфта на базі муфти ГП 395 (завод «Світло шахтаря», м. Харків).

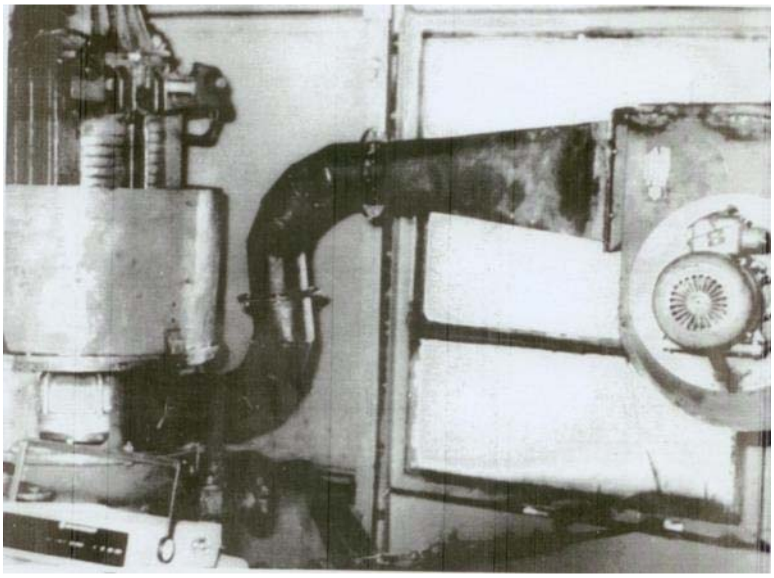


Рисунок 12 – Гідродинамічний привід механізму повороту портального крана «Ганц», Клайпедський порт (керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці – доц. Вишневецький Г.В., асп. Дуднік В.А.)

За завданням Харківського заводу ПТУ був створений і всебічно досліджений роздільний гідростатичний привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 30/5 тонн (рис. 13).

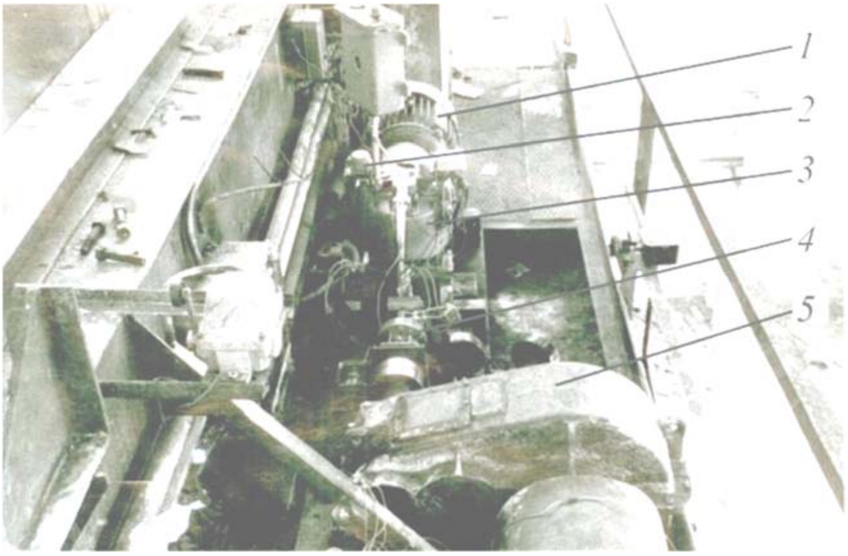


Рисунок 13 – Роздільний гідростатичний привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 30/5 тонн (керівник роботи проф., д.т.н. Журмунський Б.І., виконавець – асп. Григоров О.В.)

1 – електродвигун АО-62-4; 2 – система керування гідроприводу; 3 – насос ІІ Д №5; 4 – гідромотор ІІ М №5; 5 – редуктор механізму пересування крану.

На рис. 14 наведена осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана вантажопідйомністю 30/5 тонн з гідростатичним приводом. На гаку 3 тонни.

Рисунок 14 – Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з гідростатичним приводом: Q=30 т; $t_{розг}$= 6 с; $t_{гальм}$=4,5 с

На рис. 15 наведена осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана вантажопідйомністю 30/5 тонн з електромеханічним приводом. На гаку – 30 тонн.

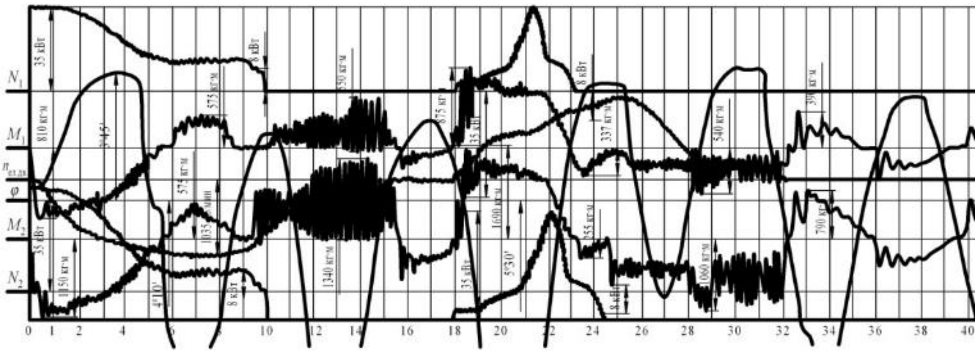


Рисунок 15 – Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з електромеханічним приводом: Q=30 т; $t_{розг}$= 6 с; $t_{гальм}$=4,5 с

Проведені експериментальні дослідження дають можливість порівняти з даними, отриманими електронним моделюванням і результатами окремих рішень за формулами, наведеними різними дослідниками, і зробити відповідні висновки.

Результати експериментів і їх порівняння з рішеннями на ЕОМ дають підставу стверджувати (рис. 16), що отримані моделюванням дані достатньо точно співпадають з експериментальними.

Аналіз осцилограм пуско-гальмівних режимів гідростатичного привода натурного крана переконує в тому, що висновки, отримані у результаті вивчення осцилограм моделювання, правильні й у застосуванні до натурного крана з гідроприводом.

В подальшому на Узловському машинобудівному заводі були проведені випробування роздільних приводів механізму пересування крану вантажопідйомністю 15/3 т з низькомоментним (рис. 17) та високомоментним (рис. 18, 19) двигунами. На рис. 20 наведені осцилограми цих випробувань.

З розрахунків видно, що застосування гідродинамічного приводу є ефективним способом збільшення допустимої кількості циклів навантажень зварних з’єднань кранових металоконструкцій. Зменшення еквівалентного напруження циклу навіть на 10% може збільшити кількість допустимих циклів навантаження щонайменше в 1,7 разів, наприклад, для групи концентрації напружень 10 при $\sigma_{екв}^{г.прив} = 165$ МПа для матеріалу Ст3. Зростання відношення e_1, а відповідно і кількості циклів до руйнування, збільшується при зменшенні еквівалентного напруження циклу і досягає максимального значення в області переходу до зони необмеженої витривалості. Чим більше номер групи зварного вузла за концентрацією напружень, тим це зростання відбувається повільніше, через поступове зниження межі необмеженої витривалості. Подальші наукові розробки в цьому напрямку можуть бути спрямовані на розгляд конкретних конструкцій і випадків навантажень.

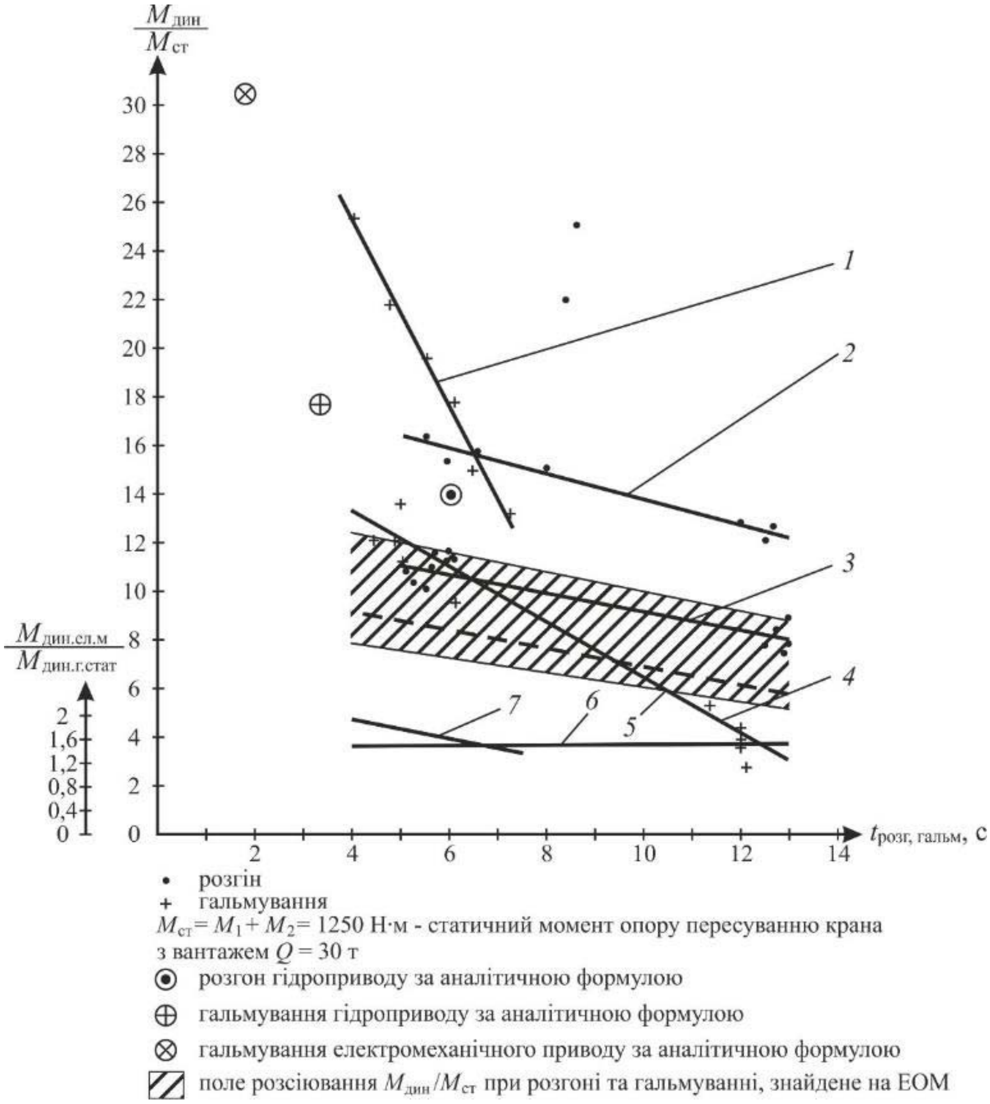


Рисунок 16 – Порівняння динамічних зусиль, знайдених експериментально, з теоретичними: *1* – гальмування електромеханічного приводу; *2* – розгін електромеханічного приводу; *3* – розгін гідростатичного приводу; *4* – гальмування гідростатичного приводу; *5* – розгін (початковий) гідропривода, знайдено на ЕОМ; *6* – графік $M_{д.ел.мех}$/ $M_{д.г.ст}$= f(t) при розгоні; *7* – графік $M_{д.ел.мех}$/ $M_{д.г.ст}$= f(t) при гальмуванні.

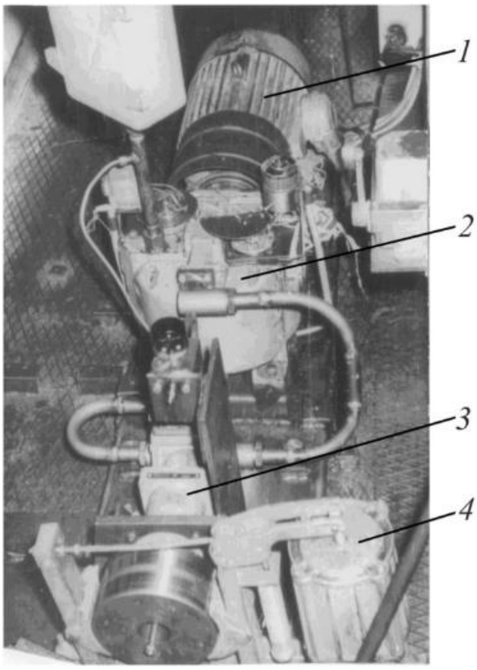


Рисунок 17 – Механізм пересування мостового крана в/п 15/3 т з роздільним об’ємним гідроприводом і з низькомоментними гідромоторами. Узловський машинобудівний завод (керівник роботи проф., д.т.н. Журмунський Б.І., виконавець – доц. Григоров О.В.)

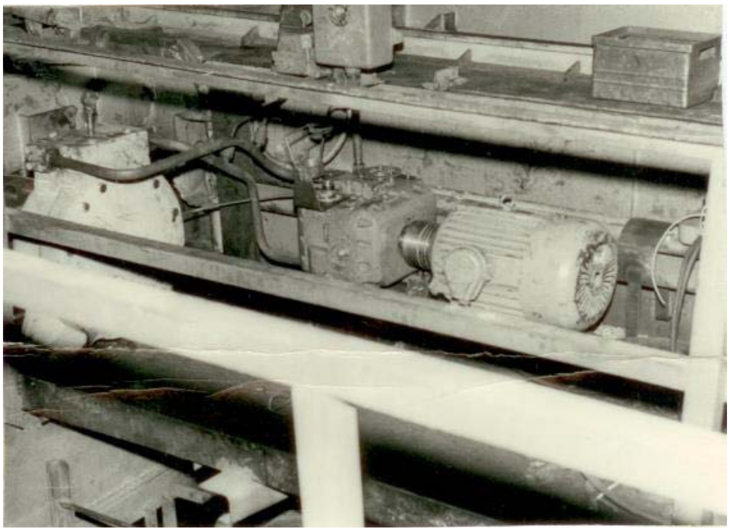


Рисунок 18 – Роздільний регульований об’ємний гідропривід механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т. з високомоментними гідро двигунами, Узловський машинобудівний завод (керівник роботи проф., д.т.н. Жермунський Б.І., виконавці – доц. Григоров О.В., ст. викл. Гебгардт К.І.)

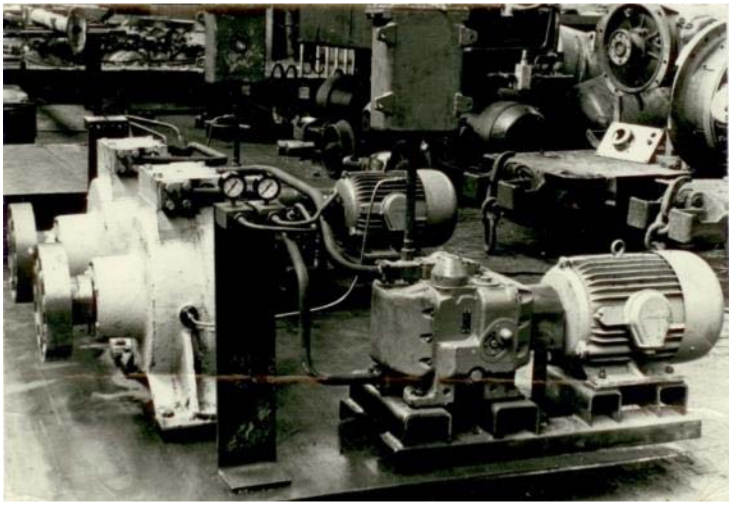


Рисунок 19 – Роздільний регульований об'ємний гідропривод механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т. з високомоментним двигуном, Узловський машинобудівний завод (техніка на лінійці готовності)

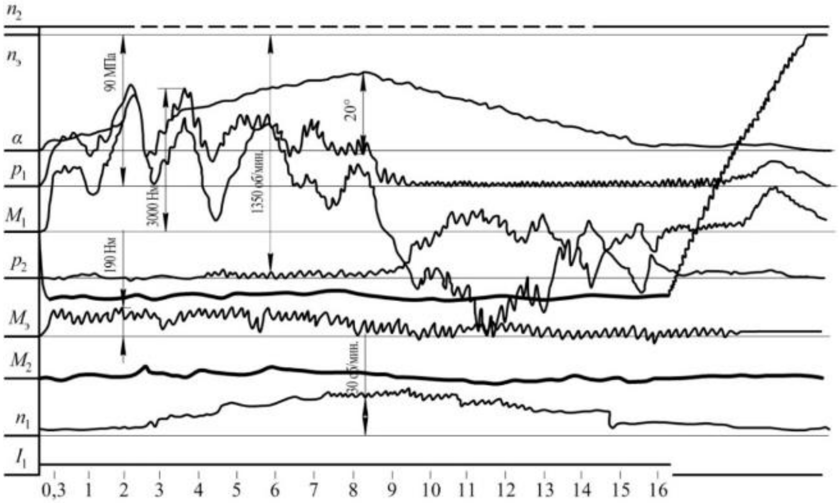


Рисунок 20 – Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т з роздільним приводом і високомоментними гідромоторами. Осцилограма натурних випробувань: n_2 – імпульсний лічильник обертів гідромотора; n_e – швидкість обертання приводного електродвигуна; α – кут повороту люльки насоса; P_1, P_2 – тиск у напірної і зливної магістралі; M_e – крутний момент електродвигуна; n_1 – швидкість обертання гідромотора; M_1, M_2 – крутні моменти трансмісійних валів; I_1 – струм ротора електродвигуна

Докладні аналітичні дослідження динаміки механізму пересування розглянуто у статтях [13, 14]. В роботах [15, 16, 17] показано, що застосування гідростатичного приводу дає суттєву економію споживаної енергії та зменшує еквівалентну потужність встановлюваних електродвигунів.

Підсумовуючи викладене можна стверджувати, що гідродинамічний привід зменшує навантаження в металевій конструкції мінімум на 10%, а гідростатичний привід – на 40%.

Відповідно до припущення Вейбула, накопичене при N циклах навантажень утомне пошкодження d_N складає: $d_N = \sum_{1}^{N} \Delta d = kN$, де Δd – одиничне утомне пошкодження при одному циклі навантажень; $k = \mathrm{tg}\alpha$ – інтенсивність накопичення утомних пошкоджень.

Крива Вьолера відображає залежність довговічності деталі чи вузла конструкції від рівня діючих напружень при стаціонарному навантаженні. При цьому відомо, що 80-95% пошкодження створюють цикли з напруженням близьким до максимального, яке може виникати в моменти дії максимальних навантажень, тобто в період пуску і гальмування.

Це дає змогу, ґрунтуючись на теорії пошкоджень Вейбула та кривих Вьолера навести на рис. 21 результати визначення граничної кількості циклів для гідродинамічного приводу, а на рис. 22 – для гідростатичного приводу.

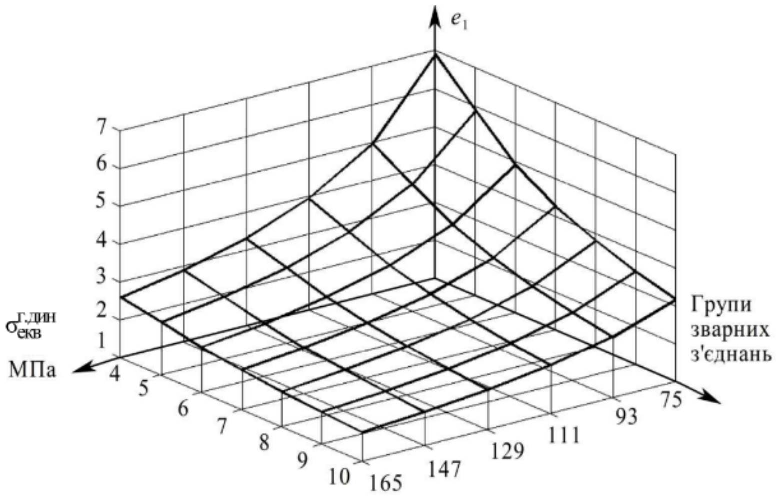


Рисунок 21 – Співвідношення граничної кількості циклів утоми при гідродинамічному приводі та двигуні з фазним ротором $e_1 = N_{\text{г.прив}} / N_{\text{фазн.рот}}$ для груп зварних вузлів за концентрацією напружень при зменшенні еквівалентного напруження на 10% при використанні гідродинамічного приводу

З розрахунків видно, що застосування гідродинамічного приводу є ефективним способом збільшення допустимої кількості циклів навантажень зварних з’єднань кранових металоконструкцій. Зменшення еквівалентного напруження циклу навіть на 10% може збільшити кількість допустимих циклів навантаження щонайменше в 1,7 разів, наприклад, для групи концентрації напружень 10 при для матеріалу Ст3. Зростання відношення e1, а відповідно і кількості циклів до руйнування, збільшується при зменшенні еквівалентного напруження циклу і досягає максимального значення в області переходу до зони необмеженої витривалості. Чим більше номер групи зварного вузла за концентрацією напружень, тим це зростання відбувається повільніше, через поступове зниження межі необмеженої витривалості. Подальші наукові розробки в цьому напрямку можуть бути спрямовані на розгляд конкретних конструкцій і випадків навантажень.

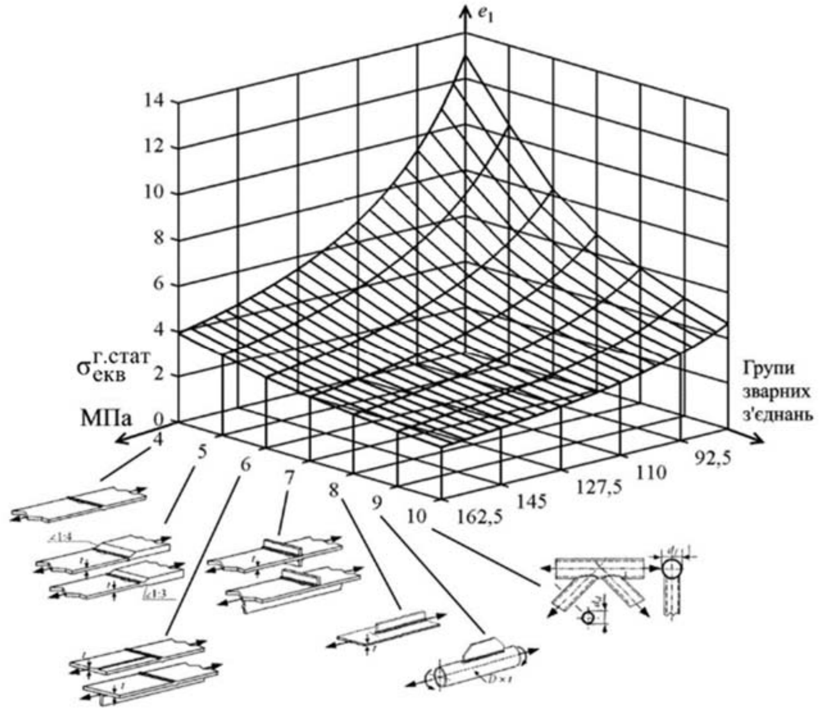


Рисунок 22 – Співвідношення граничної кількості циклів утоми при гідростатичному приводі та двигуні з фазним ротором $e_1 = N_{\text{г.прив}} / N_{\text{фазн.рот}}$ для груп зварних вузлів за концентрацією напружень при зменшенні еквівалентного напруження на 40% при використанні гідродинамічного приводу

Висновки та рекомендації щодо поліпшення роботи металевих конструкцій.

Як доповнення до відомих методів зниження залишкових напружень у металоконструкціях таких, як механічні, термічні, деформаційні, імпульсно-вібраційні, пропонується:

- застосування гідродинамічних та гідростатичних приводів в механізмах пересування та повороту кранів, що знижує динамічні навантаження на 10-40 %, подовжує термін роботи кранів, зменшує енергоспоживання та еквівалентну потужність приводних електродвигунів;

- впровадження в металевих конструкціях нових карбідо- і нітрідоутворюючих сплавів заліза з показниками границі текучості в 4-5 разів більшими, ніж Ст3 (наприклад, сталь Weldox 1100 або 1300, які мають $\sigma_{0,2} = 1100$ МПа та $\sigma_{0,2} = 1300$ МПа відповідно, що приведе до зменшення товщини листів для металоконструкцій кранів і, як наслідок, до підвищення опору утоми);
- впровадження на заводах-виробниках останніх досліджень в галузі лазерної техніки, що дозволить виготовляти металеві конструкції відповідно до вимог міжнародних норм;
- впровадження високоміцних болтів та електрозаклепок для з’єднання головних і кінцевих балок. Це дозволить уникнути порушення геометрії крана від типових деформацій;
- впровадження підпружених ходових коліс з шайбами з синтетичного каучуку, що зменшить зусилля перекосу кранів;
- перейняти досвід розрахунків в авіації і суднобудуванні, де використовують напруження, що дорівнюють або є більшими за границю текучості (зараз металеві конструкції кранів експлуатуються тільки в області законів Гука, що призводить до їх обтяження). Робота в області пластичності та самозміцнення являє собою величезний резерв міцності металевих конструкцій.

Список використаної літератури

1. Ємельянов О.А. Збільшення ресурсу зварних кранових мостів [Текст] : автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.05 / О.А.Ємельянов; Одеський національний політехнічний ун-т. - О., 2004. - 35 с.

2. Šostakov R. Skewing loadings in the scope of material fatigue phenomena of crane structure and travelling mechanism components / R. Šostakov, A. Zelić; N. Zuber, H Ličen // Proceedings - The 5th International Conference "Transport and Logistics", 2014. ISBN 978-86-6055-053-0, P. 101-104.

3. Слепужніков Є.Д. Поліпшення роботи механізму пересування мостового крана за рахунок застосування пружного елементу ходового колеса : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / Українська інженерно-педагогічна академія. Харків, 2016. 145 с.

4. Попов В.А. Комплексный подход при анализе причин раннего трещинообразования в крановых металлоконструкциях / В.А. Попов, В.С. Радченко // Подъемные сооружения. Специальная техника. Научно-технический и производственный журнал. Scientific –technical and production journal «Lifting equipment. Special devices», 2018, № 10, с. 14-17.

5. Григоров О.В. та ін. Металеві конструкції підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин : навч. посіб. / О.В. Григоров, Г.О. Аніщенко, Н.О. Петренко. – Харків : НТУ «ХПІ», 2011. – 516 с.

6. Григоров О.В., Стьопочкіна О.В., Окунь А.О., Губський С.О., Стрижак В.В., Чернишенко О.В. Кранове ходове колесо з еластичною кільцевою вставкою: пат. 104240 С2 Україна: МПК В 60 В 9/00. № a201212255; заявл. 26.10.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.

7. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – 304 С.

8. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів : монографія / О.В. Григоров, В.В. Стрижак., Н.О Петренко та ін.; за ред. Григорова О.В. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 352 с.

9. Новая система ходовых колес LRS // Demag Journal April. – 2005. – С. 7–8.

10. Липатов А.С. Новые конструкции и перспективы развития грузоподъемных мостовых кранов / А.С. Липатов // ЗАО «Уральский экспертный центр», 2009. – с. 41-44.

11. Костин В.А. Микроструктура металла ЗТВ соединений высокопрочной конструкционной стали Weldox 1300 / В.А. Костин, Г.М. Григоренко, Т.Г. Соломийчук, В.В. Жуков, Т.А. Зубер // Автоматическая сварка, №3/2013. – с. 7-14.

12. Hans-Otto Hannover. Messtechnische Überprüfung sichert zuverlässige Funktion von Kranen. Maschinenmarkt, Würzburg, 83 (1977) 31, с. 620–621.

13. Grigorov O. Analysis of Various Approaches to Modeling of Dynamics of Lifting-Transport Vehicles / O. Grigorov, E. Druzhynin, G. Anishchenko, M. Strizhak, V. Strizhak // International Journal of Engineering & Technology, 7 (4.3) (2018). – p. 64-70.

14. Grigorov O. Numerical simulation of the dynamics of the system "trolley - load - Carrying rope" In a cable crane / O. Grigorov, E. Druzhynin, V. Strizhak, M. Strizhak, G. Anishchenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, № 3(7-93). – p. 6-12.

15. Grigorov O.V. Selection of an electric motor for a hydraulic crane drive / O.V. Grigorov // Russian engineering journal, Volume 56, Issue 1, 1976. – p. 43-46.

16. Grigorov O.V. Comparison of hydraulic and electric crane drives with regard to electric motor power / O.V. Grigorov // Russian engineering journal, Volume 55, Issue 11, 1975. – p. 40-44.

17. Grigorov O.V. Energy consumption in adjustable hydrostatic and electro-mechanical drives / O.V. Grigorov // Russian engineering journal, Volume 53, Issue 4, 1973. – p. 32-37.

IMPROVEMENT OF CRANE STEEL STRUCTURES WORK THE WAY OF APPLYING OF HYDRAULIC DRIVE AND SOME OTHER SOLUTIONS IN MECHANISMS OF MOVEMENT AND SLEWING

Gryhorov O. V.[1], Anishchenko G. O.[1], Petrenko N. O.[1], Strizhak V. V.[1], Turchyn O. V.[1], Radchenko V. S.[2], Okun A. O.[1], Glushkova M. Yu[2].
[1] National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"
[2] LLC "Kharkov Lifting & Transportation Equipment Plant"

Abstract. The results of investigations of dynamic loads on cranes with hydrodynamic and hydrostatic drives are given.

The mechanisms of movement and slewing with these drives on bridge, tower and portal cranes are explored. The obtained results, which show that when applying the hydrodynamic drive, the stress decreases by 10%, for hydrostatic drive – by 40%.

All tests were carried out in factory conditions on field cranes. In this case, comparative studies were carried out for bridge cranes with a load capacity of 15/3 tons, 20/5 tons, 30/5 tons, 6.3/5 tons, tower cranes with a carrying capacity of 9.3 tons, portal cranes with a carrying capacity of 10 tons.

As a result of numerous internships in Germany and the study of technology of the aligning of running wheels and the designs of the bearing boxes itself, the technology of the aligning of running wheels of the firm Kötten by applying of laser technology is recommended.

To reduce skewing forces that occur between the wheel and the crane rail, it is recommended to use springing wheels with synthetic rubber washers. Such a device proposed by the authors and tested in Kharkiv also significantly reduces the vertical loading of the wheels from the passing of crane rails.

On the basis of the study of foreign investigations, the authors recommend:

- the introduction in steel structures of new carbide- and nitride-forming iron alloys with values of yield stress of 4-5 times bigger than Steel CT3 (for example, the steel Weldox 1100 or 1300 which has $\sigma_{0,2} = 1100$ MPa and $\sigma_{0,2} = 1300$ MPa respectively, which leads to a decrease thickness for sheets and, as a consequence, to increasing fatigue resistance);
- applying of high-strength bolts and electric rivets for connection of main and end beams. This will prevent the fault of geometry from typical deformations.

Keywords: damages, load on steel structures of cranes, hydrodynamic drives, hydrostatic drives, fatigue of crane units, oscillogram s of tests.

УДК 621.87:62-59
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.02

Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М.
Одеський національний політехнічний університет

ВПЛИВ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРУЖИННО-ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА

Анотація. *У статті розглянуто спосіб керування пружинно-гідравлічним гальмом за рахунок створення гідравлічного опору. Досліджено вплив гідравлічного опору, що створюється за рахунок керуючої гідроапаратури в гальмі на величину динамічних навантажень в металоконструкції та приводі мостового крану. Надано рекомендації, щодо вибору пружини та величини гідравлічного опору для пружинно-гідравлічного гальма.*

Ключові слова. *мостовий кран, пружинно-гідравлічне гальмо, гідравлічний опір, динамічні навантаження.*

Вступ

Для створення надійного, безударного процесу гальмування кранів ведеться значна робота по вдосконаленню існуючих конструкцій гальм та розробці нових гальмівних пристроїв. Дослідниками постійно проводяться як розробки нових конструкцій гальмівних пристроїв так і вдосконалення гальмівних систем.

Постановка проблеми

Запропонована в [1, 2] конструкція пружинно-гідравлічного гальма дозволяє виконувати плавне гальмування мостового крану наростаючою гальмівною силою, що створюється за рахунок стиснення пружини чи комплекту пружин. Проте процес гальмування тільки за рахунок сили, що створює пружина має певні недоліки. При використанні пружини в якості елементу, що гасить кінетичну енергію крана, треба забезпечити надійну фіксацію гальма при стиснутій пружині, щоб не допустити розрядки пружини при зупинці крана. Ще одним недоліком є неможливість отримати необхідні закони зміни гальмівної сили, особливо зі зменшенням її на завершальному етапі зупинки крану. Крім того габаритні розміри пружинно-гідравлічного гальма в основному залежать від габаритів пружини, тому потрібно шукати шляхи зменшення розмірів пружини й відповідно гальма.

Огляд останніх публікацій

При розгляді різноманітних конструкцій «класичних» кранових фрикційних гальм, що висвітлені в літературі, для отримання необхідного закону чи керованого характеру зміни гальмівного

моменту використовують наступні підходи:

- внесення змін в конструкцію розмикаючого пристрою, наприклад штовхача, та обладнання його системою керування, що дає змогу при спрацьовуванні з затримкою накладати гальмівні колодки на шків чи диск [3];
- використання гальм двуступеневого гальмування, де замикаюче зусилля невеликої величини (перша ступінь) спочатку створюється вантажем закріпленим на важільній системі, а максимальний гальмівний момент наростає при додатковому спрацьовуванні замикаючої пружини (друга ступінь) [3];
- використання в приводі розмикання гальмом спеціальних гідравлічних або пневматичних демпферів, що дозволяє більш плавно здійснювати посадку колодок на шків чи диск;
- використання гальм з самопідсиленням [4];
- гідравлічно та пневматично керовані нормально замкнуті гальма (комбіновані) (рис.1.). В даних гальмах крім замикаючої пружини чи вантажу, що забезпечують нормально замкнуту конструкцію, використовується здебільшого гідравлічний привід з педальним, електромагнітним чи електронним керуванням. Наявність приводу дає змогу керувати величиною гальмівного моменту, що розвиває гальмо [5,6].

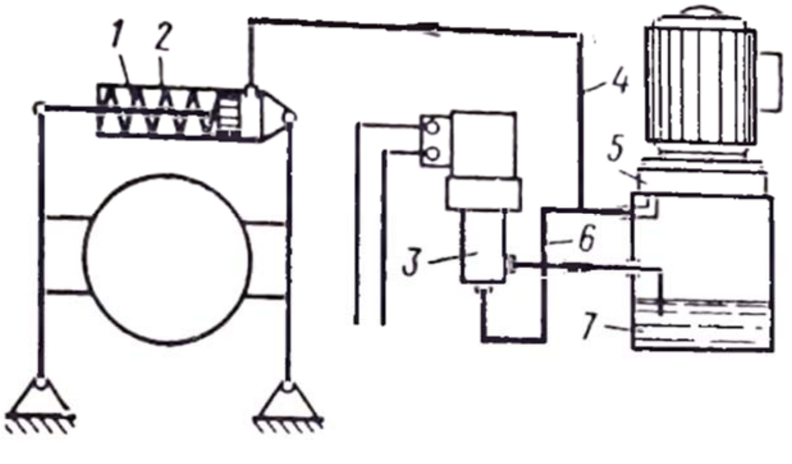


Рисунок 1. – Нормально замкнуте колодкове гальмо з гідравлічним приводом та електромагнітним клапаном керування.

Мета роботи показати доцільність пружинно-гідравлічного гальма, яке дозволяє мінімізувати динамічні зусилля в приводі і металоконструкції мостового крану та оцінити вплив гідравлічного опору та сумісної роботи пружини та гідравлічних сил на динамічні навантаження в приводі та металоконструкції крану.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- оцінити величину гідравлічного опору та визначити характер та величину гальмівної сили яку він створює;
- провести дослідження сумісної роботи пружини та гідравлічного опору на величину гальмівної сили пружинно-гідравлічного гальма, оцінити динамічні навантаження які при цьому виникають.

Виклад основного матеріалу

Крім пружних елементів у циліндрі пружинно-гідравлічного гальма, гальмівна сила, а також характер її зміни може бути отримана за допомогою системи керування гідроприводом [2]. При такому підході гідравлічний привід гальма виконує не тільки замикаючу функцію, не даючи розряджатися пружині при повній зупинці крана, але й силову, створюючи гальмівну силу або її частину при спільній роботі з пружиною. Використовуючи гідравлічний опір як засіб створення гальмівної сили можна значно зменшити жорсткість і масо габаритні розміри пружини. Пружину в цьому випадку можна використовувати з лінійною характеристикою.

При сумісній роботі пружини та гідравлічного опору гальмівна сила може бути визначена залежністю:

$$P_t = P_{пруж} + P_{гідр} = \left(c_{пруж} \cdot x_i\right) + \left(\Delta p_i \cdot S_n\right) \tag{1}$$

де $-P_{пруж}$ – гальмівна сила, що створюється пружиною, *Н*;

$P_{гидр}$ – гальмівна сила, що створюється гідравлічним опором, *Н*.

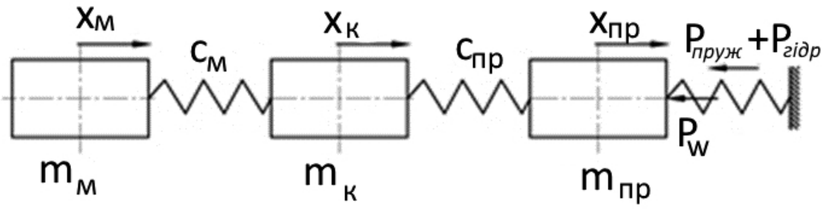


Рисунок 2. – Трьохмасова розрахункова динамічна модель при гальмуванні крана пружинно-гідравлічним гальмом при використанні пружини й гідравлічного опору.

З урахуванням (1) система диференціальних рівнянь, що описує динамічну модель представлену на рис. 2. приймає вид:

$$\begin{cases} m_{пр} \cdot \ddot{x}_{пр} + c_{пр} \cdot (x_{пр} - x_{к}) = -\left(\left(c_{пруж} \cdot x_i\right) + \left(\Delta p_i \cdot S_n\right)\right) \\ m_{к} \cdot \ddot{x}_{к} - c_{пр} \cdot (x_{пр} - x_{к}) + c_{м} \cdot (x_{к} - x_{м}) = -P_w \\ m_{м} \cdot \ddot{x}_{м} - c_{м} \cdot (x_{к} - x_{м}) = 0 \end{cases} \tag{2}$$

де $m_{пр}$ – наведена до ходових коліс маса обертових частин привода, *кг*

$m_{к}$ – маса моста, наведена до переміщення кінцевих балок, *кг*;

$m_{м}$ – наведена до середини прольоту маса середніх частин моста й порожнього візка, *кг*;

P_w – сила статичного опору пересуванню крана, *Н*;

$c_{пр}$ –жорсткість привода механізму пересування, наведена до ходових коліс, *Н/м*;

$c_{м}$ – коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині, *Н/м*.

Опір в гідравлічній частині пружинно-гідравлічного гальма складається з опорів у трубопроводі й гідравлічному встаткуванні [7]. Величина гідравлічного опору напряму пов'язана з величиною гідравлічних втрат. Загальний опір (без врахування сили стиску пружини) переміщенню штока гальма – залежить від гідравлічного опору й сил тертя в ущільненнях поршень-гільза, шток-кришка. Величина гідравлічного опору обернено пропорційна величині втрат при спрацьовуванні пружинно-гідравлічного гальма.

Сумарні втрати в гідросистемі:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{ап} + \Delta p_{м} \tag{3}$$

де $\Delta p_{тр}$ – втрати тиску по довжині трубопроводу;
$\Delta p_{ап}$ – втрати тиску в апаратах;
$\Delta p_{м}$ – втрати тиску на перехідних ділянках (місцеві втрати).

Втрати тиску на прямих ділянках по довжині трубопроводу:

$$\Delta p_{тр} = \frac{\lambda \cdot l \cdot V_{ж}^2 \cdot \rho_{ж}}{2 \cdot d_y \cdot 10^6} \tag{4}$$

де l – довжина трубопроводу, *м*;
$V_{ж}$,– швидкість плину рідини в трубопроводі, *м/с*;
$d_у$ – умовний прохід;
ρ – щільність рідини, *кг/м³*;
λ – коефіцієнт гідравлічного тертя рідини.

Місцеві втрати в гідросистемі:

$$\Delta p_{м} = 0{,}21 \cdot \frac{Q^2}{d_у^2} \cdot \Sigma\xi \quad (5)$$

де Q - витрата рідини, *л/хв*;

$d_у$- умовний прохід, *мм*;

ξ – місцеві втрати.

Втрати в устаткуванні:

$$\Delta p_{ап} = \Delta p_{обл1} + \Delta p_{обл2} + \ldots + \Delta p_{облN} \quad (6)$$

де $\Delta p_{обл1} + \ldots + \Delta p_{облN}$ – втрати тиску в регульованому гідравлічному клапані тиску, обратному клапані та розподільнику, *мПа*

Сила опору на штоці пружинно-гідравлічного гальма залежна від величини гідравлічного опору:

$$P_{гидр} = \Delta p \cdot S_п \quad (7)$$

де Δp – сумарні втрати в гідросистемі, *мПа*;

$S_п$ – площа поршня пружинно-гідравлічного гальма, *мм*.

1. Вплив гідравлічного опору в пружинно-гідравлічному гальмі на процес гальмування

Для дослідження динамічних процесів з використанням пружинно-гідравлічного гальма, необхідно розв'язати систему диференціальних рівнянь (2), в перше рівняння якої входить величина гідравлічного опору записана виразом (7), без урахування сили від стиснення пружини.

Гідравлічний опір при перетіканні рідини створюється за рахунок розподільного золотника (опір в апаратурі) і опорів у трубопроводі й місцевих опорів. У процесі роботи основна сила створюється за рахунок розподільного золотника. Золотниковий пристрій може бути як автоматичним регульованим так автоматичним нерегульованим. При автоматичному нерегульованому золотнику при витіканні рідини тиск у системі підтримується постійним, є невеликі відхилення *Δp* пов'язані з інертністю й підвисанням клапана золотника. Процес гальмування за допомогою пружино-гідравлічного гальма з використанням автоматичного нерегульованого золотника представлений на графіку рис. 3. Із графіка видно, що напочатку гальмування відбувається невеликий підйом гальмівної сили до величини 10000 *Н*, потім відбувається плавне збільшення сили (вихід апаратури на робочу величину регулювання) і потім до кінця гальмування гальмівна сила приймає постійне значення.

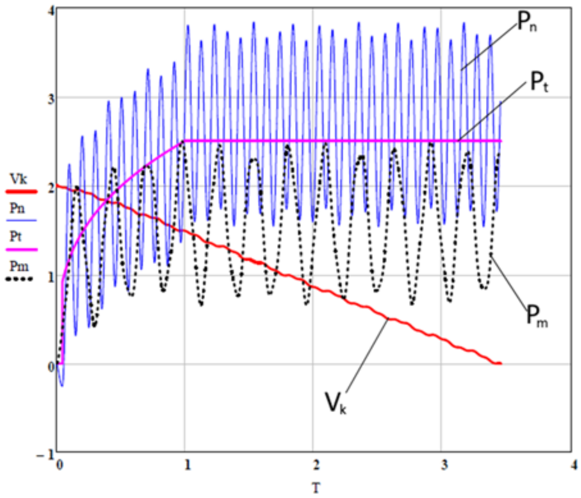


Рисунок 3. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом за рахунок гідравлічного опору (P_n (*Н*) – динамичні наванатаження в приводі; P_m (*Н*) – динамичні наванатаження в металоконструкції; P_t (*Н*) – гальмівна сила; V_k (м/с) швидкість крану).

При розрахунках етапу гальмування при якому гальмівна сила постійна прийняте допущення, що тиск на поршень постійний, відповідно клапан золотника спрацьовує миттєво, коливання величини тиску Δp не враховувалося. На графіку рис. 3 видно, що вже на начальному етапі спостерігається сплеск динамічних сил (P_n= 24100 *Н*, P_m = 20000 *Н)* визваний інертністю відкриття клапана золотника, а потім наступний ріст до стабілізації гальмівної сили. За результатами розрахунків можна бачити, що час гальмування t = 3,4 *с*, шлях гальмування s = 3,8 *м*, максимальні динамічні навантаження в приводі механізму пересування крана - P_n= 38500 *Н*, а в металоконструкції - P_m = 25050 *Н*.

2. Вплив спільної роботи пружини й гідравлічного опору в пружинно-гідравлічному гальмі на процес гальмування

При спільній роботі пружини й гідравлічного опору розв'язувалася система диференціальних рівнянь (2) з урахуванням виразу (1), тобто враховувалася сила від стиснення пружини сумісно з гідравлічним опором. Для одержання «м'якої» динамічної характеристики приймаємо пружини із жорсткістю 3000 *Н/м* і 5000 *Н/м*), а гідравлічний опір Δp_i змінний (за рахунок застосування автоматичної регульованої гідравлічної апаратури), створює гальмівну силу в межах від 0 до 15000 *Н*, причому система керування забезпечує синусоїдальний закон зміни сили гідравлічного опору. Результати розрахунків представлені на рис.4 і рис.5.

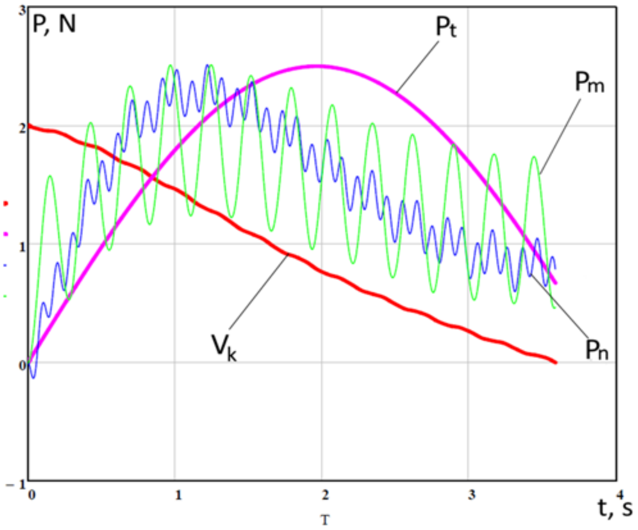


Рисунок 4. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною $c_{пруж}$ = 3000 *Н/м* і гідравлічним опором

При гальмуванні за рахунок пружини жорсткістю 3000 *Н/м* і гідравлічного опору (рис. 4) час гальмування t = 3,5 *с*, гальмівний шлях s = 3,4 *м*, а динамічні навантаження в приводі 25130 *Н* (при гальмуванні колодковим гальмом - 50420 *Н* с часом гальмування t = 2,75 с); динамічні навантаження в металоконструкції 25010 *Н* (при гальмуванні колодковим гальмом - 47030 *Н*).

При спільній роботі пружини 5000 *Н/м* і гідравлічного опору (рис. 5) час гальмування t = 2,9 *с*, гальмівний шлях s = 3 *м*, а динамічні навантаження в приводі 29920 *Н*, у металоконструкції 27690 *Н.*

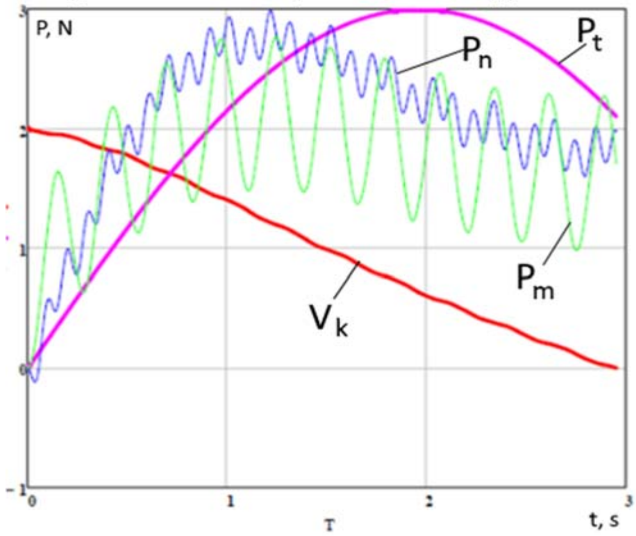


Рисунок 5. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною $c_{пруж}$ = 5000 *Н/м* і гідравлічним опором.

Проведені розрахунки підтверджують, що пружинно-гідравлічне гальмо дозволяє здійснювати плавне безступінчасте гальмування зі змінною гальмівною силою, яка міняється по складній характеристиці за мінімальний час із динамічними навантаженнями в приводі й металоконструкції, які суттєво нижче ніж при гальмуванні штатним нормально-замкненим колодковим гальмом.

Висновки:

1. Величина гідравлічного опору створюється розподільною апаратурою й силами тертя в рідині при перетіканні з поршневої в штокову порожнину пружинно-гідравлічного гальма.

2. Для одержання «м'якої» динамічної характеристики при гальмуванні крана необхідно використовувати пружину невеликої жорсткості (3000 *Н/м*) і гідравлічний опір який буде збільшуватися до певної величини (від 0 до 12000-15000 *Н,* приблизно до половини гальмівного шляху крана), а потім зменшуватися до кінця процесу гальмування. При цьому характер зміни гальмівної сили близький половині синусоїди. Такий характер зміни гальмівної сили дозволяє одержати час гальмування 3-3,5 секунди, а динамічне навантаження в приводі й металоконструкції відповідно: 25000-30000 *Н* и 25000-27000 *Н*, що суттєво менше при гальмуванні нормально замкненими колодковими гальмами (48000-50000 *Н*).

Список використаної літератури

1. Семенюк В.Ф. Вплив жорсткості пружини на ефективність пружинно-гідравлічного гальма / В. Ф. Семенюк, А. Н. Вудвуд // Підйомно-транспортна техніка. - 2019. - № 1 (60). - С. 16-25.

2. Vudvud Aleksandr N. Spring-Hydraulic Brake Effectiveness When Overhead Crane Braking. // Eastern European Scientific Journal (Gesellschaftswissenschaften): Düsseldorf (Germany): Auris Verlag, 2019, 2 - pp. 81-86

3. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев и др.; под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985.– 312 с.

4. Шевченко С. И. Методика расчета тормозных устройств с самоусилением / С. И. Шевченко. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2003. – С. 148–152.

5. Ewald J. Design of the Self energising Electro- Hydraulic Brake (SEHB) / J. Ewald, M. Liermann, H. Murrenhoff. // Ölhydraulik und Pneumatik. – 2009. – №5. – С. 1–18.

6. Степанов А. Г. Математическое моделирование динамических процессов дискового тормоза шахтных подъемных

машин / А. Г. Степанов // Журнал «Горное оборудование и электромеханика». - Вып. №6, 2010. - С. 1-23.

7. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник. Библиотека конструктора / В. К. Свешников. - 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.: ил.

HYDRAULIC RESISTANCE INFLUENCE ON THE SPRING-HYDRAULIC SHOCK ABSORBER EFFICIENCY

Semenyuk V. F., Vudvud O. M.
Odessa National Polytechnic University

Abstract. This research deals with the way of spring-hydraulic brake controlling through hydraulic resistance creating. Substantiated is the controlling hydraulic drive use expediency. With this approach, the brake's hydraulic drive performs not only the locking function preventing the spring from breaking loose at full stop of the crane, but also power loading one as it creates the braking force totally or partially when engaged together with the spring.

The spring-hydraulic brake's hydraulic part resistance consists of the resistance at pipeline (on straight sections and local resistances) and this one at hydraulic equipment. A right selection of hydraulic equipment allows the hydraulic resistance value control therefore controlling the spring-hydraulic brake braking force. The hydraulic resistance value is directly related to the hydraulic losses value.

Using the hydraulic resistance value and its change nature investigated is the process of crane braking with a spring-hydraulic shock absorber only at the hydraulic resistance expense. Braking started, the braking force slightly increases up to a value of 10000 N due to the hydraulic valve opening, after that there is a smooth increase in force (equipment reaching the control function operating value) and then up to the braking process end the braking force holds a constant value.

It is established that at the hydraulic resistance and the spring combined action it is possible to significantly reduce the spring stiffness from 7000-9000 N/m to 3000-5000 N/m, that in turn reduces the brake overall dimensions, also allowing the braking force change magnitude and law. This combination reduces dynamic loads in both actuator and metal structure of the braking crane for 30-40% compared to the normally closed drum brake. Elaborated are the recommendations concerning on the choice of spring type and the spring-hydraulic brake's hydraulic resistance value.

Keywords. bridge crane, spring-hydraulic brake, hydraulic resistance, dynamic load.

УДК 621.8: 621.825
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.03

[1]Малащенко В. О., [2]Стрілець В. М., [2]Андрушков В. І., [2]Стрілець О. Р., [2]Шаран А. С.
[1]Національний університет «Львівська політехніка»
[2]Національний університет водного господарства та природокористування

БУДОВА, ПРИНЦИП РОБОТИ ТА РОЗРАХУНКИ МУФТИ ФЛАНЦЕВО-ПАЛЬЦЕВОЇ ПРУЖНОЇ

Анотація. *Розглянута будова муфти фланцево-пальцевої пружної, яка містить дві ідентичні півмуфти, у вигляді маточини на торці з фланцем-багатогранником, наприклад, рівностороннім трикутником, квадратом або правильним шестикутником з запресованими пальцями в отвори, які лежать на бісектрисах кутів на однаковій відстані від осі обертання, а вздовж плоских граней виконані наскрізні прорізи, над якими лежать пружні ділянки. Описана технологія з'єднання валів і принцип роботи такої муфти. Розроблена методика розрахунку пружної ділянки муфти при передаванні нею обертального моменту.*

Ключові слова: *муфта, фланець, пружна ділянка, правильний багатогранник, проріз, обертальний момент, згинальний момент, деформація.*

Постановка проблеми. В сучасному машинобудуванні для з'єднання валів вантажопідйомних, транспортуючих, транспортних та інших машин і обладнання широко використовуються різноманітні муфти. Вони є достатньо відповідальними механічними пристроями, що часто визначають надійність і довговічність всієї машини. При передаванні руху та обертальних моментів від одного вала до другого муфти, крім з'єднання валів, виконують ще багато відповідальних функцій, на деякі з них ми звертаємо увагу, а саме: компенсацію шкідливого впливу зміщення осей валів, що виникають унаслідок неточностей виготовлення, монтажу та умов експлуатації; амортизацію вібрацій і динамічних навантажень та інші. Такі різноманітні вимоги сприяли появі великої кількості муфт [1; 2]. У даній статті ставиться проблема удосконалення некерованих фланцевих муфт з метою виконання ними вказаних вище функцій, тобто компенсацію зміщення осей валів і амортизацію вібрацій і динамічних навантажень. Спроба удосконалити фланцеву муфту в [3] не досягла повного результату, із-за жорсткого контакту пальців однієї півмуфти з плоскою ділянкою

грані другої півмуфти обертальний момент передається миттєво, а крім того, із-за зазорів між пальцями і плоскими ділянками граней виникають удари, у випадку футерованих контактів, наприклад, гумою, із-за контактної деформації, що виникає між пальцями і плоскими ділянками граней футеровка має малу довговічність. Тому пропонується нова муфта фланцево-пальцева пружна, розроблена на рівні заявок на патенти на корисні моделі [4-7], які усувають вказані недоліки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Муфтам механічних приводів машин і пристроїв, які згідно ДСТУ 2278:1993 поділені на чотири класи, присвячена велика кількість робіт, з яких тут розглянуті [8–18].

В [8] описана будова та принцип передавання обертального моменту пружними муфтами з радіальними підковоподібними пружинами, з защемленими кінцями та досліджений їх напружений стан.

В [9] наведені нові способи передавання обертального моменту інерційними муфтами. Описані конструкції інерційних муфт для реалізації нових способів передавання обертального моменту.

В [10] описано будову та принцип роботи автоматичних інерційно-фрикційних муфт зчеплення. Запропоновано методику проектування таких муфт з урахуванням особливостей процесу керування без відповідного механізму.

В [11] наведено конструкції та принцип роботи самокерованих інерційно-фрикційних муфт з проведенням попереднього аналізу умов і необхідних параметрів для надійного їх вмикання та вимикання під час різних режимів роботи.

В [12] описано будову та принцип роботи інерційно-фрикційних муфт без веденої напівмуфти з різноманітними пружними елементами. Обґрунтовано можливості отримання бажаної нелінійності їх пружної характеристики.

В [13] наведені нові способи передавання обертального моменту інерційно-вакуумними муфтами за рахунок інертності мас їх елементів та з’єднання валів способом адгезії півмуфт. Описані конструкції таких муфт для реалізації цих способів та особливості динамічних характеристик в різних формах їх виконання.

В [14] описана конструкція інерційно-вакуумних муфт і передача ними обертальних моментів у механічних приводах машин. Приведені варіанти конструкції ведучої півмуфти, яка виконана у вигляді еластичної присоски. Звернута увага на особливості та властивості присосок від яких залежить нелінійність їх жорсткості.

В [15] приведена будова та принцип передавання обертального моменту пружними муфтами з підковоподібними пружинами з защемленими кінцями, розміщеними вздовж осі валів, та досліджений їх напружений стан.

В [16] описана конструкція та принцип передавання обертального моменту інерційно-відцентровою пружною муфтою, визначені маси інертності її елементів для створення поперечних та поздовжніх сил на канати і моменту їх закручування.

В [17] розглянуто будову запобіжної пружної муфти, яка містить внутрішню і зовнішню півмуфти, з’єднані між собою зіркоподібною пружиною з виступами параболічної форми. Описано принцип її роботи, отримано аналітичні вирази, які дозволяють робити висновки про робото здатність таких муфт.

В [18] описана конструкція та принцип передавання обертального моменту втулковою пружною муфтою де втулка виконана профільною, наприклад, квадратною з підковоподібними вершинами і з такими профільними ділянками виконані вали, що з’єднуються. Приведені аналітичні залежності її розмірів від обертального моменту, що передається.

Із аналізу останніх публікацій видно, що науковці та проектувальники і конструктори продовжують шукати шляхи покращення конструкцій і принципу роботи муфт, але фланцевим муфтам приділено мало уваги.

Метою роботи є опис будови, принципу роботи та розрахунків нових фланцево-пальцевих пружних муфт та зробити висновки про можливість і доцільність застосування їх у вантажопідйомній, транспортуючій, транспортній та іншій техніці.

Виклад основного матеріалу. Розглядаються муфти фланцево-пальцеві пружні, які складаються з двох півмуфт, ведучої 1 і веденої 2 та пальців 3, як показано на рис. 1. Півмуфти 1 і 2 виконані у вигляді маточин 4 і фланців 5 у вигляді, наприклад, рівностороннього трикутника, а може мати форму квадрата, правильного шестикутника і таке інше. На торцевих поверхнях фланців 5 на бісектрисах кутів вершин рівностороннього трикутника виконані отвори рівновіддалені від осі обертання муфти в які запресовані пальці 3. Крім того, зі сторони торцевих поверхонь фланців 5, симетрично відносно згаданих бісектрис, паралельно плоским граням виконані наскрізні прорізи 6 на відстані δ від точки контакту з пальцем шириною b і довжиною l.

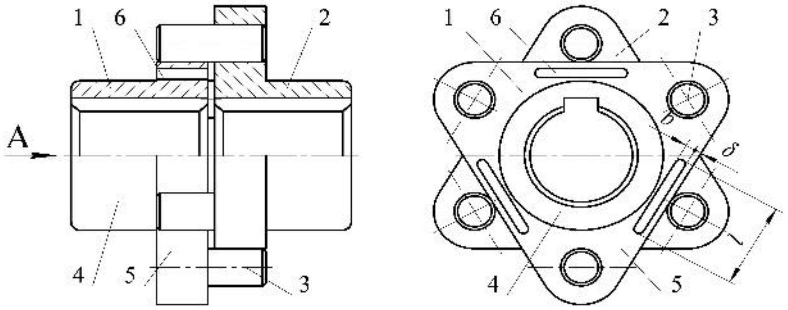


Рисунок 1 – Муфта фланцево-пальцева пружна

При збиранні муфти до півмуфти 1, з запресованими пальцями 3 у фланець 5 приєднують таку ж півмуфту 2, повернувши її на 60° відносно півмуфти 1, і встановлюють без зазорів так, що пальці 3 контактують з плоскими гранями над наскрізними прорізами 6. Передача обертального моменту від півмуфти 1 до півмуфти 2 виконується через пальці 3. При виникненні динамічних обертальних моментів плоскі ділянки граней над наскрізними прорізами 6 прогинаються. За рахунок деформації плоских ділянок граней над наскрізними прорізами 6 обертальний момент передається м'якіше і гасяться радіальні коливання, які виникають із-за незначного неспівпадання збігання осей валів при їх з'єднанні.

Розглядається напружений стан пружної ділянки, як балки з защемленими кінцями. На рис. 2 показані схеми пружної ділянки: конструктивна на рис.2, *а,* а розрахункова - на рис. 2, *б*.

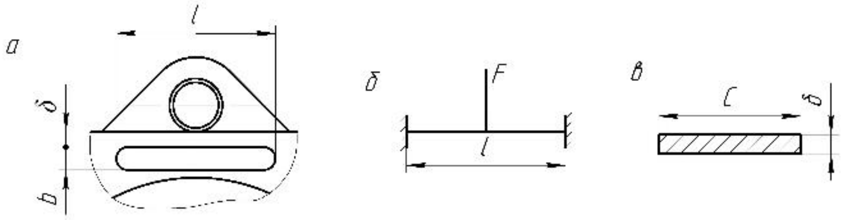


Рисунок 2 – Схеми пружної ділянки: *а* - конструктивна;
б – розрахункова; *в* – поперечний переріз пружної ділянки

При вирішенні поставленої задачі прийняті наступні допущення: деформуються тільки пружні ділянки, так як розміри їх поперечного перетину найменші; навантаження F прикладене до середини пружних ділянок і рівне

$$F = \frac{2Tk_p}{zDf}, \qquad (1)$$

де T – номінальний обертальний момент, який передається муфтою; $k_p = 1,0...4,0$ – коефіцієнт режиму роботи машини; D – діаметр кола точок контакту пальців з гранями; z – число пальців контактуючих з гранями; f – коефіцієнт тертя в зоні контакту палець-грань.

Пружна балка з защемленими кінцями тричі статично не визначена. Лишні зв'язки заміняємо реакціями: X_1, X_2, і X_3. Для розв'язання задачі для такої балки складаємо еквівалентну та основну системи (рис. 3) і використовуємо методику запропоновану у [19].

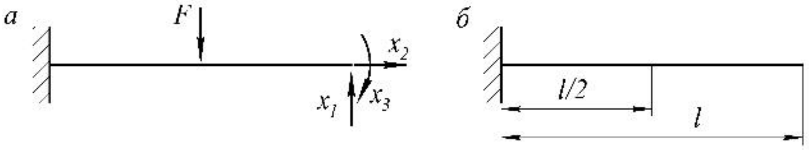


Рисунок 3 – Системи пружної ділянки грані муфти:
а – еквівалентна; *б* – основна

Невідомі реакції визначаємо із умови рівності нулю деформацій, що виникають за їхніми напрямками. Тоді канонічні рівняння методу сил матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}
\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \Delta_{1F} = 0\,;\\
\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \Delta_{2F} = 0\,;\\
\delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \Delta_{3F} = 0\,,
\end{aligned} \qquad (2)$$

де δ_{ij},– деформації, відповідно за напрямками x_1, x_2 і x_3, викликані відповідно силами $X_1=1$, $X_2=1$ *і* $X_3=1$. Деформації δ_{11}, δ_{12}, δ_{13}, δ_{21}, δ_{22}, δ_{23}, δ_{31}, δ_{32}, δ_{33}, δ_{1F}, δ_{2F} і δ_{3F} визначаються за допомогою інтегралів Мора, із наступних виразів:

$$\delta_{11} = \sum\int_0^S \frac{M_1^2 ds}{EJ}\,; \quad \delta_{22} = \sum\int_0^S \frac{M_2^2 ds}{EJ}\,; \quad \delta_{33} = \sum\int_0^S \frac{M_3^2 ds}{EJ}\,;$$

$$\delta_{12} = \sum\int_0^S \frac{M_1 M_2 ds}{EJ}\,; \; \delta_{13} = \sum\int_0^S \frac{M_1 M_3 ds}{EJ}\,; \; \delta_{21} = \sum\int_0^S \frac{M_2 M_1 ds}{EJ}\,;$$

$$\delta_{23} = \sum\int_0^S \frac{M_2 M_3 ds}{EJ}\,; \delta_{31} = \sum\int_0^S \frac{M_3 M_1 ds}{EJ}\,; \delta_{32} = \sum\int_0^S \frac{M_3 M_2 ds}{EJ}\,; \qquad (3)$$

$$\Delta_{1F} = \sum\int_0^S \frac{M_1 M_F ds}{EJ}\,; \; \Delta_{2F} = \sum\int_0^S \frac{M_2 M_F ds}{EJ}\,; \Delta_{3F} = \sum\int_0^S \frac{M_3 M_F ds}{EJ}\,,$$

де E – модуль пружності першого роду для матеріалу пружної ділянки фланця муфти; $J = c\,\delta^3 / 12$ – осьовий момент інерції перетину, δ – товщина, а c - ширина пружної ділянки фланця; M_1, M_2, M_3 і M_F – згинаючі моменти, відповідно, від сил X_1, X_2, X_3 і F.

Використовуючи схему (рис. 3, *б*) і значення X_1=1, X_2=1, X_3=1 і F отримаємо для визначення згинаючих моментів у защемленні наступні аналітичні вирази:

$$M_1 = 0{,}5l\,;\; M_2 = 0\,;\; M_3 = 1 \text{ і } M_F = 0{,}5Fl\,. \tag{4}$$

Далі використовуємо (4) і рис. 3, *б* будуємо епюри M_1, M_2, M_3 і M_F згинаючих моментів, відповідно від сил X_1, X_2, X_3 і F, показаних на рис. 4.

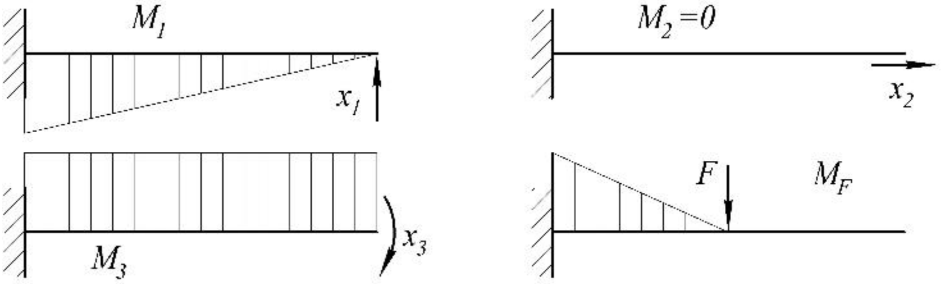


Рисунок 4 - Епюри згинаючих моментів M_1, M_2, M_3 і M_F, відповідно від сил X_1, X_2, X_3 і F

Після визначення згинаючих моментів M_1, M_2, M_3 і M_F, відповідно, від сил X_1, X_2, X_3 і F та аналізу виразів (3), маємо: δ_{12},= δ_{21}, = δ_{22} = δ_{23} = δ_{32} = δ_{2F} = 0 і тоді канонічні рівняння (2) приймають вигляд:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{13}X_3 + \Delta_{1F} = 0\,;$$
$$\delta_{31}X_1 + \delta_{33}X_3 + \Delta_{3F} = 0\,. \tag{5}$$

Використовуючи епюри згинаючих моментів (див. рис. 4) і інтеграли Мора (3), методом Сімпсона або Верещагіна отримаємо такі значення для деформацій:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ}\cdot\frac{l^3}{3}\,;\; \delta_{13} = \delta_{31} = -\frac{1}{EJ}\cdot\frac{l^2}{2}\,;\; \delta_{33} = \frac{1}{EJ}\cdot l\,;$$
$$\Delta_{1F} = -\frac{1}{EJ}\cdot\frac{5Fl^3}{48}\,;\; \Delta_{3F} = -\frac{1}{EJ}\cdot\frac{Fl^2}{8}\,. \tag{6}$$

Розв’язком системи канонічних однорідних рівнянь (5), за допомогою, наприклад, визначників (формул Крамера і правилом Саррюса) [20], находимо невідомі X₁ і X_3, маємо:

$$X_1 = \frac{\Delta_{3F}\delta_{13} - \Delta_{1F}\delta_{33}}{\delta_{11}\delta_{33} - \delta_{13}\delta_{31}} = \frac{F}{2}\,;\; X_3 = \frac{\Delta_{1F}\delta_{31} - \Delta_{3F}\delta_{11}}{\delta_{11}\delta_{33} - \delta_{13}\delta_{31}} = \frac{Fl}{8}\,. \tag{7}$$

Сумарний згинаючий момент в точці дії сили F для балки з защемленими кінцями буде:

$$M_{F\Sigma} = M_F + X_1 M_1 + X_3 M_3 = \frac{Fl}{8}. \tag{8}$$

На рис. 5 показана епюра загального згинаючого моменту від дії сили *F, у* балці з защемленими кінцями

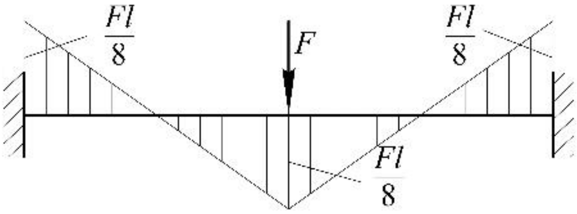


Рисунок 5 - Епюра загального згинаючого моменту від дії сили *F*

Для визначення величини деформації δ_F для балки з защемленими кінцями використаємо інтеграл Мора. У напрямку деформації прикладаємо одиничну силу ($X = 1$) і від неї будуємо епюру моменту згину $M_4 = l/8$, показану на рис. 6.

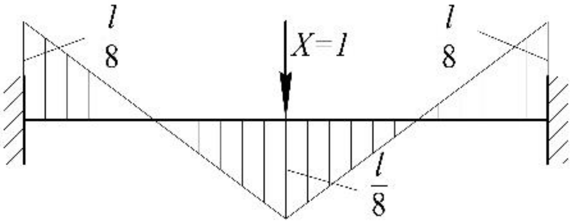


Рисунок 6 - Епюра згинаючого моменту M_4 відповідно від сили F=1 в напрямку сили *F*

Далі використовуємо значення моментів $M_{F\Sigma}$ і M_4, за допомогою методу Сімпсона отримуємо:

$$\delta_F = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^3}{192} \tag{9}$$

Характер деформації пружної ділянки, як балки з защемленими кінцями, показаний на рис. 7.

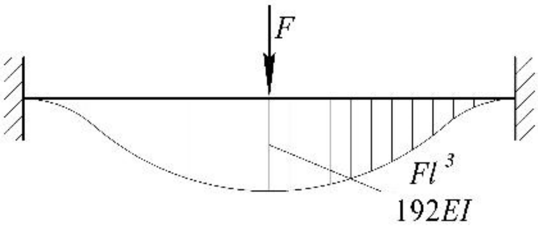


Рисунок 7 - Характер деформації пружної ділянки муфти

За допомогою виразів (8) і (9) можна визначити величини згинаючого моменту і деформації пружної ділянки грані муфти та відомими методами оцінити її міцність.

Такі муфти поліпшують експлуатаційні показники механічних приводів машин – м'якіше передають динамічний обертальний момент, компенсують неспіввісності і покращують технологічність з'єднання валів.

Висновки:

1. Обґрунтована конструкція та принцип роботи нової муфти фланцево-пальцевої пружної зі збільшенням експлуатаційних функцій;

2. Запропоновані узагальнені аналітичні вирази для розрахунків пружної ділянки нової муфти фланцево-пальцевої пружної;

3. Розглянута нова муфта є простою за конструкцією, компенсує шкідливий вплив зміщення осей валів, що виникають внаслідок неточностей виготовлення, монтажу та умов експлуатації, амортизує вібрації і динамічні навантаження, має простішу технологію з'єднання валів та може бути застосована у механічних приводах різноманітних машин.

Список використаної літератури

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: навчальний посібник. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. - 196 с.

2. Малащенко В. О., Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Федорук В.А. Нові муфти механічних приводів машин. Монографія. Рівне : НУВГП, 2019. - 198 с.

3. Муфта: пат. 129902 Україна: МПК F16D 3/00. u №2017 02003; заявл. 02.03.17; опубл. 26.11.18, Бюл. № 22. - 2 с.

4. Муфта фланцево-пальцева пружна: заявка u 2019 01624 на патент України на корисну модель. МПК F 16 D 3/00: заявлено 18.02.2019.

5. Муфта фланцево-пальцева пружна: заявка u 2019 01713 на патент України на корисну модель. МПК F 16 D 3/00: заявлено 19.02.2019.

6. Муфта фланцево-пальцева пружна: заявка u 2019 02227 на патент України на корисну модель. МПК F 16 D 3/00: заявлено 05.03.2019.

7. Муфта фланцево-пальцева пружна: заявка u 2019 02235 на патент України на корисну модель. МПК F 16 D 3/00: заявлено 05.03.2019.

8. Стрілець В.М., Федорук В.А., Стрілець О.Р., Герасимчук А.Л. Муфти з підковоподібними радіальними пружинами та їх розрахунки.

Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. Серія «Технічні науки». Рівне: НУВГП, 2011. Вип. 3 (55). - С. 93 – 108.

9. Малащенко В.О.,Федорук В.А., Стрілець В.М. Новий напрямок в конструюванні муфт – інерційно-фрикційні муфти. Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. Серія «Технічні науки». Рівне: НУВГП, 2011. Вип. 4 (56). - С.106–118.

10. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Автоматичні інерційно-фрикційні муфти зчеплення транспортних засобів та принципи передавання енергії. Науковий вісник Херсонської державної морської академії. Херсон: ХДМА, 2012. №1(6). - С.274–284.

11. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Принцип передавання енергії двигунів інерційно-фрикційними муфтами та їх аналіз Науковий вісник Херсонської державної морської академії. Херсон: ХДМУ, 2012. № 2 (7). - С. 176–182.

12. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Інерційно-фрикційні муфти без веденої напівмуфти, їх принцип роботи та деякі динамічні характеристик. Журнал « Підйомно-транспортна техніка». Одеса,: ОНПУ, 2013. № 1. - С.76–85.

13. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Принцип передачі енергії двигунів автоматичними інерційно-вакуумними муфтами та їх динамічні характеристики. Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. Серія «Технічні науки». Рівне: НУВГП, 2013. Вип. 3 (63). - С. 250–263.

14. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Передавання енергії та динамічні характеристики приводів з автоматичними інерційно-вакуумними муфтами. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ», 2013. №41(1014). - С.65–73.

15. Стрілець В.М., Федорук В.А.,Стрілець О.Р.,Ковальчук Р. В. Будова, принцип роботи та розрахунки інерційно-відцентрової пружної муфти Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2013. Вип. 6. - С. 22–28.

16. Стрілець В.М., Стрілець О.Р. Завальський В.В. Напружений стан підковоподібних пружин з защемленими кінцями у пружних муфтах. Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2014. Вип. 6. - С. 12–17.

17. Стрілець В.М., Лисанець О.В., Стрілець О.Р. Обґрунтування кінематико-силових параметрів зіркоподібної пружини запобіжної пружної муфти. Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. Полтава: ПНТУ, 2015. Вип. 3(45). - С. 40–46.

18. Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Брошук Ю.М. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів втулкових пружних муфт Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2016. Вип. 5. - С. 18–23.

19. Ржаницын А.Р. Строительная механика: Учебное пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1982. 400 с.

20.Смирнов В.И. Курс высшей математики. М.: Наука, 1974. Том 3. Часть 1. - 323 с.

THE STRUCTURE, PRINCIPLE OF OPERATION AND CALCULATION OF THE FLANGE-PIN ELASTIC COUPLING

[1]Malashchenko V. O., [2]Strilets V. M., [2]Andrushkov V. I., [2] Strilets O. R., [2]Sharan A. S.

[1] Lviv National Polytechnic University

[2] National University of Water And Environmental Engineering

Annotation. The structure of the flange-pin elastic coupling has been considered, which consists of two identical half-muffs, in the form of a hub with a flange-polyhedron on the end, for example, an equilateral triangle, a square, or a regular hexagon with pins pressed in the holes lying on the bisector of the angles at the same distance from the axis of rotation. Along the flat faces the through slots are made with elastic areas over them. The technology of joining the shafts and the principle of the operation of such coupling have been described. The method of calculating the elastic area of the coupling during the transmission of the torque has been developed. The elastic area has been considered as a beam with pinched ends. In solving the problem, the following assumptions has been taken: only the elastic areas are being deformed, since the dimensions of their cross-section are minimal, and the load from the torque applied to the middle of three or more elastic regions is distributed evenly. Using the method of solving statically indefinable problems of material resistance or building mechanics, analytical expressions have been obtained for determining the maximum bending moment and deformation. With the help of the obtained analytical expressions it is possible to determine the values of the maximum bending moment and the deformation of the elastic area of the coupling face and to evaluate its durability and performance by known methods.

Such couplings improve the performance of mechanical drives of machines - softly transmit dynamic torque, compensate for inconsistencies and improve the manufacturability of jointing shafts.

Keywords: coupling, flange, elastic area, regular polyhedron, slot, torque, bending moment, deformation.

УДК 621.87
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.04

Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Кадикало І. О.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОБГРУНТУВАННЯ КРАЙОВИХ УМОВ РУХУ В ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМУ ПОВОРОТУ СТРІЛОВОГО КРАНА

Анотація. *В даній статті наведено один із способів вирішення проблеми з усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі під час роботи механізму повороту стрілового крана та мінімізації динамічних навантажень. Розв'язок задачі полягає в оптимізації перехідних режимів пуску механізму повороту стрілового крана. Оптимізацію проведено за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводному механізмі. Для рішення цієї задачі використовувались методи варіаційного числення. Критерій оптимізації представлений у вигляді інтегрального функціоналу, що відображає небажані властивості системи динамічні навантаження в приводному механізмі, тому його значення зводилось до мінімуму. Розв'язок варіаційної задачі отриманий у вигляді функціональних залежностей режиму руху окремих ланок механізму повороту баштового крана, який представлений у графічному вигляді.*

Отриманий оптимальний режим руху механізму повороту крана дозволяє усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі під час роботи механізму повороту, а також зменшити динамічні навантаження в приводі та металоконструкції крана. При розв'язанні оптимізаційної варіаційної задачі руху механізма повороту крана обґрунтовано крайові умови руху, які до мінімуму зводять динамічні навантаження в приводному механізмі. Використання оптимальних законів руху дає можливість значно підвищити надійність та продуктивність роботи крана і зменшити аварійні ситуації під час виконання розвантажувально-навантажувальних операцій. Реалізація отриманих оптимальних режимів руху здійснюється за допомогою мехатронних пристроїв системи керування приводним механізмом.

Отримані у даному дослідженні результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів повороту кранів з вантажем на гнучкому підвісі як на стадіях їх проектування / конструювання, так і в умовах реальної експлуатації.

Ключові слова: *стріловий кран, механізм повороту, вантаж, динамічні навантаження, мінімізація, оптимізація, коливання,*

пружний момент, зміна швидкості, крайові умови.

Постановка проблеми. Під час виконання навантажувально-розвантажувальних робіт в елементах вантажопідйомних кранів, зокрема баштових, виникають значні навантаження, які приводять до зношування та руйнування деталей і конструкції в цілому [1-4]. Особливо небезпечними є динамічні навантаження, які змінюються в часі і приводять до виникнення коливань в елементах конструкції та окремих механізмів вантажопідйомних кранів. Одним із шляхів зменшення цих навантажень є вибір режимів руху приводних механізмів, які усувають небажані явища в конструкції крана в цілому та його окремих елементах [5-7]. При роботі механізма повороту баштового крана мають місце значні розгойдування вантажу та коливань елементів конструкції [8,9,11]. Ці коливання приводять до нерівномірності руху частин приводу механізма повороту та конструкції крана і, як наслідок, зменшують продуктивність та надійність роботи крана, а також приводять до незручностей при експлуатації та збільшують імовірність виникнення аварійних ситуацій.

Покращити умови роботи механізма повороту і крана в цілому можна за рахунок оптимізації режимів руху на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування).

Аналіз публікацій по темі досліджень. З аналізу досліджень по усуненню коливань вантажу на гнучкому підвісі та зменшення динамічних навантажень в елементах механізмів та конструкцій вантажопідйомних кранів встановлено, що більшість досліджень, присвячених даній проблемі, ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів таких як принцип максимуму, варіаційне числення та динамічне програмування [12-18]. В більшості цих досліджень за параметр керування обирали силову дію на приводні механізми [7,12]. Встановлено, що оптимізації режимів руху механізмом повороту баштових кранів приділено незначну увагу. Разом з тим, при роботі механізма повороту мають місце значні коливання вантажу на гнучкому підвісі і достатньо великі динамічні навантаження в елементах приводу та конструкції крана [9]. Тому питання оптимізації режиму повороту баштового крана є актуальним. Це можна здійснити за допомогою методів варіаційного числення, як це показано в роботах [6,13-22]. Такі методи забезпечують певну зміну кінематичних характеристик механізма повороту і зводять коливання вантажу на гнучкому підвісі до мінімуму. Разом з тим, виникає задача вибору крайових умов руху механізма повороту, при яких критерій оптимізації досягає глобального мінімуму.

Мета данного дослідження

Мета роботи полягає в обґрунтуванні крайових умов руху в задачі оптимізації режиму повороту стрілового крана. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) побудувати математичну модель механізма повороту стрілового крана [9]; 2) обрати критерій оптимізації режиму повороту крана та встановити умови його мінімуму, зокрема крайові умови; 3) визначити оптимальний режим руху механізма повороту; 4) провести аналіз отриманих результатів.

Виклад основного матеріалу.

При побудові динамічної моделі (рисунок 1) вважаємо, що усі елементи механізма повороту тверді тіла, окрім елементів передавального механізма привода, а вантажний канат представляється гнучкою нерозтяжною ниткою. При цьому нехтуємо радіальними відхиленнями каната від вертикалі, викликаними відцентровими силами, а враховуємо лише відхилення в дотичному напрямку руху вантажу по колу.

Динамічна модель механізма повороту стрілового крана прийнята аналогічною з попередніми задачами [9].

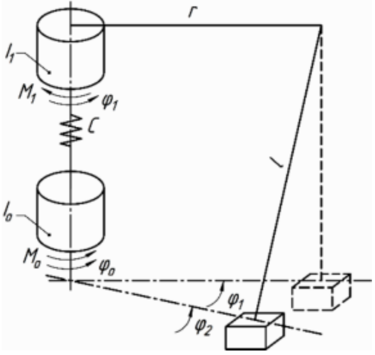


Рисунок.1. – Динамічна модель механізма повороту

За узагальнені координати динамічної моделі прийняті кутові координати повороту зведеної до осі поворота крана маси елементів приводу φ_o, поворотної башти зі стрілою відносно власної осі обертання φ_1 та вантажу φ_2.

Рівняння руху, що відповідають цій моделі, мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} I_o\ddot{\varphi}_o = M_o - C\cdot(\varphi_o - \varphi_1); \\ I_1\ddot{\varphi}_1 = C\cdot(\varphi_o - \varphi_1) - mr^2\frac{g}{l}\cdot(\varphi_1 - \varphi_2) - M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{g}{l}\cdot(\varphi_1 - \varphi_2), \end{cases} \tag{1}$$

де m – маса вантажу; I_o – момент інерції приводного механізма, зведений до осі повороту крана; I_1– момент інерції поворотної частини крана; M_o – рушійний момент двигуна, зведений до осі повороту крана; M_1 – момент опору в поворотній частині крана; C – коефіцієнт жорсткості приводного механізма, зведений до вісі повороту крана; r – довжина стріли; l– довжина гнучкого підвісу вантажу; g=9,81$м/c^2$ – прискорення вільного падіння.

З останнього рівняння системи (1) маємо:

$$\varphi_1=\varphi_2+\frac{l}{g}\ddot{\varphi}_2;\dot{\varphi}_1=\dot{\varphi}_2+\frac{l}{g}\dddot{\varphi}_2;\ddot{\varphi}_1=\ddot{\varphi}_2+\frac{l}{g}\cdot\overset{IV}{\varphi}_2. \tag{2}$$

За критерій оптимізації режиму повороту стрілового крана оберемо середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в приводному механізмі. Для визначення цього критерію спочатку з другого рівняння системи (1) визначимо величину пружного моменту в приводному механізмі

$$M_{o1}=C\cdot\left(\varphi_o-\varphi_1\right)=I_1\ddot{\varphi}_1+mr^2\cdot\ddot{\varphi}_2+M_1. \tag{3}$$

Залежність (3) зведемо лише до узагальненої координати φ_2 та її похідних за часом. Для цього скористаємось останньою залежністю системи (2), в результаті чого отримаємо

$$M_{o1}=I_1\cdot\frac{l}{g}\cdot\overset{IV}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_2+M_1. \tag{4}$$

Взявши похідні за часом від виразу (4), знайдемо швидкість зміни пружного моменту в приводному механізмі

$$\dot{M}_{o1}=I_1\cdot\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2. \tag{5}$$

Тоді критерій оптимізації режиму повороту крана матиме вигляд

$$\dot{M}_{o1ск}=\left[\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\dot{M}_{o1}^2dt\right]^{1/2}\to\min, \tag{6}$$

де t – час; t_1 – тривалість перехідного процесу (пуску, гальмування).

Зробимо заміну

$$f=\dot{M}_{o1}^2=\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2\right]^2. \tag{7}$$

Умовою мінімуму критерію (6) з урахуванням виразу(7) є рівняння Пуассона

$$\sum_{i=3}^{5}(-1)^i\frac{d^i}{dt^i}\frac{df}{d\varphi_2^{(i)}}=0. \qquad (8)$$

Візьмемо похідні від виразу (7) відповідно до рівняння (8)

$$\frac{df}{d\ddot{\varphi}_2}=2\cdot\left(I_1+mr^2\right)\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_2\right];$$

$$\frac{df}{d\overset{IV}{\varphi}_2}=0;$$

$$\frac{df}{d\overset{V}{\varphi}_2}=2\cdot I_1\cdot\frac{l}{g}\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_2\right];$$

$$\frac{d^3}{dt^3}\frac{df}{d\ddot{\varphi}_2}=2\cdot\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\overset{VI}{\varphi}_2\right]\cdot\left(I_1+mr^2\right);$$

$$\frac{d^5}{dt^5}\frac{df}{d\overset{V}{\varphi}_2}=2\cdot I_1\frac{l}{g}\cdot\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{X}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2\right]. \qquad (9)$$

Після підстановки виразів (9) в рівняння (8) будемо мати

$$\left(I_1\frac{l}{g}\right)^2\cdot\overset{X}{\varphi}_2+2\cdot I_1\frac{l}{g}\left(I_1+mr^2\right)\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)^2\cdot\overset{VI}{\varphi}_2=0. \qquad (10)$$

Розділяємо всі члени рівняння (10) на коефіцієнт біля найстаршої похідної і зробимо заміну

$$k=\sqrt{\left(1+\frac{mr^2}{I_1}\right)\frac{g}{l}}, \qquad (11)$$

в результаті чого отримаємо наступне рівняння

$$\overset{X}{\varphi}_2+2\cdot k^2\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2+k^4\cdot\overset{VI}{\varphi}_2=0. \qquad (12)$$

Тут k – частота власних коливань системи.

Для розв’язку диференціального рівняння (12) складемо характеристичне рівняння

$$r^{10}+2\cdot k^2\cdot r^8+k^4\cdot r^6=0. \qquad (13)$$

З рівняння (13) маємо:

$$r^6=0\to r_1=r_2=r_3=r_4=r_5=r_6=0; \qquad (14)$$

$$r^4+2\cdot k^2\cdot r^2+k^4=0. \qquad (15)$$

В рівнянні (15) зробимо заміну $r^2=p$.

Тоді отримаємо квадратне рівняння

$$p^2+2\cdot k^2\cdot p+k^4=0,$$

розв'язок якого дає:

$$p_1=r_{7,8}=\sqrt{-k^2}=\pm ki\,; \qquad (16)$$

$$p_2=r_{9,10}=\sqrt{-k^2}=\pm ki. \qquad (17)$$

Відповідно до розв'язків (14), (16) і (17) характеристичного рівняння (13) розв'язок диференціального рівняння (12) має вигляд

$$\varphi_2=C_1+C_2t+C_3t^2+C_4t^3+C_5t^4+C_6t^5+\left(C_7+C_8t\right)\cdot\sin kt+\left(C_9+C_{10}t\right)\cdot\cos kt, \; (18)$$

де $C_1,C_2,...,C_{10}$ – постійні, які визначаються з крайових умов руху. Для процесу пуску механізма повороту стрілового крана маємо такі крайові умови:

$$\begin{cases} t=0:\;\; \varphi_2=\varphi_1=0;\;\; \dot{\varphi}_2=\dot{\varphi}_1=0; \\ t=t_1:\;\; \varphi_2=\varphi_1;\;\; \dot{\varphi}_2=\dot{\varphi}_1=\omega_y, \end{cases} \qquad (19)$$

де ω_y – усталена швидкість повороту крана.

Виразимо крайові умови φ_1 та $\dot{\varphi}_1$ через координату φ_2 та її похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями (2), які дають:

$$\begin{cases} t=0:\; \varphi_2=0,\; \dot{\varphi}_2=0,\; \ddot{\varphi}_2=0,\; \dddot{\varphi}_2=0; \\ t=t_1:\; \dot{\varphi}_2=\omega_y,\; \ddot{\varphi}_2=0,\; \dddot{\varphi}_2=0. \end{cases} \qquad (20)$$

Розв'язок рівняння (18) містить десять довільних постійних $C_i\left(i=1,2,...,10\right)$ і для їхнього визначення заданих крайових умов (20) недостатньо. Тому відповідно вищенаведеному, знаходимо варіацію функціонала (6) з урахуванням (7)

$$\delta\dot{M}_{o1ск}\left[\varphi_2\right]=\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2\right]\delta\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2\right]dt=$$

$$=\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\left\{I_1\frac{l}{g}\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2\right]\delta\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2+\left(I_1+mr^2\right)\right]\delta\dddot{\varphi}_2\right\}dt=$$

$$=\frac{1}{t_1}\left(I_1\frac{l}{g}\right)^2\int_0^{t_1}\left\{\left[\overset{V}{\varphi}_2+\frac{I_1+mr^2}{I_1l/g}\dddot{\varphi}_2\right]\delta\overset{V}{\varphi}_2+\frac{I_1+mr^2}{I_1l/g}\left[\overset{V}{\varphi}_2+\frac{I_1+mr^2}{I_1l/g}\dddot{\varphi}_2\right]\delta\dddot{\varphi}_2\right\}dt=$$

$$=\frac{1}{t_1}\left(I_1\frac{l}{g}\right)^2\left\{\int_0^{t_1}\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{V}{\varphi}_2\,dt+\int_0^{t_1}k^2\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2dt\right\}. \qquad (21)$$

Проінтегруємо по частинах кожний з інтегралів, що входять у вираз (21)

$$A_1=\int_0^{t_1}\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{V}{\varphi}_2\,dt=\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2\Bigg|_0^{t_1}-\int_0^{t_1}\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2\,dt=$$

$$=\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2\right]\Bigg|_0^{t_1}+\int_0^{t_1}\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2\,dt=$$

$$=\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2+\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2\right]\Bigg|_0^{t_1}-\int_0^{t_1}\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2\,dt=$$

$$=\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2+\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2-\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{VI}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2\right]\Bigg|_0^{t_1}+\int_0^{t_1}\left(\overset{VIII}{\varphi}_2+k^2\overset{VI}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2\,dt=$$

$$=\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2+\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2-\left(\overset{VIII}{\varphi}_2+k^2\overset{VI}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2+\left(\overset{IX}{\varphi}_2+k^2\overset{VII}{\varphi}_2\right)\delta\varphi_2\right]\Bigg|_0^{t_1}-\int_0^{t_1}\left(\overset{IX}{\varphi}_2+k^2\overset{VII}{\varphi}_2\right)\delta\varphi_2\,dt,$$

$$A_2=k^2\int_0^{t_1}\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2\,dt=k^2\left\{\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2\Bigg|_0^{t_1}-\int_0^{t_1}\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2\,dt\right\}=$$

$$=k^2\left\{\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2\right]\Bigg|_0^{t_1}+\int_0^{t_1}\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2\,dt\right\}=$$

$$=k^2\left\{\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2+\left(\overset{VII}{\varphi}_2+k^2\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\varphi_2\right]\Bigg|_0^{t_1}-\int_0^{t_1}\left(\overset{VIII}{\varphi}_2+k^2\overset{VI}{\varphi}_2\right)\delta\varphi_2\,dt\right\}.$$

Після цього складемо вирази A_1 та A_2, в результаті чого отримаємо

$$A_1+A_2=\left[\left(\overset{V}{\varphi}_2+k^2\dddot{\varphi}_2\right)\delta\overset{IV}{\varphi}_2-\left(\overset{VI}{\varphi}_2+k^2\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dddot{\varphi}_2+\left(\overset{VII}{\varphi}_2+2k^2\overset{V}{\varphi}_2+k^4\dddot{\varphi}_2\right)\delta\ddot{\varphi}_2-\right.$$
$$\left.-\left(\overset{VIII}{\varphi}_2+2k^2\overset{VI}{\varphi}_2+k^4\overset{IV}{\varphi}_2\right)\delta\dot{\varphi}_2+\left(\overset{IX}{\varphi}_2+2k^2\overset{VII}{\varphi}_2+k^4\overset{V}{\varphi}_2\right)\delta\varphi_2\right]\Bigg|_0^{t_1}- \tag{22}$$
$$-\int_0^{t_1}\left(\overset{X}{\varphi}_2+2k^2\overset{VIII}{\varphi}_2+k^4\overset{VI}{\varphi}_2\right)\delta\varphi_2\,dt.$$

Вираз (22) повинен перетворитись в нуль на екстремалі $\varphi_2(t)$ функціонала (6) з урахуванням виразу (7). З довільності функції $\delta\varphi_2(t)$ випливає, що

$$\overset{X}{\varphi}_2(t)+2k^2\overset{VIII}{\varphi}_2(t)+k^4\overset{VI}{\varphi}_2(t)=0.$$

Це є рівняння Пуассона функціонала (6) з урахуванням виразу (7). Оскільки інтеграл в лівій частині (22) перетворюється в нуль, то крайовий вираз

$$\left\{\left[\overset{V}{\varphi}_2(t)+k^2\dddot{\varphi}_2(t)\right]\delta\overset{IV}{\varphi}_2-\left[\overset{VI}{\varphi}_2(t)+k^2\overset{IV}{\varphi}_2(t)\right]\delta\dddot{\varphi}_2(t)+\right.$$

$$+\left[\overset{VII}{\varphi}_2(t)+2k^2\overset{V}{\varphi}_2(t)+k^4\dddot{\varphi}_2(t)\right]\delta\ddot{\varphi}_2(t)-$$

$$\left.-\left[\overset{VIII}{\varphi}_2(t)+2k^2\overset{VI}{\varphi}_2(t)+k^4\overset{IV}{\varphi}_2(t)\right]\delta\dot{\varphi}_2(t)+\left(\overset{IX}{\varphi}_2(t)+2k^2\overset{VII}{\varphi}_2(t)+k^4\overset{V}{\varphi}_2(t)\right)\delta\varphi_2(t)\right|_0^{t_1}$$

також повинен перетворюватисьв нуль тотожньо

Оскільки $\delta\varphi_2(0)=\delta\dot{\varphi}_2(0)=\delta\ddot{\varphi}_2(0)=\delta\dddot{\varphi}_2(0)=\delta\dot{\varphi}_2(t_1)=\delta\ddot{\varphi}_2(t_1)=\delta\dddot{\varphi}_2(t_1)=0$, то повинна виконуватись рівність

$$\left[\overset{V}{\varphi}_2(t_1)+k^2\dddot{\varphi}_2(t_1)\right]\delta\overset{IV}{\varphi}_2(t_1)-\left[\overset{V}{\varphi}_2(0)+k^2\dddot{\varphi}_2(0)\right]\delta\overset{IV}{\varphi}_2(0)+$$

$$+\left[\overset{IX}{\varphi}_2(t_1)+2k^2\overset{VII}{\varphi}_2(t_1)+k^4\overset{V}{\varphi}_2(t_1)\right]\delta\varphi_2(t_1)=0.$$

Всилу довільності $\delta\varphi_2(t_1)$, $\delta\overset{IV}{\varphi}_2(t_1)$ та $\delta\overset{IV}{\varphi}_2(0)$ отримуємо:

$$\begin{gathered}\overset{V}{\varphi}_2(0)+k^2\dddot{\varphi}_2(0)=0;\\ \overset{V}{\varphi}_2(t_1)+k^2\dddot{\varphi}_2(t_1)=0;\\ \overset{IX}{\varphi}_2(t_1)+2k^2\overset{VII}{\varphi}_2(t_1)+k^4\overset{V}{\varphi}_2(t_1).\end{gathered}\tag{23}$$

Умови (23) разом з крайовими умовами (20) однозначно визначають екстремаль з сімейства (18).

Оскільки в умови (20) та (23) входять похідні за часом від функції (18) виключно до дев'ятого порядку, то продиференціюємо цю функцію до дев'ятого порядку включно:

$$\dot{\varphi}_2=C_2+2\cdot C_3t+3\cdot C_4t^2+4\cdot C_5t^3+5\cdot C_6t^4+\left(C_8-C_9k-C_{10}kt\right)\cdot\sin kt+ \\ +\left(C_{10}+C_7k+C_8kt\right)\cdot\cos kt\ ;$$

$$\ddot{\varphi}_2=2\cdot C_3+6\cdot C_4t+12\cdot C_5t^2+20\cdot C_6t^3-\left(2C_{10}+C_7k+C_8kt\right)k\sin kt+ \\ +\left(2C_8-C_9k-C_{10}kt\right)k\cdot\cos kt\ ;$$

$$\dddot{\varphi}_2=6\cdot C_4+24\cdot C_5t+60\cdot C_6t^2-\left(3C_8-C_9k-C_{10}kt\right)k^2\sin kt- \\ -\left(3C_{10}+C_7k+C_8kt\right)k^2\cdot\cos kt$$

$$\overset{IV}{\varphi}_2 = 24 \cdot C_5 + 120 \cdot C_6 t + \left(4C_{10} + C_7 k + C_8 kt\right) k^3 \sin kt - ;$$
$$- \left(4C_8 - C_9 k - C_{10} kt\right) k^3 \cdot \cos kt$$

$$\overset{V}{\varphi}_2 = 120 \cdot C_6 t + \left(5C_8 - C_9 k - C_{10} kt\right) k^4 \sin kt + \left(5C_{10} + C_7 k + C_8 kt\right) k^8 \cdot \cos kt \;;$$

$$\overset{VI}{\varphi}_2 = -\left(6C_{10} + C_7 k + C_8 kt\right) k^5 \sin kt - \left(6C_8 - C_9 k - C_{10} kt\right) k^5 \cdot \cos kt \;;$$

$$\overset{VII}{\varphi}_2 = -\left(7C_8 - C_9 k - C_{10} kt\right) k^6 \sin kt - \left(7C_{10} + C_7 k + C_8 kt\right) k^6 \cdot \cos kt \;;$$

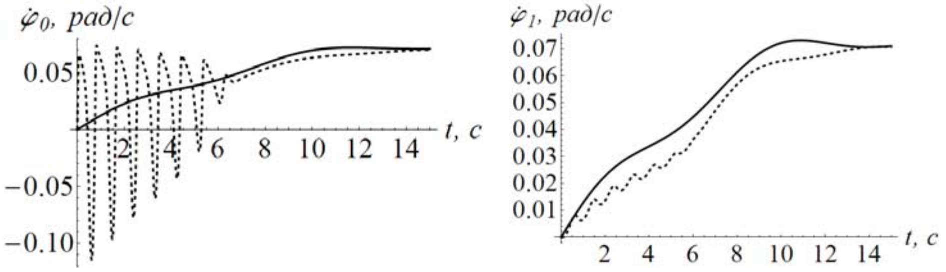
$$\overset{VIII}{\varphi}_2 = \left(8C_{10} + C_7 k + C_8 kt\right) k^7 \sin kt - \left(8C_8 - C_9 k - C_{10} kt\right) k^7 \cdot \cos kt \;;$$

$$\overset{IX}{\varphi}_2 = \left(9C_8 - C_9 k - C_{10} kt\right) k^8 \sin kt + \left(9C_{10} + C_7 k + C_8 kt\right) k^8 \cdot \cos kt \,. \qquad (24)$$

Умови (20 та (23) з урахуванням виразів (18) і (24) дають систему лінійних алгебрагічних рівнянь для визначення постійних $C_i\left(i=1,2,...,10\right)$:

$$C_1 + C_9 = 0; \quad C_2 + C_{10} + C_7 k = 0; \quad 2 \cdot C_3 + 2C_8 k - C_9 k^2 = 0;$$
$$6 \cdot C_4 - 3C_{10} k^2 - C_7 k^3 = 0;$$
$$120 \cdot C_6 k^4 = 0 \rightarrow C_6 = 0; \quad 120 \cdot C_6 + 6C_4 k^2 + 2C_{10} k^4 = 0;$$
$$120C_6 + \left(6C_4 + 24C_5 t_1 + 60C_6 t_1\right) k^2 + 2 \cdot C_8 k^4 \sin kt_1 + 2C_{10} k^4 \cos kt_1 = 0;$$
$$C_2 + 2 \cdot C_3 t_1 + 3C_4 t_1^2 + 4C_5 t_1^3 + 5C_6 t_1^4 + \left(C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1\right) \cdot \sin kt_1 +$$
$$+ \left(C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1\right) \cdot \cos kt_1 = \omega_y;$$
$$2 \cdot C_3 + 6 \cdot C_4 t_1 + 12C_5 t_1^2 + 20C_6 t_1^3 - \left(2 \cdot C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1\right) \cdot k \sin kt_1 +$$
$$+ \left(2 \cdot C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1\right) \cdot k \cdot \cos kt_1 = 0;$$
$$6 \cdot C_4 + 24 \cdot C_5 t_1 + 60C_6 t_1^2 - \left(3 \cdot C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1\right) \cdot$$
$$\cdot k^2 \cdot \sin kt_1 - \left(3 \cdot C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1\right) \cdot k^2 \cdot \cos kt_1 = 0. \qquad (25)$$

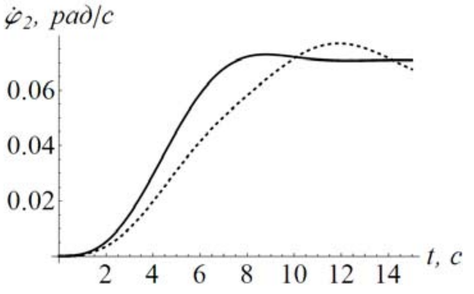
Для механізма повороту стрілового крана QTZ–80 з параметрами $I_o = 71626{,}115 кг \cdot м^2$; $I_1 = 4920738{,}85 кг \cdot м^2$; $C = 6626669{,}045\, Н \cdot м / рад$; $m = 2000 кг$; $r = 40 м$; $l = 30 м$; $M_1 = 1288{,}79 Н \cdot м$; $M_н = 36{,}8 Н \cdot м$; $u = 1355{,}2$; $\eta = 0{,}86$; $\omega_y = 0{,}071 рад/с$; $t_1 = 15с$; $\omega_o = 95 рад/с$; $\omega_н = 95{,}04 рад/с$; $\lambda = 2{,}8$; $g = 9{,}81 м/с^2$ в результаті розв’язку системи (25) визначені постійні $C_i\left(i = 1,2,...,10\right)$, на основі яких встановлено оптимальний (—) режим повороту крана та побудовано наступні графічні залежності, котрі порівняно з режимом руху при ручному (- - -) керуванні.



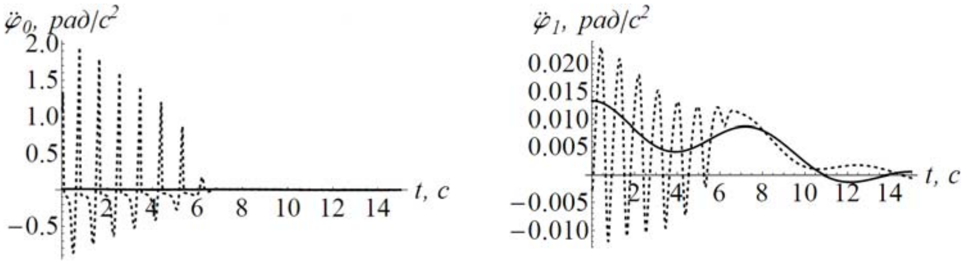
а)

б)

Рисунок 2. – Залежності зміни кутових швидкостей: а) ротора двигуна; б) поворотної частини; в) вантажу при ручному (- - -) та оптимальному (—) керуванні



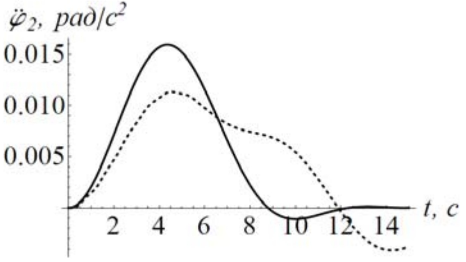
в)



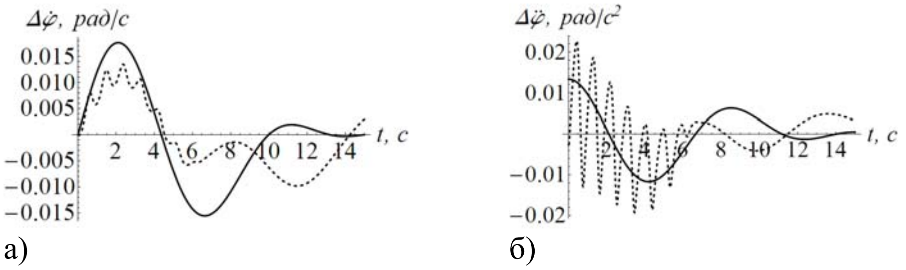
а)

б)

Рисунок 3. – Залежності зміни кутових прискорень: а) ротора двигуна; б) поворотної частини; в) вантажу при ручному (- - -) та оптимальному (—) керуванні

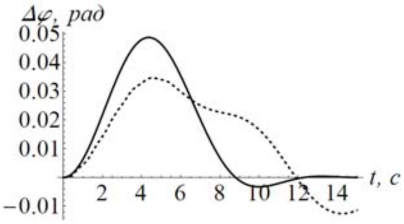


в)



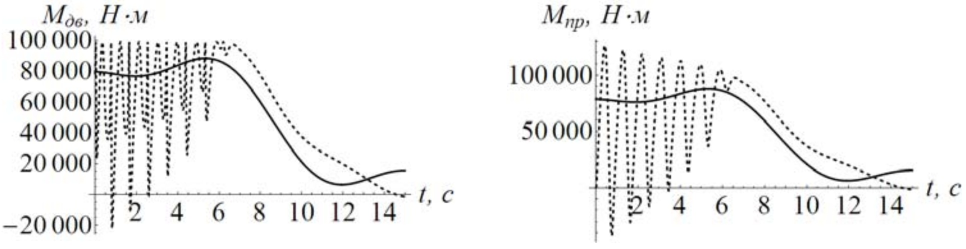
а)

б)

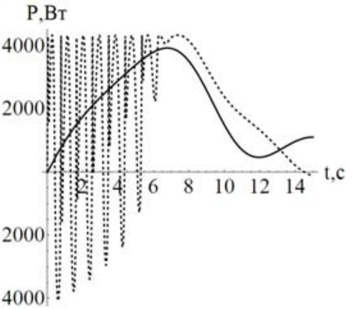


в)

Рисунок. 4. – Залежності зміни кута *а)* швидкості кута; *б)* прискорення кута; *в)* відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі при ручному (- - -) та оптимальному (—) керуванні

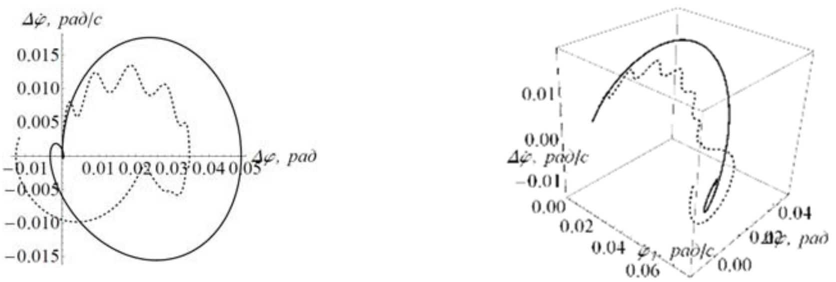


а) б)



в)

Рисунок. 5. – Залежності зміни: а) рушійного моменту двигуна; б) пружного моменту в приводі; в) потужності при ручному (- - -) та оптимальному (—) керуванні



а) б)

Рисунок 6. – Фазові портрети: а) плоский; б) об’ємний при ручному (- - -) та оптимальному (—) керуванні

Аналіз отриманих залежностей (рисунок 2-6) показав, що при оптимальному режимі руху в порівнянні з ручним керуванням покращуються практично всі кінематичні, силові та енергетичні характеристики механізма повороту баштового крана (таблиця 1).

Таблиця 1. – Характеристики механізма повороту

Характеристики		Максимальні значення		Зменшення характеристик
		Ручне керування	Оптимальне керування	
Кутова швидкість, *рад/с*	ротора двигуна,	0,115	0,071	1,62
	поворотної частини	0,071	0,072	0,99
	вантажу	0,078	0,072	1,08
	відхилення вантажу	0,013	0,0175	0,74
Кутове прискорення, *рад/с*^{2}	ротора двигуна	1,92	0,013	147,69
	поворотної частини	0,023	0,013	1,77
	вантажу	0,011	0,016	0,69
	відхилення вантажу	0,022	0,013	1,69
Момент, *кН·м*	двигуна	99,6	90,1	1,11
	в приводі	126,1	90,1	1,40
Потужність привода, *Вт*		4,25	4,00	1,06
Відхилення вантажу, *рад*		0,034	0,048	0,71

Оптимальне керування приводним механізмом в порівнянні з ручним керуванням дало можливість зменшити максимальні значення: кутових швидкостей ротора двигуна на 62% та вантажу на 8%; кутових прискорень поворотної частини на 23% та відхилення вантажу на 31%; моменту на валу електродвигуна на 11% і в приводному механізмі на 40%; потужності привода на 6%. Спостерігається значне зменшення (у 147 разів) кутового прискорення ротора електродвигуна при оптимальному керуванні. Разом з тим, при оптимальному керуванні збільшились максимальні значення: кутового прискорення вантажу на 31%, кутової швидкості відхилення вантажу на 26%, відхилення вантажу на 29% та кутової швидкості поворотної частини на 1%. Однак не зважаючи на те, що при оптимальному керуванні деякі параметри зросли, всі вони характеризуються плавним виходом на усталену швидкість чого не можна сказати про ручне керування. Таким чином, головною особливістю оптимального керування рухом механізму повороту баштового крана є те, що усі характеристики руху мають плавний характер зміни на відміну від ручного керування, де спостерігаються високо - та низькочастотні коливання елементів механізма повороту.

Фазові портрети (рисунок 6) при оптимальному та ручному керуванні показують, що при оптимальному керуванні при виході на усталений рух коливання вантажу та інших елементів усуваються. Разом з тим, цього не можна сказати про ручне керування приводним механізмом повороту крана, де коливання не усуваються.

Висновки.

Таким чином, проведена оптимізація режиму повороту баштового крана за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводному механізмі дозволила забезпечити плавний без коливань рух механізма повороту, який дозволяє до мінімуму зменшити динамічні навантаження в приводі та елементах конструкції крана. Отримані оптимальні режими руху механізма повороту баштового крана можуть бути реалізовані за допомогою мехатронної системи керування приводним електродвигуном.

Список використаної літератури

1. Аварійна ситуація https://ua.korrespondent.net/world/3625450-u-tsentri-nui-yorka-vpav-kran-ye-zhertvy#13 .(дата звернення 19.03.2019).
2. Аварійна ситуація https://ua.korrespondent.net/world/russia/3917077-u-moskvi-vpav-20-metrovyi-bashtovyi-kran. (дата звернення 19.03.2019).
3. Аварійна ситуація https://ua.korrespondent.net/tag/5912/ .(дата звернення 19.03.2019).
4. Аварійна ситуація https://ua.korrespondent.net/ukraine/3934788-na-prykarpatti-kran-vpav-na-vantazhivku-ye-zhertvy. (дата звернення 19.03.2019).
5. Ловейкін, В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин. / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. Монографія. Київ.: ЦП «КОМПРІНТ», 2012. – 299 с.
6. Ловейкін, В.С. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. Монографія. Київ.: ЦП «КОМПРІНТ», 2016. – 314 с.
7. Григоров, О.В. Вантажопідйомні машини: навч. посібник. / О.В. Григоров, О.В. Петренко. Х. НТУ „ХПІ”. 2006. – 304 с.
8. Ловейкін, В.С. Аналіз коливань вантажу на гнучкому підвісі при повороті стріли вантажопідйомного крана. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, В.В. Мельниченко. Підйомно – транспортна техніка. 2013. №4(40). С. 4 – 16.
9. Ловейкін, В.С. Динамічний аналіз механізма повороту стрілового крана. / В.С. Ловейкін, С.Ф. Пилипака, І.О. Кадикало. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК.Київ. 2017. Вип. 258. С. 192–202.
10. Дьяконов, В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. М.: СОЛОН – Пресс. 2004. – 696 с.
11. Ловейкін, В.С. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г.

Діктерук, С.І. Пастушенко. Моногр. Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. Миколаїв. держ. аграр. ун-т. - К. Миколаїв. Вид-во РВВ МДАУ. 2004. – 288 с.

12. Зубко, Н.Ф. Прогнозирование коэффициентов динамичности в элементах крановых механизмов. Вестник Одесского национального морского университета.Одесса. ОНМУ. 2013. №2(38). С. 63 – 71.

13. Ловейкін, В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механізма пересування візка вантажопідйомних машин. / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, Ю.О. Ромасевич. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2007.№59. том 2. С. 452 – 460.

14. Ловейкін, В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. Монографія. Київ.: Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.

15. Ловейкін, В.С. Оптимізація режимів руху кранових механізмів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. Монографія. Київ.: Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – 307с.

16. Romasevich, Yu.A. Optimization behaviour of variation boom of hoisting crane for singular kinematic alcriterions. / Yu.A. Romasevich, G.V. Shumilov. Motrol. 2011. Vol 13b. 167-173.

17. Loveykin, V.S. Optimizatsiya dinamicheskogo rezhima povorota strelovogo krana. / V.S. Loveykin, V.A. Mel'nichenko. Motrol. 2013. Vol 15. №3.70 – 75.

18. Loveikin, V.S. The crane’s vibrating systems controlled by mechatronic devices with magnetorheological fluid: the nonlinear mathematical model of behavior and optimization of work regimes. / V.S. Loveikin, Yu.V. Chovniuk, A.P. Liashko. Scientific bulletin of National Mining University Scientific and technical journal. Dnipro. 2014. Vol. 6. 97-102.

19. Sa, Y.H., Yi, K.Y., Kim, J.O. An attitude control and stabilization of an unstructured object using balancing beam, new construction machinery. / Y.H. Sa, K.Y. Yi, J.O. Kim. IEEE International Symposium On Industrial Electronics Proceedings. Pusan. South Korea. 2001. Vols. I-III. 792-797.

20. Loveikin, V.S. Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. / V.S. Loveikin, Yu.O. Romasevych. Scientific bulletin of National Mining University Scientific and technical journal. Dnipro. 2017. Vol. 4. 55-61.

21. Ловейкін, В.С. Оптимізація режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, І.О. Кадикало. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 177–190.

22. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів зміни вильоту вантажу баштового крана. / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич., О.В. Стехно. Монографія. Київ.: ЦП «КОМПРІНТ», 2017. – 172 с.

THE REASON OF BOUNDARY CONDITION OF MOVEMENT IN THE OBJECTIVE OPTIMIZATION OF THE MODE SWING OPERATION OF A JIB CRANE

Loveykin, V. S., Romasevich Yu. A., Kadykalo I. O.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. In this article it is given one of the ways to solve the problem of eliminating fluctuations of cargo on a flexible suspension during the operation of the rotation mechanism of the jib crane and minimization of dynamic loads. The solution of the problem consists in optimization of the transition modes for starting the rotation mechanism of a jib crane. The optimization was carried out according to the criterion of the RMS (root mean-square) value of the rate of change in the elastic moment in the drive mechanism. For the solution of this problem, the calculus of variations methods were used. The optimization criterion is presented in the form of an integral functional, which displays undesired system properties - dynamic loads in the drive mechanism, so its value was reduced to a minimum. The solution of the variational problem is obtained in the form of functional dependencies of the motion mode of individual parts of the rotation mechanism of a tower crane and is presented in graphical form.

The obtained optimal mode of motion of the rotation mechanism of a crane allows to eliminate the fluctuations of the load on the flexible suspension during the rotation mechanism operation, as well as to reduce the dynamic loads in the drive and metal framework of a crane. During the solution of the optimization variational problem of motion of the rotation mechanism of a crane, it has been justified the boundary conditions of motion, which minimize the dynamic loads in the drive mechanism. The use of optimal laws of motion makes it possible to significantly increase the reliability and performance of the crane operation and reduce emergencies during loading and unloading procedures. The realization of the optimal modes of motion is achieved with the help of the mechatronic devices of the control system of the drive mechanism.

The results obtained in this study can be further used for specification and improvement of existing engineering methods for calculating the rotation mechanisms of cranes with a cargo on a flexible suspension both at the stages of their design / construction, and in conditions of real exploitation.

Keywords: jib crane, rotation mechanism, load, dynamic load, minimization, criterion, optimization, oscillation, elastic moment, speed change, boundary conditions.

УДК 621.86
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.05

Михайлов Є. П., Кнюх О. Б., Козеровська В. О.
Одеський національний політехнічний університет

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАТРОННИХ ПРИСТРОЇВ ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ

Анотація. *Представлені результати розробки стенду для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем. Визначені мета і задачі, які вирішуються за допомогою стенду. Наведений склад обладнання, з якого складається стенд, та приклади задач, що дозволяють проводити дослідження як окремих мехатронних пристроїв, так і логістичних систем.*

Ключові слова: *маніпулятори, промислові роботи, транспортні роботи, підйомно-транспортне обладнання, системи керування, складські системи.*

Вступ

Сучасні логістичні системи широко використовують обладнання на основі мехатронних пристроїв, таких як автоматизовані маніпуляційні системи, транспортні роботи, автоматично керовані транспортні засоби, транспортно-розподільне обладнання, засоби ідентифікації та визначення параметрів об’єктів, тощо.

Для дослідження мехатронних систем на основі мехатронних пристроїв часто використовуються стенди, що складаються з діючих макетів, і дозволяють створити моделі мехатронних систем з метою проведення навчання та дослідження таких систем [1-5].

Існують різні підходи до створення таких стендів. Так, наприклад, фірма Festo Didactic має стенди, що по своїм характеристикам близькі до промислового обладнання [1].

Фірма fischertechnik має великій набір різних стендів, що створюються з деталей у вигляді конструктора, і можуть об’єднуватись у досить складні виробничі та логістичні системи [3].

Основним недоліком таких систем є досить велика вартість обладнання, тому була поставлена задача провести аналіз існуючих засобів дослідження логістичних систем і в результаті цього аналізу визначити мету та задачі, які вирішують стенди для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем, обрати складові компоненти та елементну базу для створення таких систем.

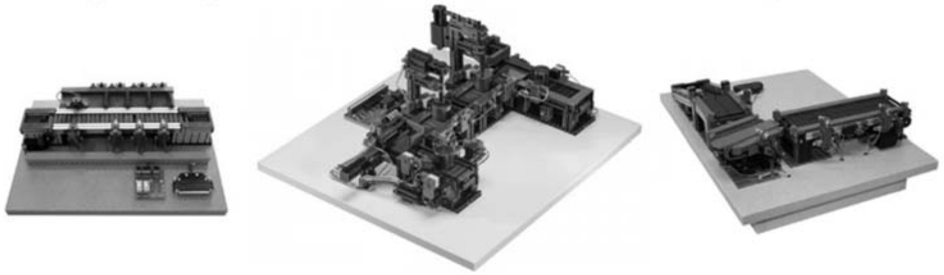
---

1. Аналіз існуючих засобів дослідження логістичних систем

Був проведений аналіз існуючих засобів для навчання та дослідження логістичних систем на основі мехатронних пристроїв для визначення мети та задачі, які вирішують стенди для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем.

Фірма fischertechnik поставляє компактні технічні моделі на основі набору деталей, які дозволяють створити великій набір транспортно-розподільного обладнання, маніпуляторів та різних моделей виробничих ланок [3].

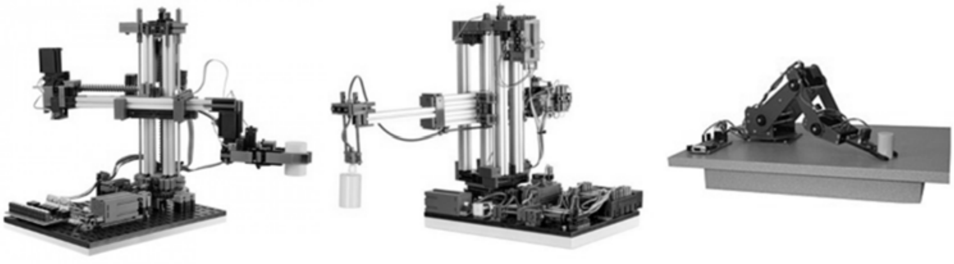
Розглянемо детальніше деякі з таких моделей. На рис. 1 наведені різні моделі транспортних систем, а саме, компактна модель складальної лінії, що складається з конвеєру та набору датчиків для визначення положення деталі на конвеєрі (рис. 1, а), модель конвеєра з двома позиціями обробки деталей (рис. 1, б) та ділянка з поворотним столом (рис. 1, в).



а) б) в)

Рисунок - 1. Моделі транспортних систем

На рис. 2 наведені різні моделі маніпуляторів. Маніпулятори з механічним (рис. 2, а) та вакуумним захоплювачем (рис. 2, б), що працюють в циліндричній системі координат, а також 5-осьового маніпулятора (рис. 2, в).



а) б) в)

Рисунок - 2. Моделі маніпуляторів

На рис. 3 наведені моделі складських систем з штабелером.

Рисунок - 3. Моделі складських систем

Крім того є велика кількість різних виробничих ділянок використанням обладнання, що використовується у вказаних стендах.

Вказане обладнання включає різні датчики та виконавчі пристрої з напругою живлення 9В або 24В. Це дає можливість використовувати для керування контролер фірми fischertechnik TXT Controller, або промислові системи керування, наприклад, програмований логічний контролер фірми SIEMENS SIMATIC S7-1200, що дозволяє проводити дослідження як окремих логістичних пристроїв, так комплексних транспортно-розподільних та складських систем в умовах близьких до реальних.

Фірма Festo Didactic поставляє широкий набір навчальних стендів, які представляють собою як комплексні виробничі системи, наприклад, ProLog Factory (рис. 4) [1] та навчальні промислові системи CP Lab 400 Complete Systems [2] (рис.5), так і окремі компоненти таких систем, а саме, транспортні засоби, стаціонарні (рис. 6, а) та мобільні роботи **Robotino**® з різними захоплюючими пристроями та засобами локальної навігації (рис.6, б), тощо. Для керування в основному використовуються промислові системи керування.

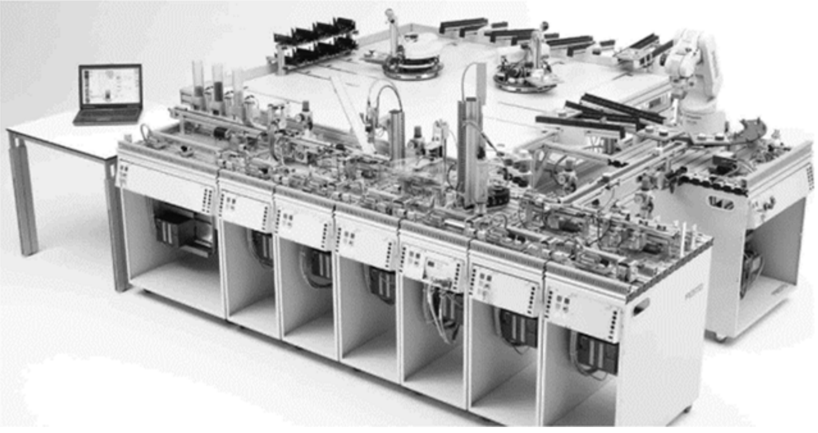
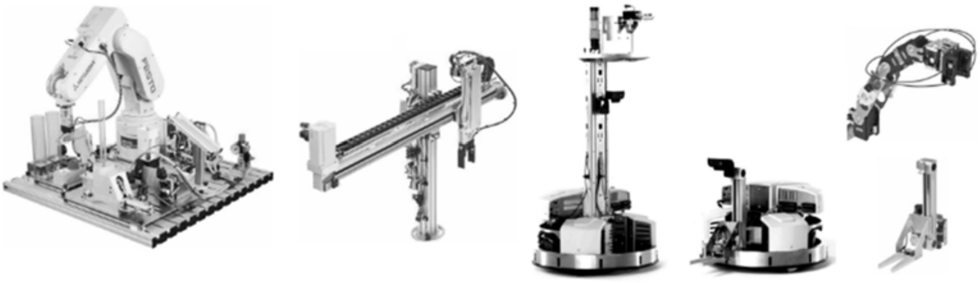


Рисунок - 4. Діючий макет комплексної виробничої системи ProLog Factory

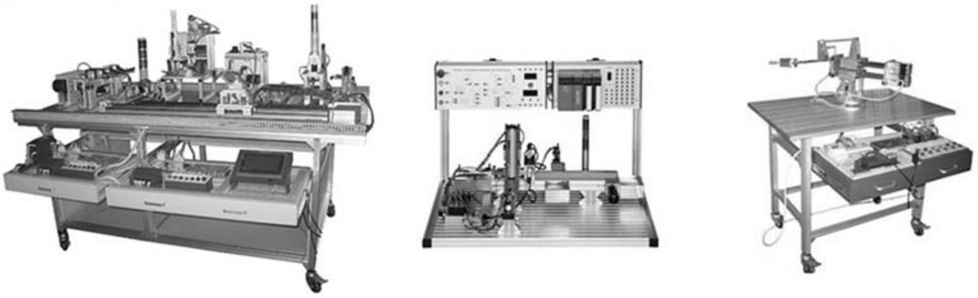
Рисунок - 5. Навчальна промислова система CP Lab 400 Complete Systems



а) б)

Рисунок - 6. Стаціонарні та мобільні роботи з різними захоплюючими пристроями

На рис. 7 наведено навчальне обладнання фірми Qingdao Micron Lab Trading Co. [4], а саме, автоматична виробнича лінія MK-MET011 Automatic Production Line Training (рис. 7, а), мала логістична виробнича лінія MK-MET001 Small Logistics Production Line Training Device (рис. 7, б), модель маніпулятора MK-MET006 Manipulator Model (рис. 7, в).



а) б) в)

Рисунок - 7. Навчальне обладнання фірми Qingdao Micron Lab Trading Co

Навчання по використанню мехатронних систем проводить також фірма Amtek Company [5], навчальний стенд якої наведений на рис. 8.

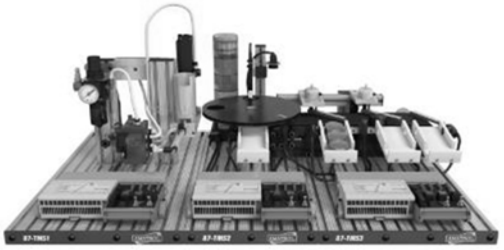


Рисунок - 8. Навчальний стенд фірми Amtek Company

Вказані навчальні системи дають можливість проводити навчання та дослідження як окремих мехатронних пристроїв, так і різних варіантів промислових та логістичних систем, а саме, вивчати та проводити дослідження різних мехатронних пристроїв та логістичних систем на їх основі, таких як транспортно-розподільне обладнання, пристрої, що здійснюють навантаження та розвантаження різних об’єктів, стаціонарні та транспортні роботи, засоби навігації транспортних засобів, засоби ідентифікації та визначення параметрів об’єктів, тощо.

Основним недоліком таких систем є висока вартість, яка значно зростає у разі поширення функціональних можливостей.

Тому була поставлена задача створити стенд для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем, що з мінімальними затратами може забезпечити можливість навчання та дослідження широкого кола задач, які можуть вирішувати мехатронні пристрої у складі логістичних систем. Стенд повинен складатися з сумісних модулів, що дає можливість оперативно змінювати структуру логістичної системи в залежності від задач дослідження.

2. Основні задачі дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем

При створенні стенда були визначені задачі, що повинні вирішуватися у ході навчання та дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем. Важливим моментом є також вибір елементної бази для складових компонент, від якої в значній мірі залежать функціональні можливості та вартість обладнання.

Вибір обладнання для стенда визначався тим, щоб на його основі можна було проводити дослідження окремих компонент мехатронних пристроїв, а саме, приводів, інформаційних систем, систем керування та окремих механічних компонент.

Основною системою керування була обрана відкрита програмована апаратна платформа Arduino, яка має у своєму складі велику кількість модулів, з яких можна створити різні мехатронні пристрої. Ці модулі включають контролери, різні виконавчі пристрої (драйвери для двигунів постійного струму та крокових двигунів, сервоприводи), інформаційні пристрої (датчики швидкості, наявності та визначення відстані до об'єктів, вимірювання ваги, орієнтації), засоби бездротового зв'язку та дистанційного керування. Важливою відзнакою цієї платформи є досить низька вартість обладнання та вільний доступ до програмного забезпечення, яке має мову програмування, що заснована на мові С++, та велику кількість бібліотек, що значно спрощую процес створення програм.

У деяких випадках використовувався конструктор для створення програмованих роботів MINDSTORMS NXT, мова програмування якого має графічне представлення об'єктів з можливістю налагодження за допомогою встановлення відповідних параметрів, аналогічно тому, як це здійснюють мови програмування промислових роботів.

Виходячи з цього були визначені такі основні задачі дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем:

- дослідження виконавчих пристроїв на основі електродвигунів, включаючи двигуни постійного струму, крокові двигуни, сервоприводи;
- дослідження інформаційних систем, включаючи датчики внутрішньої інформації, а саме, датчики положення, швидкості, переміщення, датчики визначення наявності об'єктів та відстані до них, датчики локальної навігації;
- дослідження алгоритмів керування мехатронними пристроями;
- дослідження засобів переміщення та навігації мобільних роботів;
- дослідження алгоритмів взаємодії різних мехатронних пристроїв у складі логістичних систем, включаючи транспортно-розподільні та складські системи.

Реалізація цих задач повинна здійснюватися на основі сумісних мехатронних модулів у вигляді конвеєрів, поворотних столів, маніпуляторів, мобільних роботів, навантажувачів та додаткового обладнання, такого як стелажі, ваговимірювальні пристрої, тощо.

3. Складові компоненти діючого стенду

Окремі компоненти діючого стенду обиралися виходячи з задач дослідження і виготовлялися як з готових робототехнічних конструкторів, так і за допомогою 3D принтера.

На рис. 9 наведені макети стаціонарних роботів з плоско-паралельним переміщенням захоплювача SNARM 4dof [6] (рис. 9,а), з шістьма ступенями рухомості (рис. 9.б), а також конвеєру з двома напрямками руху та керуванням швидкості переміщення (рис. 9.в). Стаціонарні роботи використовують для переміщення окремих ланок сервоприводи, які здійснюють переміщення на вказаний кут з вказаною швидкістю.


а) б) в)

Рисунок - 9. Стаціонарі роботи та конвеєр

На рис. 10 наведені макети мобільних роботів з діференціальни приводом (рис. 10,а) , з приводом типу трицикл (рис. 10,б), з колесами Mecanum (рис. 10,в), які можуть використовуватись як транспортні засоби, так і мобільні роботи з додатковим виробничим обладнанням , наприклад, з маніпуляторами (рис 11).

Мобільні роботи мають датчики, що дозволяють визначати шлях переміщення, здійснювати переміщення вздовж смуги та виявляти наявність перешкод та відстань до них.

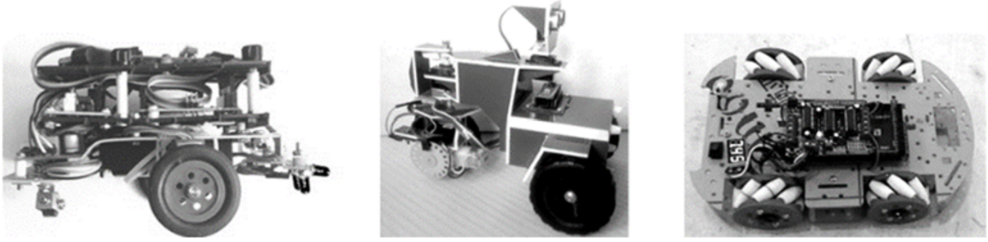

а) б) в)

Рисунок - 10. Макети мобільних роботів

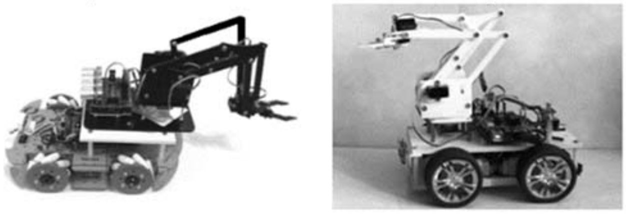
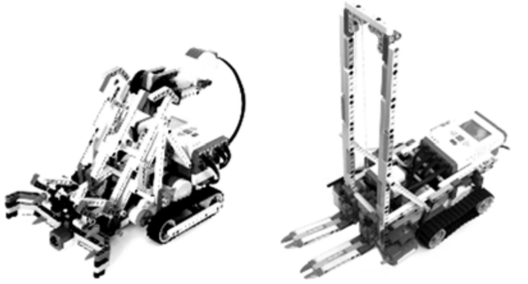


Рисунок - 11. Мобільні роботи з маніпуляторами

На рис. 12 наведені макети робота-маніпулятора (рис. 12,а) та навантажувача (рис. 12,б) на основі конструктора MINDSTORMS NXT.



а) б)

Рисунок - 12. Макети робота-маніпулятора та навантажувача

Наведені компоненти дають можливість створити різні варіанти стенду для дослідження логістичних систем на основі мехатронних пристроїв., наприклад, стенд у вигляді транспортно-складської системи, що наведений на рис. 13.

Стенд складається з набору конвеєрів, маніпуляторів, що здійснюють перевантаження об'єктів, транспортних роботів, які можуть переміщуватись по заданому маршруту, навантажувачів, які здійснюють встановлення та зняття палет з вантажем на стелаж.

При цьому можна розглядати як задачі, що вирішують окремі мехатронні пристрої, так і задачі оптимізації переміщення вантажу на виробництві та на складі.

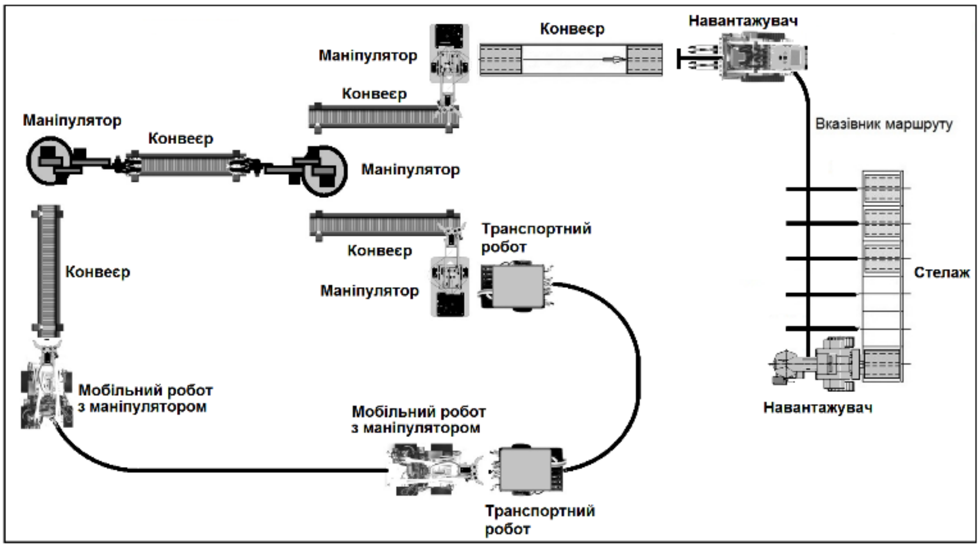


Рисунок - 13. Приклад стенду для дослідження логістичних систем

В рамках студентських гуртків здійснюються розробки нових мехатронних модулів з метою поповнення складу стенда.

4. Приклади задач для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем

Були розроблені завдання для дослідження як окремих компонент, так і самих мехатронних пристроїв, а також засобів на їх основі.

Так був розглянутий алгоритм переміщення мобільного робота вздовж контрастного вказівника маршруту (рис. 14) з використанням оптичних датчиків (рис. 15).

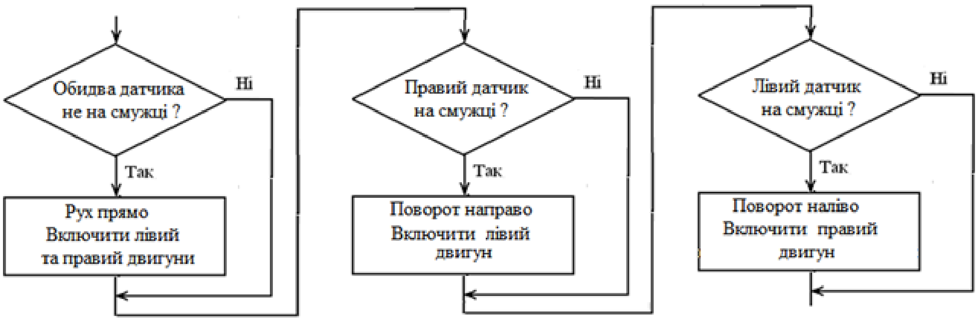


Рисунок - 14. Алгоритм переміщення мобільного робота

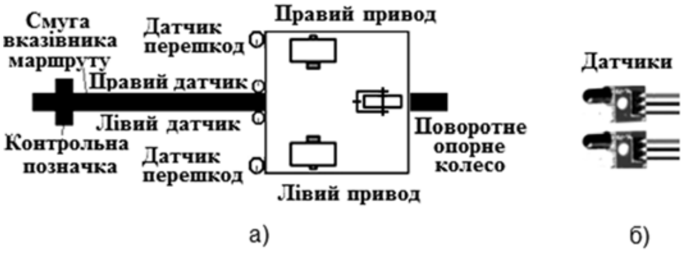


Рисунок - 15. Принцип переміщення мобільного робота вздовж контрастного вказівника (а) за допомогою оптичних датчиків (б)

Задачею дослідження тут може бути визначення зв’язку швидкості переміщення та радіусу повороту візка.

На рис. 16 показано, як за допомогою вказівника маршруту можна здійснити встановлення вантажу на стелаж у складі. Задачею дослідження тут може бути оптимізація маршруту переміщення та оптимальне розподілення вантажу.

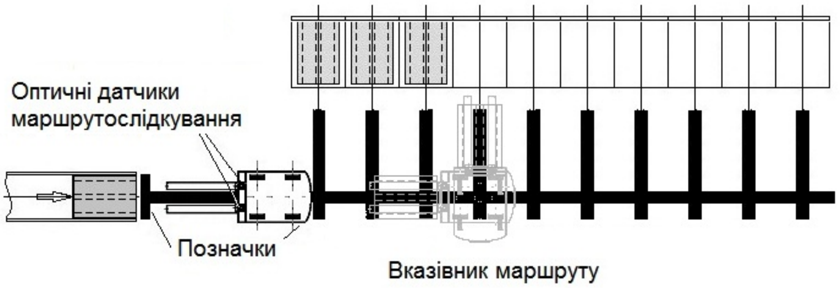


Рисунок - 16. Встановлення вантажу на стелаж у складі

Для встановлення вантажу на різні рівні стелажа можна застосовувати датчики переміщення, наприклад, одометричні датчики, за допомогою яких здійснюється визначення переміщення як самого візка, так і вилкового захоплюючого пристрою (рис. 17).

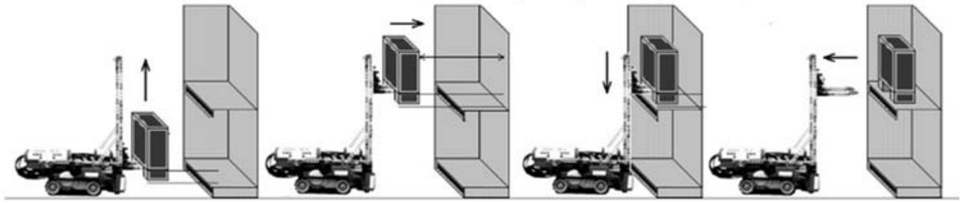
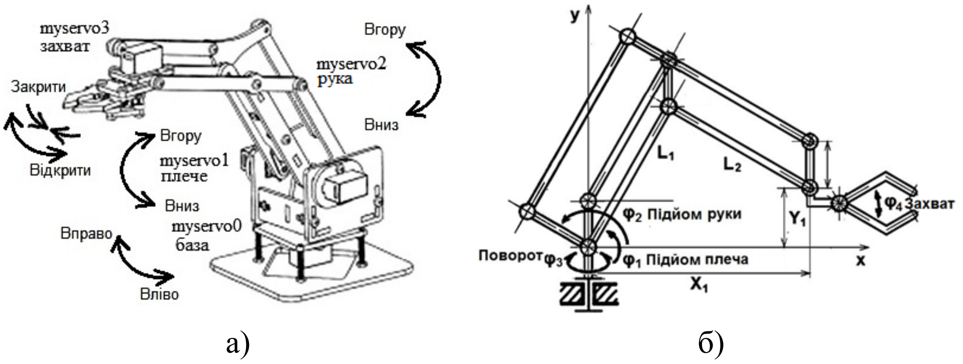


Рисунок - 17. Встановлення вантажу на різні рівні

Задачею дослідження тут може бути визначення точності позиціонування механізму підйому.

Для переміщення об’єктів використовується маніпулятор SNARM 4dof [1]. На рис. 18 наведений зовнішній вигляд маніпулятора (а) та його кінематична схема (б).



а) б)

Рисунок - 18. Маніпулятор SNARM 4dof

Для переміщення кінематичних пар використовуються сервоприводи MG-90S, що забезпечують поворот валу від 0 до 180°.

Для проведення дослідження роботи маніпулятора був розроблений макет що складається з маніпулятора SNARM 4dof, контролера Arduino Nano, та пульта керування в ручному режимі у вигляді 4 потенціометрів POT0, POT1, POT2, POT3, що здійснюють відповідне переміщення сервоприводів myservo0, myservo1, myservo2, myservo3.

Схема підключення маніпулятора до контролера Arduino Nano наведена на рис. 19. Перемикач з трьома положеннями визначає режим роботи, а саме switch1- ручний, switch2 – автоматичний, switch 3 – стан спокою. Інфрачервоний датчик IRsens визначає наявність об’єкту, який треба перемістити.

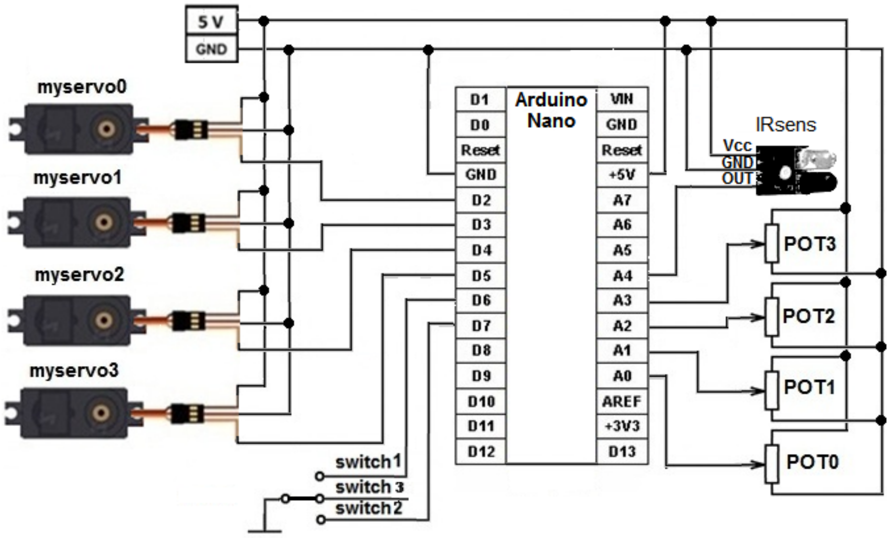


Рисунок - 19. Схема підключення маніпулятора до контролера Arduino Nano

Для спрощення алгоритму та програми керування сервоприводів на основі контролерів Arduino використовується бібліотека VarSpeedServo.macter [7], що дозволяє здійснити переміщення до вказаного кута з визначеною швидкістю.

Бібліотека VarSpeedServo-master.h Arduino дозволяє використовувати до 8 сервоприводів, встановлювати швидкість переміщення та здійснювати очікування, поки робота сервоприводу не буде завершена.

Наявність ручного керування дозволяє зробити дослідження різних режимів навчання робота, оскільки при керуванні положення окремих кінематичних пар (кут повороту) можна вивести на екран комп’ютера, або запам’ятати з метою подальшого програмування переміщення маніпулятора по послідовності положень.

Оскільки маніпулятор здійснює плоско-паралельне переміщення захвату, то аналітичне програмування такого маніпулятора можна здійснити, виходячи з спрощеної кінематичної схеми (рис. 20).

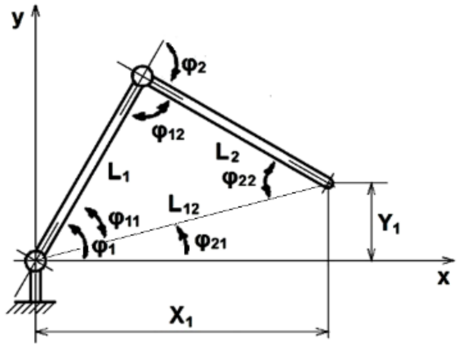


Рисунок – 20. Спрощена кінематична схема маніпулятора

Маніпулятор має дві ланки L_1 та L_2 , а також дві кінематичні пари обертального типу, що здатні працювати в одній площині. Переміщення кінематичних пар здійснюється шляхом повороту на кути φ_1 та φ_2.

Переміщення у тривимірному просторі здійснюється за рахунок обертання маніпулятора на кут φ_3 відносно осі y, тому розглянемо переміщення маніпулятора в одній площині.

Перша ланка L_1 закріплена на основі і обертається на кут φ_1.

Друга ланка L_2, кріпиться на кінці першої ланки і обертається щодо неї на кут φ_2.

Робочий орган маніпулятора знаходиться на кінці другої ланки.

Треба знайти такі кути φ_1 і φ_2, які дозволять маніпулятору із ланками L_1 і L_2 помістити робочий орган в задану точку (x, y), що можна зробити за допомогою зворотної задачі кінематики.

Виходячи з того, що $L_{12}^2 = x^2 + y^2$, $\varphi_1 = \varphi_{11} + \varphi_{21}$, та використовуючи теорему косинусів, знаходимо:

$$\varphi_1 = \arccos(x/ L_{12}) + \arccos((L_1^2 - L_2^2 + L_{12}^2) / 2\cdot L_{12}\cdot L_1),$$

та

$$\varphi_2 = \pi - \arccos((L_1^2 + L_2^2 - L_{12}^2) / 2\cdot L_1\cdot L_2).$$

Шляхом повороту кінематичних пар згідно отриманих значень φ_1 і φ_2 здійснимо переміщення робочого органу в точку (x, y).

Використовуючи цей макет можна провести дослідження точності позиціонування робочого органу маніпулятора, що полягає у відхиленні фактичного положення від заданої позиції, та визначається параметрами механічної частини маніпулятора та приводів, наприклад, помилкою округлення, оскільки сервоприводи встановлюють кут обертання з точністю 1°.

Аналогічно здійснюється дослідження робота з шістьма ступенями рухомості.

На рис. 21 показаний приклад логістичної системи, яка здійснює розподілення вантажу з одного конвеєра на два інші в залежності від властивостей об'єкта, наприклад, ваги або кольору.

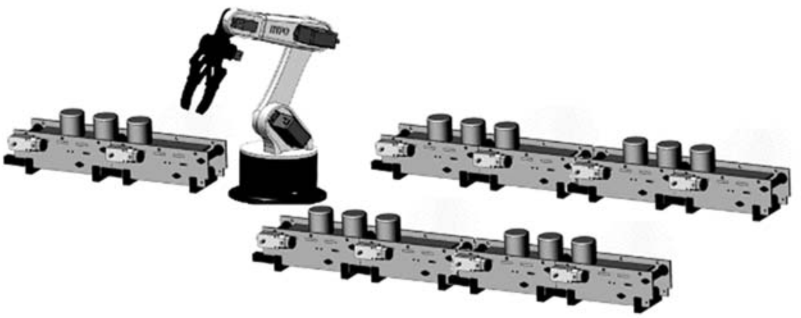


Рисунок – 21. Система розподілення вантажу

Макети мобільних роботів дають можливість провести дослідження засобів локальної навігації та переміщення візків з діференціальним приводом, з приводом типу трицикл, а також з колесами Mecanum. Ці питання детально розглянуті в роботах [8-10],

Висновки

В результаті проведеного аналізу існуючих систем для навчання та дослідження окремих мехатронних пристроїв і різних варіантів промислових та логістичних систем поставлена задача створити стенд для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем, який з мінімальними затратами дає можливість провести дослідження широкого кола задач, яки можуть вирішувати мехатронні пристрої у складі логістичних систем.

Розроблений стенд представляє собою модульну структуру, що складається з окремих мехатронних та додаткових компонент, до яких входять:

маніпулятори з чотирма ступенями рухомості та плоско-паралельним переміщенням захоплювача, а також маніпулятори з шістьма ступенями рухомості, які дають можливість проводити дослідження точності позиціонування робочих органів маніпуляторів з сервоприводами;

конвеєри з двома напрямками руху та керуванням швидкості переміщення, що дають можливість проводити дослідження транспортних систем;

мобільні роботи з різними засобами переміщення та навігаційними системами, що дають можливість провести дослідження точності переміщення;

стелажі, засоби визначення параметрів об’єктів (колір, вага).

Інформаційні системи та виконавчі пристрої, що використовуються в модулях, дають можливість проводити дослідження різних мехатронних пристроїв, з яких складаються логістичні системи.

Стенди на основі цих модулів дозволяють провести дослідження алгоритмів керування мехатронними пристроями з метою виявлення оптимальних режимів роботи, наприклад, вибору прискорення та швидкості переміщення різних вантажів, а також алгоритмів взаємодії різних мехатронних пристроїв у складі логістичних систем, включаючи транспортно-розподільні та складські системи, наприклад, оптимізації маршруту переміщення та розподілення вантажу.

Список використаної літератури

1. Mechatronik und Fabrikautomation. Lernsysteme und Services für die Aus- und Weiterbildung. 56811 de © 2017-04 Festo Didactic SE. URL: https://www.festo-didactic.com/didactic/Demos/PG_FactoryAutomation_de/files/assets/common/downloads/publication.pdf (дата звернення: 12.06.2019).

2. Learning Systems for Industry 4.0. CP Lab 400 Complete Systems. FESTO. URL: www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/cp_lab_400_en.pdf (дата звернення: 14.06.2019).

3. Компактные технические модели из деталей fischertechnik. URL: http://pacpac.ru/category/kompaktnye-modeli/ (дата звернення: 12.06.2019).

4. Qingdao Micron Lab Trading Co. URL: http://www.micronlab.cn/About/20170614-1.html (дата звернення: 10.06.2019).

5. Amtek Company. Mechatronics Lab Training Equipment. URL: http://www.amtekcompany.com/about-amtek-company/ (дата звернення: 10.06.2019).

6. 4DOF ARM acrylic robot arm install guide. URL: https://www.small-hammer.com/docs/4dofarm/ (дата звернення: 10.06.2019).

7. Arduino library for servos that extends the standard servo.h library with the ability to set speed, and wait for position to complete. URL: https://github.com/netlabtoolkit/VarSpeedServo (дата звернення: 10.06.2019).

8. Михайлов Є.П., Крись М.В. Локальна навігація мобільних роботів з використанням засобів одометрії. *Підйомно-транспортна техніка.* 2015. № 4 С. 21-30.

9. Михайлов Є.П., Скринник А.І. Дослідження засобів локальної навігації мобільних роботів. *Підйомно-транспортна техніка.* 2017. № 3. С. 55-61

10. Михайлов Є.П., Скринник А.І. Дослідження засобів переміщення мобільних роботів. *Підйомно-транспортна техніка.* 2017. № 4. С. 67-72

STAND FOR RESEARCH OF MECHATRONIC DEVICES OF LOGISTICS SYSTEMS

Mykhaylov Ye., Kniukh O., Kozerovska V.
Odessa National Polytechnic University

Abstract. The results of the development of the stand for the study of mechatronic devices of logistic systems are presented. The analysis of existing facilities for training and research of logistic systems based on mechatronic devices of various companies has been carried out, the purpose and tasks that solve such stands have been determined. It is shown that the stand should consist of compatible modules, which allows you to quickly change the structure of the logistics system depending on the objectives of the study. To implement the control functions, the Arduino open programmable hardware platform was chosen, which incorporates a large number of modules from which you can create various mechatronic devices. The difference of this platform is the low cost of equipment and free access to the software. The composition of the equipment of which the stand consists, including conveyors, stationary and mobile works with various means of movement and navigation, forklift loaders, racks and other equipment, allowing to arrange various logistic systems. Examples of tasks are given that allow conducting research on both individual mechatronic devices and logistics systems, namely, determining the positioning accuracy when moving the manipulator body and trolley of mobile robots, research on the effectiveness of using various navigation tools for positional movement of mobile robots, developing control algorithms for individual mechatronic devices. devices and various logistic systems. The scheme of connecting the control system to the executive and information devices. The possibilities of studying the training modes and an example of determining the parameters for analytical programming of robots are shown. An example of a stand for the study of logistics systems.

Keywords: manipulators, industrial works, mobile works, transport works, loaders, lifting and transport equipment, control systems, navigation systems, positioning accuracy, warehouse systems, logistic systems.

УДК 531.4
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.06

Чаюн И. М., Вовк П. Е.
Одесский национальный политехнический университет

ТРЕНИЕ НИТИ РАСПОЛОЖИВШЕЙСЯ ПО ВИНТОВОЙ ЛИНИИ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ НА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Анотація. *На основі розрахункової схеми задачі Ейлера про тертя нитки при розтяганні на круглому циліндрі при її концентричному розташуванні запропоновано вирішення двох нових аналогічних задач. Перша - це тертя нитки при розтяганні з розташуванням по гвинтовій лінії на поверхні кругового циліндра з прямою утворюючою. Друга - це тертя нитки при розтяганні з розташуванням по гвинтовій лінії на поверхні кругового циліндра з гвинтовою утворюючою. Прикладне значення запропонованих задач, в першу чергу, полягає в дослідженні деформовано-напруженого стану елементів каната (дротів і пасм) з урахуванням міжелементного тертя при різних схемах навантаження. При цьому, для канатів одинарного звивання, а також для каротажних кабелів і проводів ЛЕП підходить тертя нитки в гвинтовій формі при розтягуванні на поверхні кругового циліндра з прямою утворюючою, а для канатів подвійного звивання - на поверхні кругового циліндра з гвинтовою утворюючою. У розрахунковій схемі другої задачі в якості базового циліндра з гвинтовою утворюючою розглядається центральна проволока пасма, навколо якої повиті шари дротів даного пасма. В обох задачах отримані формули визначають сили тертя в залежності від трьох аргументів: коефіцієнта тертя, кута нахилу гвинтової лінії нитки (проволоки) до осі базисного циліндра і протяжності контакту нитки з поверхнею циліндра, представленої кількістю кроків гвинтової лінії. У другій задачі аргументом є також кут нахилу* β *гвинтової утворюючої циліндра до його осі. Представлені графіки залежності сили тертя від зазначених аргументів. При кутах* $\alpha = 90^\circ$, $\beta = 0$ *і протяжності контакту нитки з поверхнею циліндра, що дорівнює одному кроку гвинтової лінії, результати вирішення обох задач збігаються з рішенням Ейлера при куті обхвату у* 2π.

Ключові слова: *сила тертя, нитка, гвинтова лінія, циліндрична поверхня, проволока, пасмо, канат.*

Постановка проблемы. Данное исследование аналогично задаче Эйлера о трении нити на круговом цилиндре при ее концентрическом растяжении. Отличие предлагаемой задачи состоит в том, что нить располагается на цилиндрической поверхности не концентрически, а по винтовой линии. Прикладное значение данной задачи, в первую очередь, в исследовании деформированно-напряженного состояния элементов каната (проволок и прядей) при различных схемах нагружения. При этом, применительно к канатам одинарной свивки подходит трение нити в винтовой форме на поверхности кругового цилиндра с прямой образующей, а для канатов двойной свивки – на поверхности кругового цилиндра с винтовой образующей. Предлагается рассмотрение этих двух близких по своей сути задач с указанной прикладной направленностью.

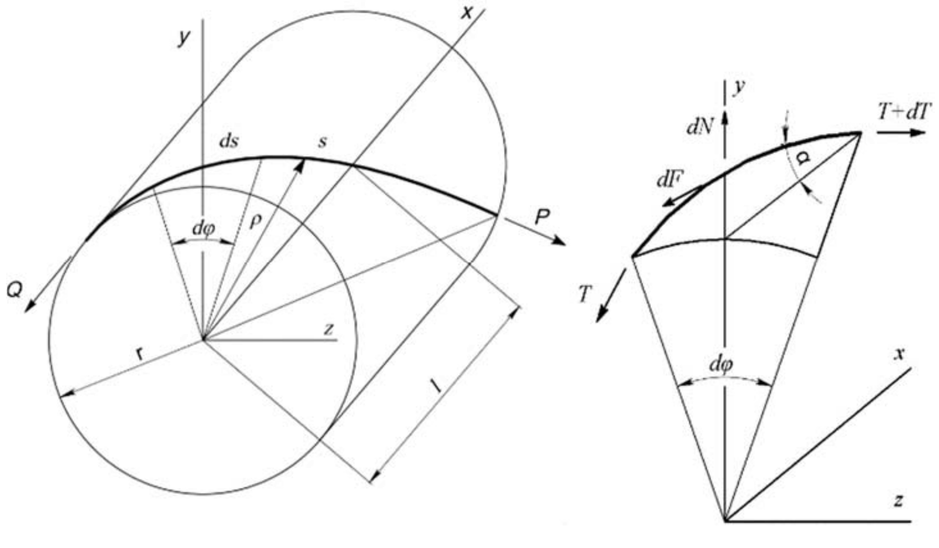
Цель статьи. Исследование силы терния между поверхностью цилиндра и гибкой нитью расположившейся по винтовой линии при ее растяжении. Расчетная схема этой задачи базируется на известном решении Эйлера, которое относится только к концентрическому расположению нити.

Изложение основного материала задачи о трении нити в винтовой форме при растяжении на поверхности цилиндра с прямой образующей. Главным параметром винтовой линии является радиус кривизны (рис. 1)

$$\rho = \frac{r}{\sin^2 \alpha}, \qquad (1)$$

где r – радиус базового цилиндра;

α – угол наклона винтовой линии к оси цилиндра.



а *б*

Рисунок 1 – Расчетная схема трения нити

Рассмотрим в системе координат *x, y, z* (рис.1) равновесие винтового элемента *ds*:

$$\sum z = (T + dT)\cos\frac{d\varphi}{2} - T\cos\frac{d\varphi}{2} - dF = 0\,; \tag{2}$$

$$\sum y = dN - T\sin\frac{d\varphi}{2} - (T + dT)\frac{\sin d\varphi}{2} = 0\,, \tag{3}$$

где dF – сила трения в пределах элемента ds;

dN – реакция на действие прижимающей силы.

С учетом малости углов *dφ/2* и величин второго порядка малости, которыми пренебрегаем, получаем:

$$dT = dF; \quad dN = Td\varphi\,. \tag{4}$$

Сила трения в пределах *ds*

$$dF = dNf\,, \tag{5}$$

где *f* – коэффициент трения.

Таким образом

$$dT = Tfd\varphi. \tag{6}$$

Выразим $d\varphi$ через дугу ds и параметры винтовой линии (радиус кривизны ρ и угол α) (рис. 1,*б*)

$$d\varphi = \frac{ds}{\rho} = \frac{ds\sin^2\alpha}{r} = \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha}dx.$$

Учитывая зависимость

$$tg\alpha = \frac{2\pi r}{h}; \quad r = \frac{h\,tg\alpha}{2\pi}$$

получаем

$$d\varphi = \frac{2\pi\sin\alpha}{h}dx, \tag{7}$$

где h – шаг винтовой линии.

Тогда выражение (6) с учетом (7)

$$dT = T\,f\,d\varphi = T\,f\,\frac{2\pi\sin\alpha}{h}dx. \tag{8}$$

После разделения переменных получается (рис 1. а)

$$\int_Q^P \frac{dT}{T} = f\,\frac{2\pi\sin\alpha}{h}\int_0^l dx. \tag{9}$$

Проинтегрировав имеем

$$\ln\frac{P}{Q} = f\,\frac{2\pi\sin\alpha}{h}l, \tag{10}$$

где l – длина участка винтовой линии, который в контакте с базовым цилиндром.

В выражении (10) введем параметры в относительном виде:

$$\overline{Q} = \frac{Q}{P};\ \overline{l} = \frac{l}{h}. \qquad (11)$$

С учетом (11) на основе (10)

$$\frac{Q}{P} = \overline{Q} = e^{f\gamma}, \qquad (12)$$

где

$$\gamma = 2\pi \overline{l} \sin \alpha. \qquad (13)$$

В полученной формуле (12) параметр γ эквивалентен углу обхвата нитью цилиндрической поверхности согласно формуле Эйлера [1]. В частном случае при угле обхвата $\alpha = 90^o$ и параметре $\overline{l} = 1$ формула (12) совпадает с формулой Эйлера при угле обхвата цилиндра равном 2π.

На основе (10) сила трения нити, навитой на цилиндрическую поверхность с определенным шагом *h*, зависит от количества витков навивки $\overline{l}$ и определяется любым из двух выражений:

$$F = Q\left(e^{f\gamma} - 1\right) \text{ или } F = P\left(1 - e^{-f\gamma}\right). \qquad (14)$$

На рис. 2 представлены графики зависимости силы трения *F* нити в форме винтовой линии при растяжении на цилиндрической поверхности кругового цилиндра с прямой образующей. Аргументами зависимости являются угол наклона α в градусах винтовой линии к оси цилиндра, количество витков от $\overline{l} = 5$ до 0,1 контакта с поверхностью цилиндра и коэффициент трения *f*.

Изложение основного материала задачи о трении нити в винтовой форме при растяжении на поверхности цилиндра с винтовой образующей. Эту задачу представляем, используя терминологию применительно к трению проволок в канате двойной свивки, состоящем из прядей, в которых проволоки повиты под углом α к оси пряди, а пряди повиты под углом β к оси каната.

Для центральной проволоки пряди угол её свивки по отношению к оси пряди α=0, а по отношению к оси каната равен β. Отсюда центральная проволока пряди является базовым цилиндром с винтовой образующей при угле β по отношению к его оси. На поверхности такого цилиндра по винтовой линии под углом α располагаются проволоки прядей, которые испытывают растяжение. Таким образом получается расчетная схема исследования трении нити (проволоки) уложенной по винтовой линии, при растяжении на поверхности цилиндра с винтовой образующей. При этом дифференциал длины центральной проволоки пряди (винтовой образующей базового цилиндра)

$$d\overline{s} = \frac{dx}{\cos \beta},$$

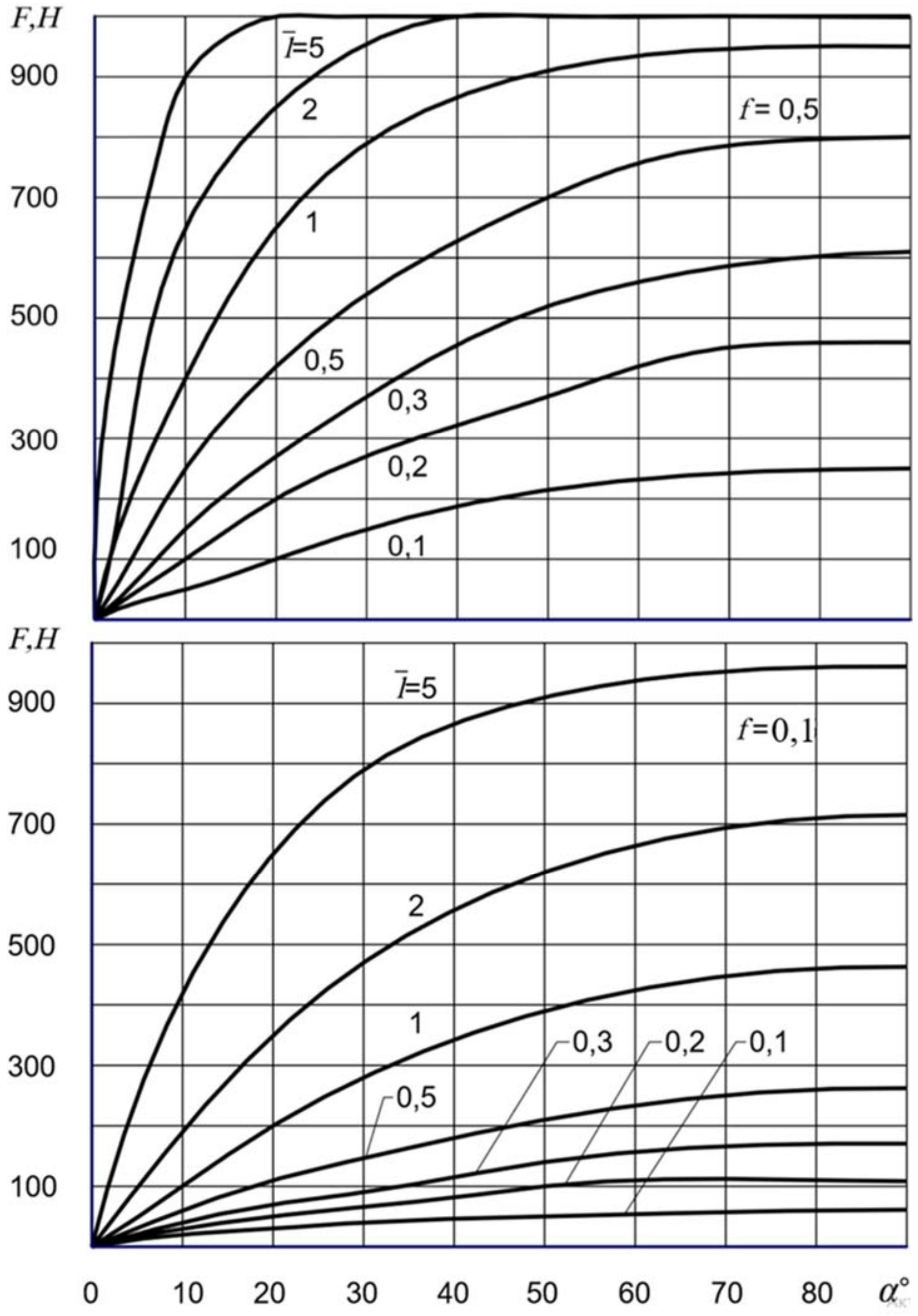


Рисунок 2 – Сила трения нити уложенной по винтовой линии на цилиндрической поверхности при коэффициентах трения *f = 0,5* и *0,1*

где dx – дифференциал длины базисного цилиндра с винтовой образующей;

β – угол наклона винтовой образующей базового цилиндра к его оси.

Проволоки в слоях пряди повиты вокруг центральной проволоки под углом *α*. При этом их дифференциал длины (дифференциал нити)

$$ds = \frac{d\overline{s}}{\cos\beta} = \frac{dx}{\cos\beta\cos\alpha}.$$

Угол, соответствующий дуге *ds*

$$d\varphi = \frac{dx}{\rho\cos\beta\cos\alpha},$$

где $\rho -$радиус кривизны проволоки в пряди (нити на базовом цилиндре с винтовой образующей)

$$\rho = \frac{r}{\sin^2\alpha}.$$

С учетом радиуса *ρ* и зависимости угла *α* от других параметров,

$$tg\alpha = \frac{2\pi r}{h},$$

получаем

$$d\varphi = \frac{2\pi\sin\alpha}{h\cos\beta}dx,$$

где *h* – шаг свивки слоя проволок в пряди (шаг винтовой линии нити).

Равновесие винтового элемента *ds* в системе координат x_n, y_n, z_n сечения пряди описывается уравнениями аналогичными (2) и (3):

$$\sum z_n = (T + dT)\cos\frac{d\varphi}{2} - T\cos\frac{d\varphi}{2} - dF = 0;$$

$$\sum y_n = dN - T\sin\frac{d\varphi}{2} - (T + dT)\frac{\sin d\varphi}{2} = 0.$$

Аналогично задаче 1 производятся все последующие действия вплоть до конечных выражений (14). В задаче 2 сила трения нити (проволоки), которая в спиральной форме растягивается на поверхности кругового цилиндра не с прямой, а с винтовой образующей определяется выражениями:

$$F = Q\left(e^{fb} - 1\right) \text{ или } F = P\left(1 - e^{-fb}\right) \qquad (15)$$

где $b = \dfrac{2\pi\overline{l}\sin\alpha}{\cos\beta}$.

Выводы. При тех же исходных предпосылках, которые используются в задаче Эйлера, о трении нити, располагающейся концентрически на поверхности кругового цилиндра, решено две новые задачи о трении нити уложенной по спирали на цилиндрической поверхности. Первая – это трение нити расположившейся по винтовой линии на поверхности кругового цилиндра с прямой образующей.

Вторая задача – это трение нити расположившейся по винтовой линии на поверхности кругового цилиндра с винтовой образующей.

В полученных формулах для усилия трения в обеих задачах используется два параметра винтовой линии нити: шаг h и угол α наклона винтовой линии к оси базисного цилиндра. Во второй задаче в формуле усилия трения используется третий параметр – это угол β наклона винтовой образующей цилиндра к его оси. При $\alpha = 90^o$ и $\beta = 0$ и протяженности контакта нити с поверхностью цилиндра, равной одному шагу винтовой линии, результаты решения обеих задач совпадают с решением Эйлера при угле обхвата в 2π.

Предлагаемое решение имеет практическое значение, например, при исследовании напряженно-деформированного состояния стальных канатов, каротажных кабелей, проводов ЛЭП с учетом межэлементного трения [2].

Список использованых источников

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики/ С.М. Тарг – М.: Высшая школа, 1986, -415 с.
2. Чаюн И.М. Деформированное состояние подъемного каната с учетом межэлементного трения/ И.М. Чаюн // Підйомно-транспортна-техніка. – 2017. – №3 – с.40 – 54.

THREADING OF A THREAD LOCATED ON A SCREW LINE DURING A CYLINDRICAL SURFACE

Chayun I. M., Vovk P. E.
Odessa National Polytechnic University

Annotation. *In this article was proposed a solution, for two new* similar problems, based on the calculation scheme of the Euler problem of fibre friction under tension with its concentric location on a circular cylinder. The first problem is the friction of the fibre under tension, with an fibre arrangement along a screw line on the surface of a circular cylinder with a straight generatrix. The second problem is the friction of the fibre under tension with the fibre location along a helix on the surface of a circular cylinder with a screw generatrix. The applied value of the proposed tasks, first of all, in the study of the deformed-stressed state of the elements of the rope (wires and strands) taking into account the inter-element friction with different loading schemes. In this case, as applied to single-lay ropes, as well as to wireline cables and power transmission lines, the fibre friction in a helical form is suitable for stretching on the surface of a circular cylinder with a straight line, and on double-layered ropes - on a circular cylinder with screw generatrix. In the calculation scheme of the second problem, the central wire of a strand is considered as a base cylinder with a screw generatrix, around which the layers of wires of this strand are twisted. In both problems, the formulas for determining friction forces were obtained depending on three arguments: the coefficient of friction, the angle of inclination of the helix of the fibre (wire) to the axis of the base cylinder, and the length of contact of the fibre with the surface of the cylinder, represented by the number of helix steps. In the second problem, the argument is also the angle of inclination β of the screw generatrix of the cylinder to its axis. Graphs of friction force versus the indicated arguments are presented. At angles $\alpha = 90^{\circ}$, $\beta = 0$ and lengths of contact of the filament with the surface of the cylinder equal to one helix step, the results of solving both problems coincide with the Euler solution at the angle of girth of 2π.

Keywords: friction force, thread, helix, cylindrical surface, wire, strand, rope.

УДК 621.87
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.07

Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА

Анотація. *При виконанні вантажопідйомних і транспортних операцій широко використовуються вантажні крани-маніпулятори з гідроприводом на транспортних засобах в будівельній, аграрній, лісотехнічній та інших галузях виробництва. Це зумовлено рядом їх переваг, таких, як покращення умов праці робітників та підвищення продуктивності при вантажопідйомних і транспортних операціях. В роботі розглянута методика побудови математичної моделі в площині зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом із застосуванням рівнянь Лагранжа другого роду. В процесі побудови математичної моделі отримано рівняння руху стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту. Розроблена математична модель дозволяє теоретично визначити вплив переміщення стрілової системи на коливання вантажу та вплив коливання вантажу на динамічні навантаження, які виникають в стріловій системі та елементах приводу маніпулятора.*

Ключові слова: *математична модель, зміна вильоту, кран-маніпулятор, рівняння Лагранжа, динамічні навантаження, коливання вантажу.*

Постановка проблеми. Для покращення умов праці робітників та підвищення продуктивності при вантажопідйомних і транспортних операціях широко використовуються вантажні маніпулятори з гідроприводом на транспортних засобах в будівельній, аграрній, лісотехнічній та інших галузях виробництва. В процесі зміни вильоту в елементах шарнірно-зчленованої стрілової системи з вантажем та приводних механізмах крана-маніпулятора виникають значні динамічні навантаження [1], які негативно впливають на металоконструкцію крана маніпулятора, зменшують його ресурс й міжремонтній цикл, викликають значне розхитування вантажу чим не дозволяють забезпечити точне його позиціонування, а також збільшують час циклу його транспортування. Все це зменшує ефективність використання вантажних кранів-маніпуляторів.

Для визначення дійсних динамічних навантажень в елементах конструкції крана-маніпулятора необхідно мати адекватні математичні

моделі динаміки руху його ланок. Не дивлячись на досить широкі дослідження динаміки руху ланок кранів-маніпуляторів [2-8], до цих пір не досліджено в повній мірі, динаміку руху вантажних крнів-маніпуляторів. Тому розробка математичної моделі для дослідження динаміки руху вантажних кранів-маніпуляторів є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Відомі [9-13] методи побудови математичної моделі крана-маніпулятора. В даних роботах стрілова система крана-маніпулятора представлена, як голономна механічна система, в якій центр ваги ланок металоконструкції співпадає з їх геометричними параметрами. В роботах [14-15] розглянуто побудову математичної моделі крана-маніпулятора, встановлено зв'язок між кінематичними залежностями привідної ланки крана-маніпулятора та вантажу. Проблему динамічного навантаження елементів несучої металоконструкції крана-маніпулятора розглянуто в роботі [16]. Задачі кінематичного і динамічного аналізу, особливості складання математичних моделей крана-маніпулятора при використанні пакета прикладних програм розглянуто в роботі [17]. В роботах [18-20] розглянуто статичну стійкість кранів-маніпуляторів, математичне моделювання динамічної складової реакції опори в залежності від кутової швидкості стрілової системи та сили ваги вантажу. При досить великому обсязі розгляду проблеми динамічного аналізу, розв’язок даної задачі для кранів-маніпуляторів з гідроприводом не розглянуто у повному обсязі.

Мета і задача дослідження. Побудова математичної моделі динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора та дослідження динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора.

Виклад основного матеріалу. При досліджені динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора приймаємо наступні припущення:

- вважаємо, що усі ланки стрілової системи є абсолютно тверді тіла, окрім вантажу, який здійснює коливання на шарнірному підвісі в площині зміни вильоту;
- тертя в рухомих елементах і в’язке тертя рідини в трубопроводах не враховуємо;
- стисливістю робочої рідини в елементах приводу нехтуємо.

Виходячи з наведеного стрілову систему маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу представляємо як голономну механічну систему з двома ступенями вільності. Кут повороту стрілової системи відраховуємо від осі x, а кут відхилення вантажу від осі y, (рисунок 1) За узагальнені координати системи приймаємо кутові координати повороту стріли α і відхилення від вертикалі шарнірного підвісу вантажу β, (рис. 1).

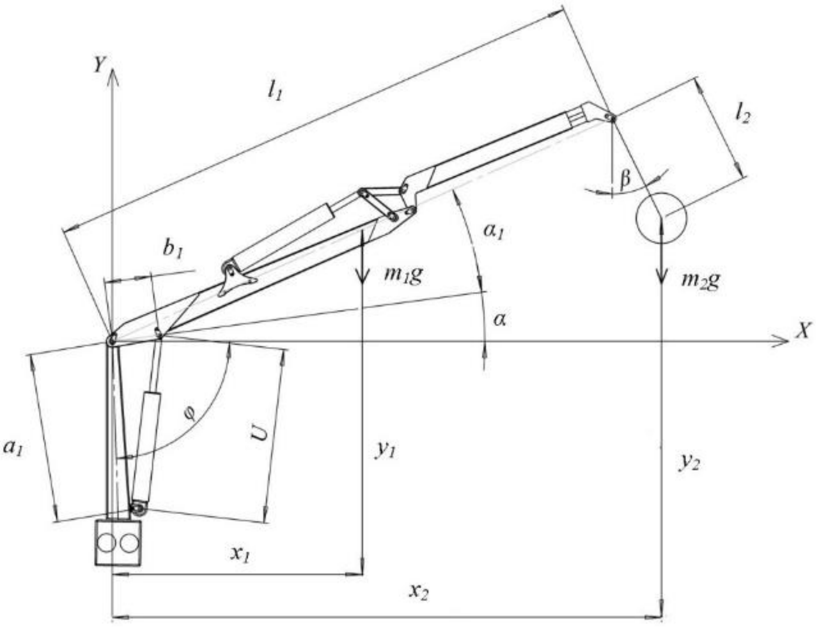


Рисунок 1 – Динамічна модель стрілової системи маніпулятора в процесі зміни вильоту

На рис. 1 прийняті такі позначення: l_1- довжина стріли; l_2- довжина підвісу; a_1 і b_1- відстані від осі обертання стріли до кріплення штоку та відповідно гільзи гідроциліндра; φ та α_1- кути утворені геометричними параметрами елементів стрілової системи маніпулятора; x_1, x_2- горизонтальні координати центрів мас відповідно стріли та вантажу; y_1, y_2- вертикальні координати центрів мас відповідно стріли та вантажу.

Виразимо координати центрів мас ланок крана-маніпулятора через узагальнені координати:

Стріла:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{l_1}{2} Cos(\alpha_1 + \alpha); \\ y_1 = \frac{l_1}{2} Sin(\alpha_1 + \alpha); \end{cases} \tag{1}$$

Вантаж:

$$\begin{cases} x_1 = l_1 \cdot Cos(\alpha_1 + \alpha) + l_2 \cdot Sin\beta; \\ y_1 = l_1 \cdot Sin(\alpha_1 + \alpha) - l_2 \cdot Cos\beta. \end{cases} \tag{2}$$

Для складання рівнянь руху стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу використовуємо рівняння Лагранжа другого роду, які для системи наведеної на (рис. 1) мають вигляд:

$$\begin{cases} \dfrac{d}{dt}\dfrac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \dfrac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_{\alpha} - \dfrac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \\ \dfrac{d}{dt}\dfrac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \dfrac{\partial T}{\partial \beta} = -\dfrac{\partial \Pi}{\partial \beta}, \end{cases} \tag{3}$$

де t- час; T, Π- відповідно кінетична та потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу; Q_{α}- неконсервативна складова узагальненої сили системи, що відповідає координаті α .

Виразимо кінетичну енергію стрілової системи крана-маніпулятора:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_1 \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \left(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2\right), \tag{4}$$

де m_2- маса вантажу; J_1- момент інерції стріли відносно осі її обертання. Момент інерції стрілової системи визначається наступним чином:

$$J_1 = \frac{1}{3} \cdot m_1 \cdot l_1^2, \tag{5}$$

де m_1- маса стріли.

Виразимо потенціальну енергію стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту:

$$\Pi = \left(m_1 y_1 + m_2 y_2\right) g, \tag{6}$$

де g- прискорення вільного падіння.

Візьмемо похідні від кінетичної енергії (4), що входять в систему рівнянь (3):

$$\begin{gathered} \frac{\partial T}{\partial \alpha} = m_2\left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \alpha} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \alpha}\right); \\ \frac{\partial T}{\partial \beta} = m_2\left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \beta} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \beta}\right); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J_1 \cdot \dot{\alpha} + m_2\left(\dot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \dot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha}\right); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = m_2\left(\dot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \beta} + \dot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta}\right); \\ \frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J_1 \cdot \ddot{\alpha} + m_2\left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \alpha} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \alpha}\right); \\ \frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = m_2\left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \beta} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \beta} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \beta}\right). \end{gathered} \tag{7}$$

Візьмемо також похідні від потенціальної енергії (6):

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}=\left(m_1\frac{\partial y_1}{\partial \alpha}+m_2\frac{\partial y_2}{\partial \alpha}\right)g;$$
$$\frac{\partial \Pi}{\partial \beta}=m_2\cdot g\frac{\partial y_2}{\partial \beta}. \tag{8}$$

Визначимо неконсервативну складову узагальненої сил, що входить в систему рівнянь (3). Для цього складемо рівняння робіт:

$$Q_\alpha\delta\alpha=F\cdot\delta U. \tag{9}$$

В отриманому рівнянні виразимо варіацію переміщення штока гідроциліндра через варіацію узагальненої координати, в результаті чого отримаємо:

$$Q_\alpha=F\frac{\partial U}{\partial \alpha}, \tag{10}$$

де F - зусилля в гідроциліндрі підйому стріли.

Підставивши вирази (7…10) в систему рівнянь (3), отримаємо систему диференціальних рівнянь руху крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту стрілової системи з вантажем:

$$\begin{cases}J_1\cdot\ddot{\alpha}+m_2\left(\ddot{x}_2\frac{\partial x_2}{\partial \alpha}+\ddot{y}_2\frac{\partial y_2}{\partial \alpha}\right)=F\frac{\partial U}{\partial \alpha}-\left(m_1\frac{\partial y_1}{\partial \alpha}+m_2\frac{\partial y_2}{\partial \alpha}\right)g;\\ \ddot{x}_2\frac{\partial x_2}{\partial \alpha}+\left(\ddot{y}_2+g\right)\frac{\partial y_2}{\partial \beta}=0.\end{cases} \tag{11}$$

Знайдемо характеристики приводних механізмів, що входять в систему рівнянь (11).

$$U=\sqrt{a_1^2+b_1^2-2a_1b_1\cdot Cos(\varphi+\alpha)}. \tag{12}$$

Тиск в поршневій камері гідроциліндру:

$$P=P_н-\left(\frac{A^2\cdot\dot{U}^2\cdot\rho}{2\cdot f^2\cdot\mu^2\cdot g}\right), \tag{13}$$

де: $P_н$ - тиск нагнітання рідини; A - площа поршня гідроциліндру; ρ - питома вага робочої рідини; f - площа прохідного отвору в золотниковому гідро розподільнику; μ - коефіцієнт витрати рідини через дросель.

Для розв'язку системи нелінійних диференційних рівнянь (11) прийнято такі вихідні параметри стрілової системи крана-маніпулятора: l_1=6,1 м; l_2 0,4 м; a_1=1,7 м b_1=0,5 м; φ=1,3606 рад; α_1 =0,384 рад; m_1=500 кг; $m2$=700 кг, при початкових умовах руху α = – 0,192 рад; $\dot{\alpha}$=0 рад/с; β=0 рад; $\dot{\beta}$=0 рад/с. На основі вихідних параметрів та за допомогою прикладних комп'ютерних програм розв'язана задача динаміки руху стрілової системи крана-маніпулятора. Отримані результати проілюстровано графічно на (рис. 2) – (рис. 6).

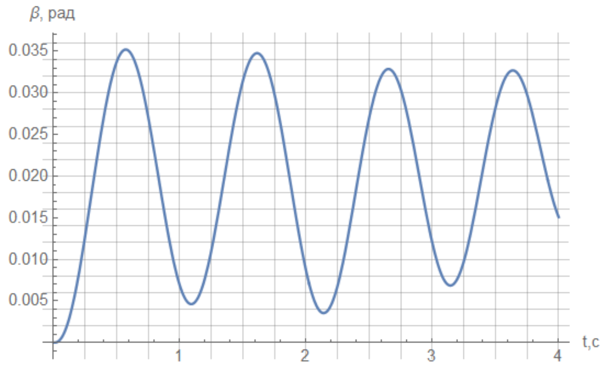


Рисунок 2 – Графік кутового відхилення вантажу

З графіку кутового відхилення вантажу (рис. 2), видно, що найбільше відхилення вантажу становить 0,035 рад. Протягом всього часу переміщення стрілової системи крана-маніпулятора кутове відхилення вантажу супроводжується коливальним рухом затухаючого характеру, що, в свою чергу, призводить до збільшення динамічних навантажень в елементах металоконструкції стрілової системи.

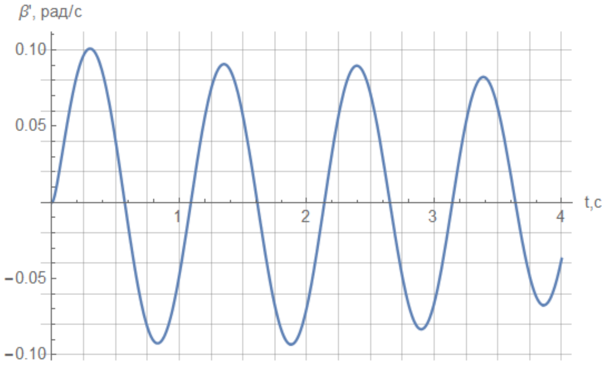


Рисунок 3 – Графік зміни кутової швидкості коливання вантажу

З графіка швидкості коливання вантажу (рис. 3) видно, що коливання в процесі зміни вильоту стрілової системи мають амплітудний, затухаючий характер та не перевищують значення 0,1 рад/с.

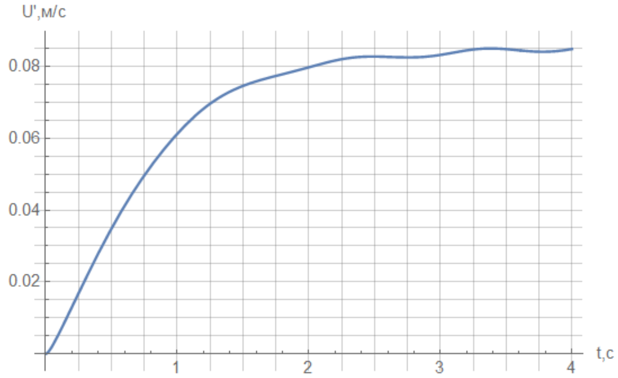


Рисунок 4 – Графік зміни швидкості переміщення штоку гідроциліндру

З графіку зміни швидкості переміщення штоку гідроциліндра (рис. 4) видно, що вихід штоку гідроциліндра на усталений рух відбувається протягом 2-х с., і становить 0,08 м/с при усталеному русі. Подальше переміщення штоку супроводжується динамічними навантаженнями, які виникають внаслідок коливального руху вантажу на кінці стрілової системи.

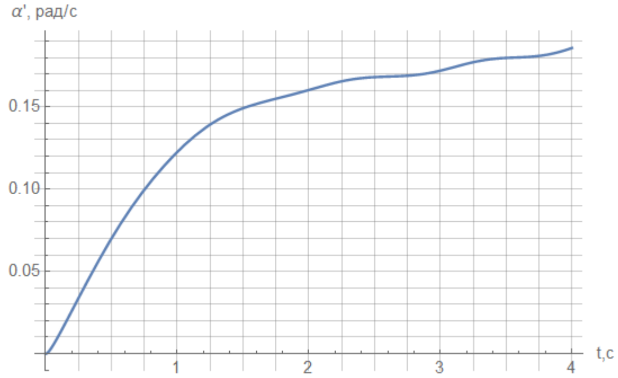


Рисунок 5 – Графік зміни швидкості кутового переміщення стрілової системи

Аналізуючи графік зміни швидкості кутового переміщення стрілової системи (рис. 5), видно що вихід стрілової системи на усталеній рух відбувається протягом 2-х с, та в подальшому переміщенні супроводжується незначними коливаннями та збільшення кутової швидкості стрілової системи. Цей ефект спричинений інерційними силами, які виникають внаслідок нерівномірного обертання стрілової системи при рівномірному переміщенні штоку силового гідроциліндра і залежать від кінематичних параметрів механізму підйому стрілової системи.

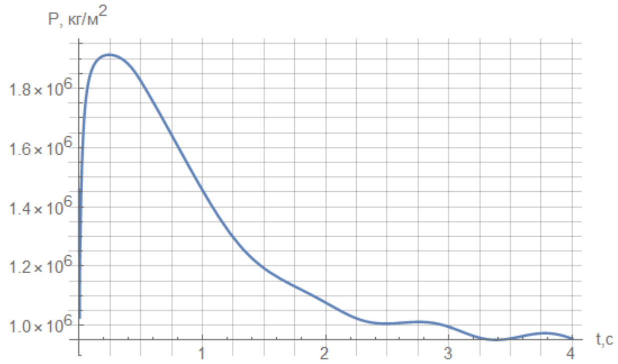


Рисунок 6 – Графік зміни тиску в поршневій камері гідроциліндру

Графік зміни тиску в поршневій камері гідроциліндру (Рис. 6), показує, що у початковий момент руху стрілової системи тиск у поршневій камері набуває значення 1,9х10^6 кг/м^2, що обумовлено високим моментом зрушення стрілової системи з вантажем. З виходом штоку силового гідроциліндра на усталений рух, тиск поступово зменшується, і становить 1,0х10^6 кг/м^2.

Висновки. У результаті проведеного дослідження було побудовано математичну модель динаміки зміни вильоту в площині підйому стрілової системи з вантажем крана-маніпулятора. Проведено динамічний аналіз механізму підйому стрілової системи. Отримано графічні залежності динамічних навантажень в стріловій системі та елементах приводу крана-маніпулятора. Запропонована математична модель дає змогу визначити дійсні динамічні навантаження в елементах конструкції маніпулятора та використати їх у подальшому практичному використанні.

Список використаної літератури

1. Башкиров В.С. О динамических нагрузках, возникающих в гидроприводах и металоконструкциях гидромеханических манипуляторов / В.С. Башкиров, Ю.Н. Дудков, В.Е. Киреев, П.Б.Германович. Всб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. Омск, 1980. – с. 50-55.
2. Башкова Н.В. Местные напряжения в телескопической стреле / Н.В.Башкова Строительные и дорожные машины – 1977. №7. с. 19 – 20.
3. Бакай Б.Я. Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера / Б.Я. Бакай. Науковий вісник НЛТУ України – Львів. Видавництво НЛТУ України, 2011 – Вип. 21.18. с. 322 – 327.

4. Кулешов В.С. Динамика системы управления манипуляторами / В.С. Кулешов, Н.А. Лакота. – М.: Энергия, 1971. – 304 с.

5. Петров Б.А. Манипуляторы / Б.А. Петров – Ленинград. Машиностроение 1984. – 238 с.

6. Кузнецов Н.К. О демпфировании упругих колебаний манипуляторов / Н.К. Кузнецов Управляемые механические системы – Иркутск. Политехнический институт, 1978. с. 89-101.

7. Михайлов С.И. Исследование динамики манипулятора с упругими звеньями / С.И. Михайлов, Ф.Л. Черноусько. Изв.: АН СССР. Механика твердого тела – 1984. №2. с. 51-58.

8. Черноусько Ф.Л. Динамика управляемых движений упругого манипулятора / Ф.Л. Черноусько. Изв.: АН СССР. Техническая кибернетика. – 1981. №5. с. 142-152.

9. Тертычный-Даури В.Ю. Динамика робототехнических систем / В.Ю. Тертычный-Даури. – СПб.: НИУ ИТМО, 2012. – 128 с.

10. Смольников Б.А. Проблемы механики и оптимизации роботов / Б.А. Смольников. – Москва. Наука, 1991. – 231 с.

11. Заблонский К.И. Оптимальный синтез схем манипуляторов промишленых роботов / К.И. Заблонский, Н.Т. Монашко, Б.М. Щецин. – Киев. Техника, 1989. – 148 с.

12. Кобринский А.А. Манипуляционные системы роботов / А.А. Кобринский, А.Е. Кобринский. – Москва. Наука, 1985. – 343 с.

13. Бербюк В.Е. Динамика и оптимизация робототехнических систем / В.Е. Бербюк – Киев. Наукова думка, 1989. – 188 с.

14. Ловейкін В.С. Математична модель динаміки зміни вильоту крана маніпулятора з жорсткими ланками. / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук / Журнал «Техніка будівництва». – К.: КНУБА, 2006. Вип. №19. – с. 26-29.

15. Міщук Д.О. Математичне моделювання зміни вильоту вантажу маніпулятором з гідроприводом / Д.О. Міщук, В.С. Ловейкін / Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – Київ. 2012. – с. 9-15.

16. Лагерев И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов манипуляторов. Монография / И.А. Лагерев А.В. Лагерев. – Брянск Изд-во БГТУ. 2012. – 196 с.

17. Ащепкова Н.С. Метод кинематического и динамического анализа манипулятора с использованием Mathcad / Н.С. Ащепкова – Восточно-Европейский журнал передовых технологий. №5/7 (77) 2015. с. 54-63.

18. Добрачев А.А., Раевская Л.Т., Швец А.В. Статическая устойчивость манипуляторных машин / А.А. Добрачев, Л.Т. Раевская, А.В. Швец / Вестник машиностроения. – 2009. – №12 – с. 24-27.

19. Добрачев А.А., Раевская Л.Т., Швец А.В. Математическое моделирование динамических реакций опор манипуляторной машины / А.А. Добрачев, Л.Т. Раевская, А.В. Швец / Вестник машиностроения. – 2010. – №1 – с. 17-20.

20. Раевская Л.Т., Швец А.В., Дахиев Ф.Ф. Иследование линейных и угловых скоростей звеньев манипулятора / Л.Т. Раевская, А.В. Швец, Дахиев Ф.Ф. / Вестник машиностроения. – 2012. – №10 – с. 26-28.

MATHEMATICAL MODEL OF DYNAMICS CHANGE LENGTH OF THE CRANE ARM SYSTEM OF A CRANE-MANIPULATOR

Loveykin, V. S., Romasevich Yu. O., Spodoba O. O.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. In the performance of lifting and transport operations, cranes-manipulators with hydraulic drive on vehicles in building, agrarian, forestry and other industries are widely used. This is due to a number of their benefits, such as improving the working conditions of workers and increasing productivity in load-lifting and transport operations. The paper considers the method of constructing a mathematical model in the plane of change of departure of the jib system of a crane-manipulator with a hydraulic drive with the use of Lagrange equations of the second kind. In the process of constructing a mathematical model, an equation of motion of the jib system of a crane-manipulator in the process of flight change is obtained. The developed mathematical model allows theoretically determined the effect of the movement of the jib system on the fluctuations of the load and the effect of the fluctuations of the load on the dynamic loads that arise in the jib system and the elements of the drive of the manipulator.

Key words: mathematical model, change length, crane-manipulator, Lagrange equation, dynamic loading, cargo fluctuations.

УДК 621.869
DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.08

Ковалевський С. Г.[1],Ярижко О. В.[1], Краснокутський В. М.[2]
[1]Харківський національний автомобільно – дорожній університет
[2]Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВОЇ РАМИ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА

Анотація. *В статті представлена математична модель напівпричіпного скрепера з усіма привідними колесами під час занурення ножа в грунт, реалізація якої дозволила отримати графіки динамічної зміни горизонтальної та вертикальної сили, що діє в шарнірах тягової рами. Отримані результати силового навантаження дозволили виконати дослідження напружено-деформованого стану тягової рами напівпричіпного скрепера на основі створеної комп'ютерної моделі.*

Ключові слова: *скрепер, моделювання, робочий процес, навантаження, металоконструкція, тягова рама.*

Вступ

Робота скреперів, супроводжується впливом на робоче обладнання та металоконструкцію змінних динамічних навантажень.

Процес заповнення ковша скрепера складається з декількох складових, які періодично повторюються в робочому циклі. Кожен з цих етапів супроводжується різними переміщеннями скрепера та окремих його вузлів, обумовленими діями зовнішніх сил при різані та завантажені грунта в ковш, що потребує окремого розглядання напруженого стану скреперного обладнання в декількох розрахункових положеннях.

Аналіз режимів навантаження металоконструкції скрепера під час виконання основних операцій копання дозволяє визначити раціональні режими роботи машини.

Тягова рама є однією з найбільш навантажених вузлів конструкції та доволі часто виходить з ладу, що призводить до позапланових ремонтів, тому визначення її напружено-деформованого стану під час виконання основних операцій заповнення ковша є актуальним завданням.

Аналіз публікацій.

Напружено-деформований стан металоконструкції самохідного скрепера при роботі зі штовхачами різного класу розглянуто в роботі [1].

Дослідження навантаження металоконструкції скрепера проводилося з використанням методу кінцевих елементів з використанням розробленого способу завдання граничних умов.

Проведені дослідження дозволили визначити найбільш навантажені елементи ковша, задньої рами і бампера, запропонувати удосконалення металоконструкції скрепера для підвищення її працездатності, розробити методику вибору основних параметрів пристрою, що знижує статичне і динамічне навантаження з боку штовхача на металоконструкцію скрепера.

Встановлено раціональні режими роботи агрегату з точки зору швидкостей руху, глибини різання і об'єму грунту в ковші при використанні різних типів штовхачів.

Питання навантаження тягової рами при інтенсивному заглибленні ножа скрепера в даній роботі не розглядаються.

В роботі [2] розглянуті питання навантаження тягової рами напівпричіпного скрепера на тяговому і транспортному режимах.

Дослідження напружено-деформованого стану тягової рами виконано в за допомогою програми APM, інтегрованої в графічний редактор.

Розглянуто випадок передачі тягового зусилля трактора безпосередньо на ківш, минаючи тягову раму, при розробці грунту.

Встановлено сприятливий вплив на напружено-деформований стан тягової рами скрепера її розвантаження від тягового зусилля трактора. Напружено-деформований стан поперечної балки тягової рами практично не залежить від режиму роботи скрепера, тоді як найбільш навантаженим елементом є арка-хобот тягової рами у місці переходу арки-хобота в поперечну балку.

В статті не розглянуто навантаження тягової рами на початку заповнення ковша при інтенсивному заглибленні ножа скрепера, вплив динаміки процесу не враховувався, або визначався коефіцієнтом динамічності, що збільшує похибку розрахунків.

У статті [3] розглянута можливість застосування комп'ютерного моделювання для отримання раціональних параметрів основної металоконструкції за умови збереження достатньої міцності при мінімальній масі.

Головною особливістю роботи є використання сучасних методів розрахунку металоконструкцій на міцність із використанням програм MSC Nastran for Windows, що дозволяє максимально наближено розрахувати металоконструкцію на відміну від класичних методів, які у більшості випадків базуються на емпіричних даних.

Задачу вдосконалення розрахунків тягової рами напівпричіпного скрепера на міцність та довговічність за рахунок визначення показників пружності її металоконструкції розглянуто в роботі [4]. Розроблено комп’ютерну модель тягової рами.

Запропоновано методику розрахунку показників деформації металоконструкції рами в горизонтальній та вертикальній площині та визначення коефіцієнтів пружності рами, але розрахунки на міцність не виконувалися.

Таким чином, розрахунок металоконструкцій на міцність із використанням методів комп'ютерного моделювання доволі часто використовуються в сучасних дослідженнях, але кожна окрема машина потребує створення своїх розрахункових схем.

Математичне моделювання напівпричіпного скрепера на початковому етапі робочого циклу.

На першому етапі роботи скрепера відбувається інтенсивне заглиблення ножа в грунт, яке викликає появу значних деформацій.

Прийняті обґрунтовані обмеження [4-6] дозволили спростити створення розрахункової схеми, математичної моделі та проведення досліджень.

Розрахункова схема напівпричіпного скрепера на початку набору грунта приведена на рис. 1.

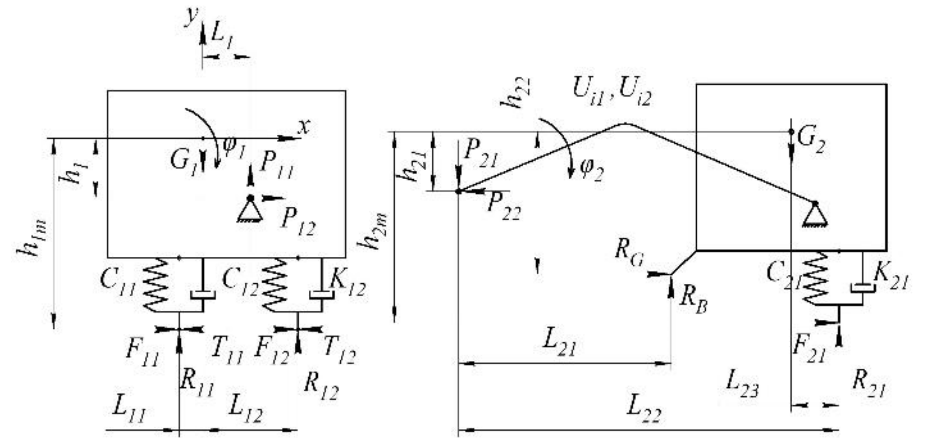


Рисунок 1 – Розрахункова схема напівпричіпного скрепера

З метою спрощення математичної моделі кутові коливання тягача та скрепера можливо не враховувати, зважаючи на їх невеликий вплив на діючі навантаження при заглиблені ковша.

Відповідно до прийнятих припущень розрахункова схема напівпричіпного скрепера в цьому випадку може бути представлена двох масовою системою m_1, m_2, що здійснює поздовжні і вертикальні переміщення x та y, в якій враховуються сили тяги на ведучих колесах тягача T_{11}, T_{12}; реакції грунту на осях R_{11}, R_{12}, R_{21}; опір коченню коліс F_{11}, F_{12}, F_{21}; горизонтальна та вертикальна складові сили опору копання, що прикладені до ножа скрепера R_G, R_B та сили тяжіння G_1, G_2.

Пружні зв'язки системи характеризуються коефіцієнтами жорсткості тягової рами скрепера в горизонтальній та вертикальній площині U_1 та U_2, радіальною жорсткістю ведучих коліс тягача C_{11}, C_{12} та скрепера C_{21}, з в'язким опором K_{11}, K_{12}, K_{21}.

Для визначення тягового зусилля по зчепленню розглянемо схему сил, діючих на напівпричіпний скрепер (рис. 2).

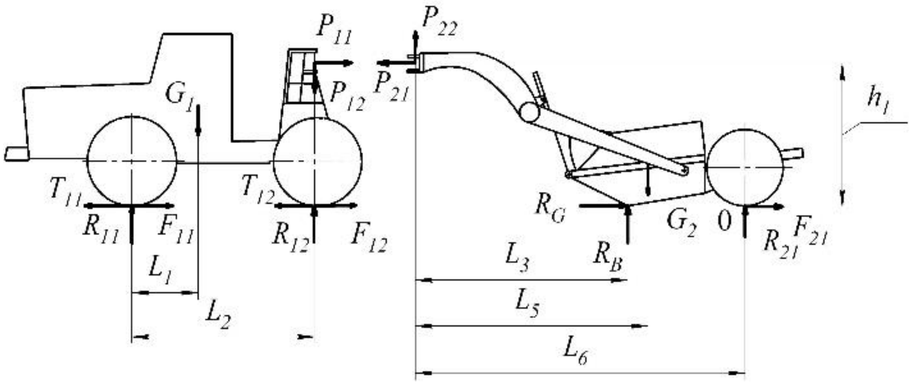


Рисунок 2 – Схема сил, діючих на напівпричіпний скрепер

Рівняння статики складені окремо для трактора і скрепера дозволяють отримати наступні вирази:

$$\begin{gathered}\sum R_i + R_B - G_1 - G_2 = 0;\\ \left(R_{11} + R_{12}\right)\varphi - R_G - \sum F_i = 0;\\ R_{21}L_6 + \left(R_G + F_{21}\right)h_1 + R_B L_3 - G_2 L_5 = 0;\\ T_{11} + T_{12} = \frac{G_1 + G_2\left(1 - \dfrac{L_5}{L_6}\right)}{1 + \dfrac{\varphi h_1}{L_6} + \dfrac{\psi L_3}{L_6}}\varphi.\end{gathered} \tag{1}$$

Для складання рівнянь руху напівпричіпного скрепера щодо узагальнених координат були визначені швидкості центрів ваги мас тягача і скрепера, кінетичні енергії та їх похідні від швидкості та часу, узагальнені сили, що діють з боку ведучих коліс та тягової рами.

Сили, що діють на тягач та скрепер з боку передніх ведучих та задніх коліс дорівнюють:

$$R_i = C_i y_i + K_i \dot{y}_i \tag{2}$$

Сили, що діють на тягач та скрепер з боку тягової рами:

$$P_1 = U_{11}\Delta x_i + U_{12}\Delta y_i \tag{4}$$

$$P_2 = U_{21}\Delta x_i + U_{22}\Delta y_i \tag{5}$$

де Δx_i - подовження рами в горизонтальному напрямку, Δy_i - подовження рами в вертикальному напрямку.

Коефіцієнти U_1, U_2 розраховані за деформаціями рами за допомогою методу кінцевих елементів [7, 8].

Сили опору різанню грунту визначалися інтенсивністю зростання опору копанню:

$$\begin{gathered} R_G = Ax_2 \\ R_B = R_G\psi \end{gathered} \qquad (6)$$

Математична модель напівпричіпного скрепера на початковому етапі заповнення ковша прийме вигляд:

$$\begin{aligned} &m_1 \cdot \ddot{x}_1 = T_{11} + T_{12} - F_{11} - F_{12} - U_{11}(x_1 - x_2) - U_{12}(y_1 - y_2), \\ &m_1 \cdot \ddot{y}_1 = -C_1 y_1 - k_1 \dot{y}_1 + U_{21}(x_1 - x_2) + U_{22}(y_1 - y_2), \\ &m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -R_G - F_{21} + U_{11}(x_1 - x_2) + U_{12}(y_1 - y_2), \\ &m_2 \cdot \ddot{y}_2 = C_2 y_2 + k_2 \dot{y}_2 - U_{21}(x_2 - x_1) - U_{22}(y_2 - y_1) + R_B. \end{aligned} \qquad (7)$$

Моделювання навантаження металоконструкції проводилася при різних значеннях інтенсивності зростання опору копанню A, які змінювалися від 50 до 250 кН/м (рис. 3, 4).

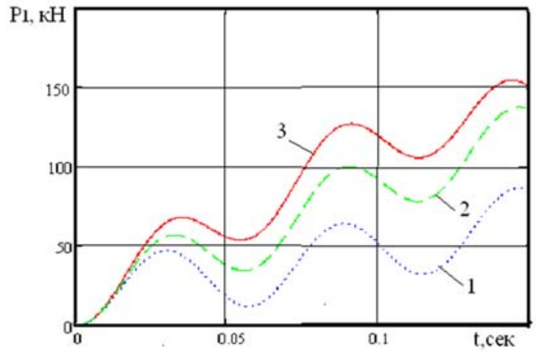


Рисунок 3 – Динаміка зміни горизонтальної сили
1 - A = 50кН/м, 2 - A =150кН/м, 3 - A = 250кН/м

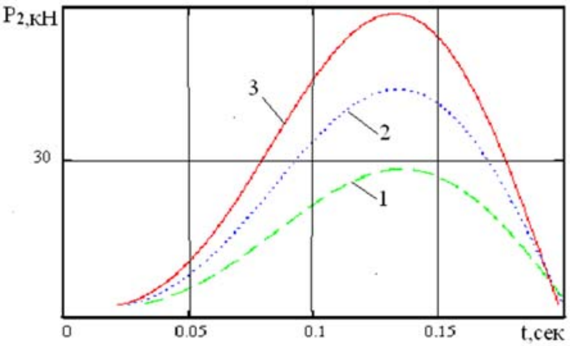


Рисунок 4 – Динаміка зміни вертикальної сили
1 - A = 50кН/м, 2 - A = 150кН/м, 3 - A = 250кН/м

Аналіз результатів розрахунків з використанням створеної математичної моделі показав, що динаміка зміни горизонтальної та вертикальної сили, які діють в шарнірі кріплення тягової рами, має коливальний характер, а максимальні значення досягаються майже за однаковий проміжок часу в першому на півперіоді.

Результати досліджень показали (таблиця 1), що сили діючі в шарнірі кріплення тягової рами зростають з підвищенням інтенсивності опору копанню, досягаючи максимальних значень 150 та 60кН.

Горизонтальні зусилля значною мірою перевищують вертикальні та обидва збільшуються зі зростанням інтенсивності опору копанню. Темп підвищення максимумів горизонтальної сили нерівномірний, так при збільшені інтенсивності з 50 до 150 кН/м, найбільше значення зростає на 19 %, а з 150 до 250 кН/м – на 11 %, що дає можливість зробити висновок про доцільність роботи з меншими швидкостями занурення ножів ковша в грунт з огляду на навантаження металоконструкції.

Темп зростання максимумів вертикальної сили можна вважати рівномірним з підвищенням швидкостей руху та категорії грунта, що розробляється.

Таблиця 1 – Сили, що діють в шарнірі арці тягової рами

Інтенсивність опору копанню A, кН/м	Горизонтальна сила в шарнірі арці P_1, кН	Вертикальна сила в шарнірі арці P_2, кН.
50	80	32
150	130	52
250	150	60

На основі отриманих даних було виконано дослідження напружено-деформованого стану тягової рами напівпричіпного скрепера на початку набору грунту для чого була створена комп'ютерна модель з урахуванням механічних характеристик сталі, з якої виготовлена рама.

Результати проведеної роботи, які представлені на рисунку 5, показали що найбільш напруженою ділянкою передньої частини рами є місця з’єднання арки з поперечною балкою, в яких максимальні значення напруг досягає 175 МПа при занурені з інтенсивністю 250 кН/м. Напруги, які виникають в місцях з’єднання нижнього листа арки з боковими, а також в верхній провушині, є меншими та знаходяться в межах 70 – 105 МПа.

Коефіцієнт запасу за межею текучості в найбільш напруженому місці складає 1,9, що недостатньо для нормальної експлуатації тягової рами при таких розрахункових навантаженнях.

Засобами вирішення цього питання може бути використання більш міцної сталі, що приведе до подорожчання конструкції, або розробка конструктивних методів зниження діючих напружень.

Оскільки в цьому місці відбувається з'єднання складної конфігурації вертикального бокового листа с горизонтальною балкою, що виготовлена у формі труби, найбільш раціональним є зменшення концентратора напруги за рахунок збільшення радіусу сполучення, яке досягається впровадженням відповідної технології виконання складальних робіт та використанням додаткових деталей.

Збільшення радіусу з'єднання з 2 до 4 мм дозволило отримати зниження максимальних напруг на 68 % до 120МПа (рис. 6), а впровадження сполучення радіусом 6 мм забезпечило величину напруг у 80 МПа (рис. 7).

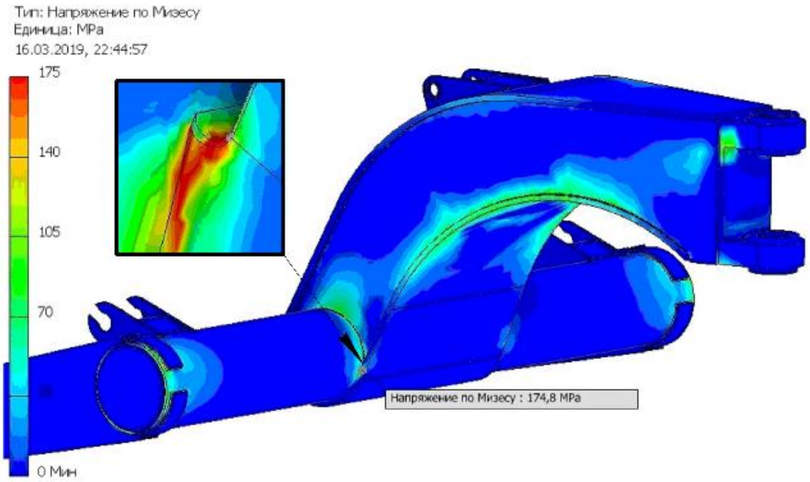


Рисунок 5 – Напруження в арці тяговї рами при радіусі з'єднання 2мм

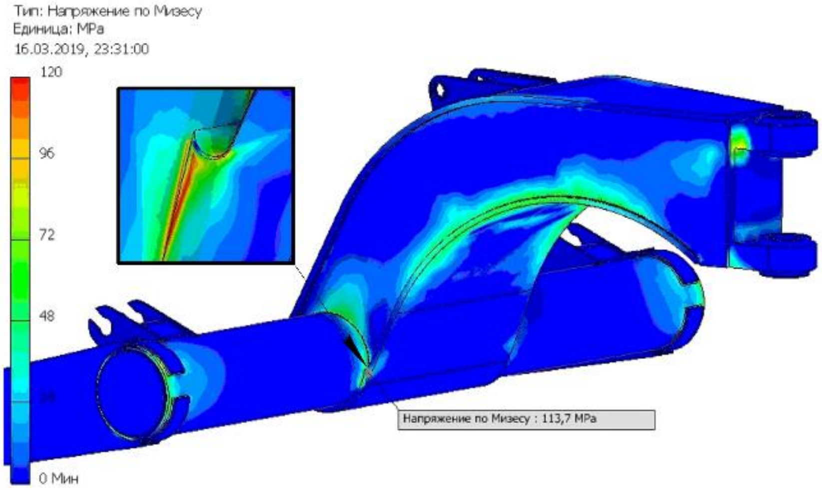


Рисунок 6 – Напруження в арці тяговї рами при радіусі з'єднання 4мм

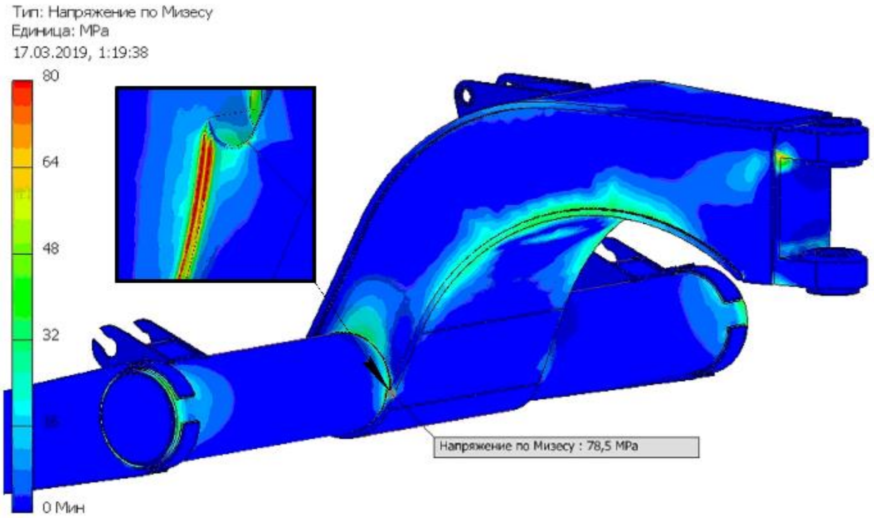


Рисунок 7 – Напруження в арці тягової рами при радіусі з’єднання 6мм

Висновки. Розроблено розрахункову схему напівпричіпного скрепера під час занурення ножа в грунт, на основі якої з урахуванням обґрунтованих обмежень та граничних умов, створено двохмасову математичну модель, що має можливість руху в горизонтальному та вертикальному напрямках. З метою спрощення математичної моделі кутові коливання тягача та скрепера не враховувались, зважаючи на невеликий їх вплив на діючі навантаження при заглиблені ковша.

Реалізація математичної моделі дозволило отримати графіки динамічної зміни горизонтальної та вертикальної сили, що діє в шарнірах тягової рами. Коливальний характер навантажень засвідчив, що максимальні значення досягаються майже за однаковий проміжок часу в першому напівперіоді, а горизонтальні та вертикальні зусилля зростають з підвищенням інтенсивності опору копанню, досягаючи максимальних значень 150 та 60кН відповідно.

Встановлено, що темп підвищення максимумів горизонтальної сили нерівномірний, так при збільшені інтенсивності з 50 до 150 кН/м, найбільше значення зростає на 19 %, а з 150 до 250 кН/м – на 11 %, що дає можливість зробити висновок про доцільність роботи з меншими швидкостями занурення ножів ковша в грунт з огляду на навантаження металоконструкції.

Темп зростання максимумів вертикальної сили можна вважати рівномірним з підвищенням швидкостей руху та категорії грунта, що розробляється.

Отримані результати силового навантаження дозволили виконати дослідження напружено-деформованого стану тягової рами напівпричіпного скрепера на початку набору грунту для чого була створена комп'ютерна модель з урахуванням механічних характеристик сталі, з якої виготовлена рама.

Проведене комп’ютерне моделювання показало що найбільш напруженою ділянкою передньої частини рами є місця з’єднання арки з поперечною балкою, в яких максимальні значення напруг досягає 175 МПа при занурені з інтенсивністю 250 кН/м. Напруги, які виникають в місцях з’єднання нижнього листа арки з боковими, а також в верхній провушині, є меншими та знаходяться в межах 70 – 105 МПа.

Коефіцієнт запасу за межею текучості в найбільш напруженому місці складає 1,9, що недостатньо для нормальної експлуатації тягової рами при таких розрахункових навантаженнях.

Збільшення радіусу з’єднання бокового листа арки з поперечною балкою з 2 до 4 мм дозволило отримати зниження максимальних напруг на 68 % до 120МПа, а впровадження сполучення радіусом 6 мм забезпечило величину напруг у 80 МПа

Таким чином проведені дослідження показали необхідність доопрацювання металоконструкції тягової рами напівпричіпного скрепера з метою зменшення напруженого стану та підвищення її довговічності.

Список використаної літератури

1. Щемелёв А.М. Способы снижения нагруженности металлоконструкции скрепера МоАЗ-6014 при копании грунта / А.М. Щемелёв, О.В. Леоненко // Строительные и дорожные машины. 2004. - №8 - С.18 - 23.

2. Нилов, В.А. Исследование нагруженности тяговой рамы скрепера с шаровым седельным устройством / В.А. Нилов В.А., Д.А. Степанченко // Высокие технологии в строительном комплексе. - 2018. - № 1. - С 132-135.

3. Іваненко О.І. Удосконалення методу розрахунку і проектування головної балки мостового крану / О.І. Іваненко, О.В. Щербак // Подъемно-транспортная техника. – 2018. - №3 (59). – С. 86-92.

4. Ковалевский С.Г. Моделирование нагружения тяговой рамы самоходного скрепера / С.Г. Ковалевский // Вестник ХНАДУ. Сб. научн. тр. - Х.: ХНАДУ – 2016 – Вып. 73. – С. 162–166.

5. Meirovitch L. Methods of Analytical Dynamics / L. Meirovitch // Dover Publications. - 2010. – P. 544.

6. Rehnberg A. Suspension design for off-road constraction machines / A. Rehnberg // Stokholm. Sweden. - 2011. - 92 p.

7. Кириченко І. Г. Розробка методики визначення показників пружності тягової рами напівпричіпного скрепера / І. Г. Кириченко, С.Г. Ковалевський // Научно-технический журнал. Технология приборостроения. - 2017. - № 2. – С. 71-72.

8. Hadianfard M.A. Reliability based design optimization of semi-rigid steel frames / M.A. Hadianfard // WIT Transactions on the Built Environment. – 2009. - Vol. 106. – P. 131-142.

RESEARCH OF STRESSES IN METAL STRUCTURE OF THE TRACTOR FRAME BY SEMI-TRAILER SCRAPER

Kovalevskyi S. G.[1], Yaryzhko A. V.[1], Krasnokutskyi V. M.[2],
[1]*Kharkiv National Automobile and Highway University*
[2]*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*

Abstract. A design scheme of a semi-trailer scraper was developed during the knife immersion into the soil, on the basis of which, taking into account reasonable restrictions and boundary conditions, a two-mass mathematical model was created, which has degrees of freedom in horizontal and vertical directions. In order to simplify the mathematical model, the angular oscillations of the tractor and the scraper were not taken into account, due to their small influence on the actual loads during bucket depth.

The implementation of the mathematical model allowed us to obtain graphs of the dynamic changes in the horizontal and vertical force acting in the hinges of the traction frame. The oscillatory nature of the loads showed that the maximum values are reached in almost the same period of time in the first half period, and the horizontal and vertical efforts increase with increasing intensity of resistance to digging, reaching maximum values of 150 and 60 kN, respectively.

It is established that the rate of increase of the maxima of the horizontal force is uneven, so with increasing intensity from 50 to 150 kN / m, the highest value increases by 19%, and from 150 to 250 kN / m - by 11%, which makes it possible to conclude that the work is expedient with lower speeds of dipping the bucket knives into the ground, taking into account the load on the metal structure.

The growth rate of the maxima of the vertical force can be considered uniform with an increase in the speeds of movement and the category of soil being developed.

The results of the force load allowed us to study the stress-strain state of the semi-trailer scraper frame at the beginning of the ground collection, for which a computer model was created taking into account the mechanical characteristics of the steel from which the frame was made.

Computer simulations performed showed that the most intense section of the front part of the frame is the junction of the arch with the transverse beam, in which the maximum stress values reach 175 MPa when immersed with an intensity of 250 kN / m. The stresses that occur at the junctions of the lower arch sheet with the lateral ones, as well as at the upper lugs, are much smaller and are within 70 - 105 MPa.

The margin on yield strength in the most stressful place is 1.9, which is not enough for normal operation of the traction frame at such design loads.

An increase in the radius of the side arch sheet connection with the transverse beam from 2 mm to 4 mm made it possible to reduce the maximum stresses by 68% to 120 MPa, and the introduction of a connection with a radius of 6 mm provided a stress value of 80 MPa

Thus, the conducted studies have shown the need to refine the metal structure of the trailer frame of the semi-trailer scraper in order to reduce the stress state and increase its durability.

Keywords: scraper, modeling, working process, loading, metal construction, traction frame.