

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

Науковий семінар ПТМ



Тези доповідей

26 - 29 березня 2012р.

Тернопіль

Програмний комітет:

1. Григоров Отто Володимирович проф., д.т.н., – НТУ “Харківський Політехнічний інститут”, м. Харків.
2. Ловейкін В’ячеслав Сергійович проф., д.т.н. Національний університет біоресурсів і природокористування України (НУБПУ).
3. Рогатинський Роман Михайлович проф., д.т.н.– проректор з наукової роботи Тернопільський національний технічний університет.
4. Семенюк Володимир Федорович проф., д.т.н., – Політехнічний університет, м. Одеса.
5. Стухляк П.Д., д.т.н., проф. – голова Тернопільського відділу ПТАНУ (м. Тернопіль).

О. В. Григоров, С. О. Губський ВПЛИВ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА НА РЕСУРС МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ	5
В.С. Ловейкін, В.А. Бортун ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СТРІЧКОВИХ КІВШОВИХ ЕЛЕВАТОРІВ	6
В.С. Ловейкін, П.В. Лимар УДОСКОНАЛЕННЯ ГРЕЙФЕРНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЗАХВАТУ КОЛОД.....	7
Л.Р. Рогатинська ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ.....	8
П.Д.Стухляк РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ АДГЕЗІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛЕЮВАНИХ ВИРОБІВ ІЗ ДЕРЕВА	10
В.В. Суглобов, В.А. Міхєєв, К.В. Ткачук ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ВХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ СПІЛЬНОГО АВТОМАТИЗОВАНОГО СИНТЕЗУ Й ОПТИМІЗАЦІЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ Й СИСТЕМИ ЗРІВНОВАЖУВАННЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА	11
Р.М. Рогатинський; О.Р. Рогатинська МОДЕЛІ МАШИН НЕПЕРЕРВНОГО ТРАНСПОРТУ ІЗ ЗАМКНУТИМ ТЯГОВИМ ОРГАНОМ.....	13
И.С. Варченко МИНІМІЗАЦІЇ НАПРЯЖЕНІЙ В РЕБОРДЕ КАНАТНОГО БАРАБАНА ПРИ ИСПОЛЬЗУВАННІ МНОГОСЛОЙНОЇ НАВИВКИ.....	15
Р.М. Возний ПОЛІТЕТРАФТОРЕТИЛЕН, ЯК ПОКРИТТЯ ДЛЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....	17
Є.В. Гащин ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МІКСЕРМОБІЛІВ ПРИ СПОРУДЖЕННІ БУДІВЕЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ.....	18
Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Романовський Р.М ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ПНЕВМО-МЕХАНІЧНИМ ТРАНСПОРТЕРОМ.....	19
Д.В. Дмитрів, О.Р. Рогатинська КРИТЕРІЇ ЛОГІСТИЧНОЇ ОЦІНКИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ (НА ПРИКЛАДІ МІЖНАРОДНИХ ВАНТАЖНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ)	20
В.Л. Дмитроца ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКІСНОГО ДВОВАЛЬНОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	22
Р.М. Рогатинський Ю.В. Дудун КЕРУВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯМ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	24
О. Іваненко ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ КАТАСТРОФ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ПРОЦЕСУ УГОНУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ВІТРОМ	25
І.І. Ісьєміні ГАЛЬМУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМИ БУФЕРНИМИ ПРИСТРОЯМИ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ	26
Р. М. Рогатинський, Б.Ю. Капаціла МОДЕЛЮВАННЯ ПРОГИНУ ВИТКІВ ШНЕКА ПРИ МІСЦЕВОМУ НАВАНТАЖЕННІ ЗАСОБАМИ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	28

Ю. Б. Капаціла РОЗРОБЛЕННЯ ЗАГАЛЬНИХ ПРИНЦИПІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕСРІВ	29
О. А. Мавроді РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ БЛОКІВ КРАНОВИХ ПОЛІСПАСТІВ.....	30
О. А. Мавроді ІЗГІБНІ НАПРУГИ ХВОСТОВИКА ГАКА ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНОГО КРАНА	31
Д.П. Матоліков, О.О. Немчук АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРИВОДІВ КРАНІВ НА ОСНОВІ МЕТОДІВ МІР ПОДІБНОСТІ.....	32
В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук ОПТИМІЗАЦІЯ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ МАНІПУЛЯТОРА	34
В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ.....	36
В.О. Малащенко, Є.В. Москвяк, В.В.Федик АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ.....	39
Б. Кіндрацький, В.В. Малащенко, О. Сороківський ВПЛИВ ТЕРТЯ НА ВЕЛИЧИНУ МОМЕНТУ ВИМИКАННЯ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ	40
М.М. Баран, Р.Я. Сов'як ПЕРСПЕКТИВИ ТА ПЕРЕДУМОВИ РОЗВИТКУ АВТОКРАНОБУДУВАННЯ.....	41
И.А. Нефёдов ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ГРУЗОПОДЪЁМНИКА АВТОПОГРУЗЧИКА	41
О.Нсженцев, С. Аветісян ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ З ЧАСТОТНИМ КЕРУВАННЯМ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ПЕРЕСУВАННЯ.....	43
Т.М. Осипова КОЕФІЦІЄНТИ ДИНАМІЧНОСТІ ОДНОКОНЦЕВОГО ПІДЙОМНИКА З НАПРАВЛЯЮЧИМ ШКІВОМ.....	44
В.О. Проценко ДОСЛІДЖЕННЯ МУФТИ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ.....	46
В.О. Проценко ПРОБЛЕМИ ВИВЧЕННЯ КУРСАНТАМИ-СУДНОМЕХАНІКАМИ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН В СУЧАСНИХ УМОВАХ	48
Є. Й. Ріпецький ОСОБЛИВОСТІ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МАНІПУЛЯТОРА ПРИ ВЗАЄМОДІЇ ГРЕЙФЕРА З МАТЕРІАЛОМ.....	48
Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМАМИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА.....	48
О. Б. Тисленко АНАЛІЗ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОБОЛОНОК.....	53
Н.М. Фідровська НОВІ ПІДХОДИ ДО РОЗРАХУНКІВ ШАХТНИХ БАРАБАНИВ	55
О.В. Чернишенко ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ КРАНОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ	57

О. В. Григоров, С. О. Губський

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
**ВПЛИВ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА НА РЕСУРС
МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ**

О. V. Grigorov, S. O. Gubskyi
THE IMPACT OF TRAVELING CRANE MOVEMENT IN RESOURCE METAL

Парк мостових кранів в Україні старіє. З кожним роком ситуація погіршується. За останніми даними 84 % вантажопідійомних кранів відпрацювали свій нормативний строк. Основним елементом мостового крана, що лімітує його довговічність, є металоконструкція (особливо кінцевих балок). Більшість мостових кранів, що експлуатуються на підприємствах України, мають конструкцію ходової частини крана з «викатними» колесами (буксами). Порівняно прості в ремонті, такі кінцеві балки мають погану виставку коліс, концентратори напруг, наслідками яких є зниження запасів міцності за опором багатоциклової втомленості. Тому досить актуальною є науково-технічна задача збільшення рівня безпечної експлуатації мостових кранів з різними механізмами пересування крана шляхом визначення напружено-деформованого стану елементів металоконструкції і прогнозуванням їх ресурсу в цілому.

Був проведений порівняльний аналіз оцінки впливу різних конструкцій механізму пересування мостового крана на напружено-деформований стан їх металоконструкцій в цілому. Для цього було використано магніто-коерцитивний метод неруйнівного контролю та метод кінцевих елементів. Для вдосконалення магніто-коерцитивного методу неруйнівного контролю вперше:

- запропоновано метод використання паспортизованих зразків зі змінними перерізами, що дає змогу проводити магніто-коерцитивний неруйнівний контроль металоконструкцій мостових кранів з різними товщинами елементів;

- розроблено метод вирішення проблеми різної роздільної здатності структуроскопів КРМ-ЦК-2М, що дає змогу проводити магніто-коерцитивний неруйнівний контроль металоконструкцій мостових кранів різними структуроскопами;

- проведено дослідження впливу місця розташування точок магнітного контролю на покази коерцитивної сили. Встановлено, що різниця в показах становить не більше 5 %;

- отримані залежності впливу механічних властивостей та вагових часток хімічних елементів кранових сталей (09Г2С, ВСт 3, 10ХСНД) на покази коерцитивної сили, що дає змогу використовувати ці залежності на практиці;

- отримано в графічному вигляді залежність впливу механічних властивостей кранових коліс на покази коерцитивної сили. Що дозволяє на практиці використовувати проведені дослідження: для контролю якості закалювання кранових коліс при виробництві, експрес-контроль кранових коліс при експертному обстеженні;

Виконано розгляд впливу різких перепадів температур елементів металоконструкції крана на покази коерцитивної сили. Це дозволяє проводити магніто-коерцитивний НК металургійних кранів.

На базі проведених досліджень розроблений комплексний метод прогнозування залишкового ресурсу металоконструкцій кранів мостового типу магніто-коерцитивним методом неруйнівного контролю із поєднанням останніх досліджень та методу кінцевих елементів. Його використання дозволяє більш об'єктивно оцінювати напружено-деформований стан металоконструкцій мостових кранів і прогнозувати їх залишковий ресурс, контролювати напружено-деформований стан коліс.

Основні результати роботи використовуються на ТОВ «Підйомсервіс» (м. Харків), ТОВ «Фірма «ВСТА» (м. Харків), ТОВ «ТЮФ НОРД-ДИСКС» (спільне українсько-німецьке підприємство, м. Дніпропетровськ), ТОВ «ХЗ ПТУ» (м. Харків), ТОВ «ХЄЗ ПТМ» (м. Харків), ПАО «ПТКІ «УКРКРАНЕЕНЕРГО» (м. Харків); в навчальному процесі АЦНК «Укренергочермет» (м. Харків) при підготовці фахівців з неруйнівного контролю, студентами НТУ «ХПІ» при вивченні спеціальної дисципліни «Вантажопідійомні машини».

В.С. Ловейкін, В.А. Бортун

Національний університет біоресурсів і природокористування України
ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СТРІЧКОВИХ КІВШОВИХ ЕЛЕВАТОРІВ

V. Loveykin, V. Bortun

DEVELOPMENT TENDENCIES OF THE BELT BUCKET ELEVATORS

Розвиток та вдосконалення стрічкових ківшових елеваторів, які використовуються у вугільній, цементній, хімічній, харчовій, зерновій промисловості тощо, пов'язаний насамперед із збільшенням вантажопотоків, розвитком науки і технологій, систем автоматичного керування технологічними процесами, машинами та обладнанням, подорожчанням матеріально-технічних, енергетичних, трудових ресурсів, посиленням вимог до якості продукції та захисту навколишнього середовища.

З огляду на розвиток зовнішніх та внутрішніх ринків, збільшення інвестиційної привабливості гірничої, вугільної, металевої, енергетичної, зернової та ін. промисловостей зростатиме й надалі. У свою чергу це спонукатиме до подальшого розвитку ринку конвеєрного транспорту.

У наш час можна чітко прослідкувати, що тенденції розвитку стрічкових ківшових елеваторів та конвеєрного транспорту в цілому направлені на підвищення їх продуктивності, висоти транспортування, надійності, безпечності, зниження металоємності, збільшення потужності привода, водночас дотримуючись політики енергозбереження та якості продукції. Так, наприклад, продуктивність сучасних стрічкових ківшових елеваторів досягає 1800 т/г, висота транспортування – 180 м, а потужність привода – кількисот кіловат.

Відповідно до вищезазначеного можна відмітити три основні напрямки подальшого розвитку, це:

- вдосконалення конструкції стрічкових ківшових елеваторів як в цілому, так і окремих складальних одиниць, модулів тощо;
- розробка та вдосконалення систем автоматичного контролю та сигналізації;
- розробка та впровадження систем оптимального керування роботою ківшового елеватора як окремо, так і у складі транспортних ліній.

Для дослідження процесу роботи стрічкових ківшових елеваторів все ширше застосовується динамічний аналіз, який ґрунтується на побудові їх математичних моделей. Такий аналіз дозволяє визначити зусилля, що діють на елементи конструкції конвеєра, а отже визначити найбільш навантажені з них. Таким чином, ще на етапі проектування можливо вносити зміни як в окремі елементи, так і в конструкцію ківшового елеватора в цілому.

Сучасні систем автоматичного контролю та сигналізації представляють собою мікропроцесорні системи моніторингу, які збирають та обробляють дані з датчиків: швидкості, вібрації, температури, сходу стрічки, рівня транспортованого матеріалу, які встановлюють на конвеєр. Необхідно відзначити, що розробка програмного забезпечення для таких систем також базується на динамічному аналізі роботи стрічкових ківшових елеваторів.

Математичне моделювання конвеєрних систем використовується для знаходження оптимальних законів керування приводом стрічкових ківшових елеваторів відповідно до вибраних критеріїв оптимізації, які орієнтовані на обмеження приводного зусилля, зниження пошкодження транспортованого матеріалу та експлуатаційних затрат на роботу як конвеєра, так і конвеєрних ліній в цілому.

Можна з впевненістю відзначити, що три основні напрямки подальшого розвитку конвеєрного транспорту нерозривно пов'язані між собою, таким чином вдосконалення та розвиток одного неможливий без інших двох, адже їх сукупність цілком направлена на дотримання та виконання тих вимог, які диктуються сучасним розвитком науки і техніки та вимогами світового ринку.

В.С. Ловейкін, П.В. Лимар

Національний університет біоресурсів і природокористування України

УДОСКОНАЛЕННЯ ГРЕЙФЕРНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЗАХВАТУ КОЛОД

V. Loveykin, P Lymar

IMPROVEMENT OF CLAW MECHANISMS FOR LOGS

Грейферні перевантажувачі до теперішнього часу залишаються основним засобом перевалки круглих лісоматеріалів. Обов'язковою умовою високопродуктивної роботи такого обладнання є оптимізація параметрів роботи грейферних захватів.

Питання визначення геометричних параметрів грейферних механізмів висвітлюються у роботах Б.А. Таубера, О.П. Асяткина, С.І. Грицюка та інших авторів.

При зачерпуванні деревини основним зусиллям є опір розсування колод для вільного проникнення ножа щелеп в штабель і стисканню охопленої маси колод. Часто утворюється при стисканні між щелепами колод «балка» із контактуючих між собою колод. Для руйнування «балочної» системи необхідно прикласти значне зусилля. Тому виникає задача розробки конструктивних рішень, які б дозволили зменшити енергетичні витрати під час завантаження напірних грейферів.

Поставлено задачу розробки грейферного механізму з удосконаленою конструкцією, що забезпечує зниження опору при лобових зіткненнях носка щелепи з колодами і інтенсифікацію процесу захоплення деревини. Це досягається конструктивним удосконаленням приводу і щелеп грейфера.

Грейферний механізм для захвату колод складається з двох щелеп 2, кожна з яких шарнірно з'єднана з носками щелеп 1. Рух щелепи 2 відбувається за допомогою тяг 7 і траверси 3 від дії гідроциліндра 4. Носки щелепи 1 рухаються за допомогою тросу 5, який одним кінцем жорстко кріпиться до носка щелепи, а другим через направляючі блоки 6 з'єднаний з барабаном 8, що приводиться в рух приводним механізмом 9

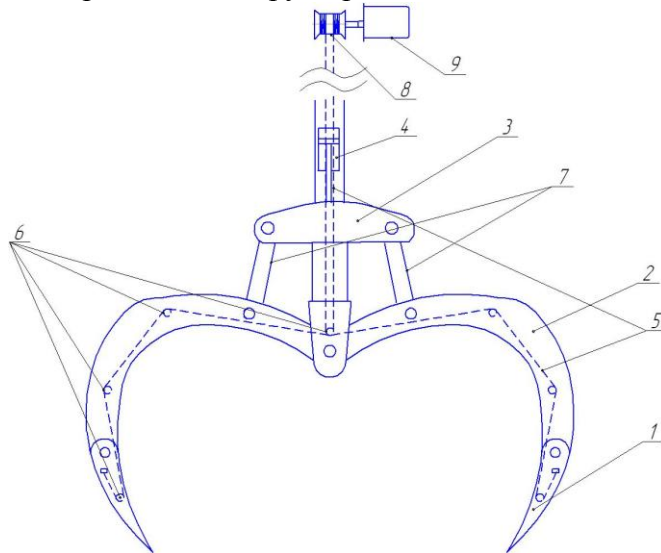


Рис. 1. Грейферний механізм для захвату колод

Запропонована конструкція дає змогу при роботі підйомника уникнути значного навантаження на робочі органи, зменшити енергоємність технологічного процесу та збільшити продуктивність грейферного механізму.

Л.Р. Рогатинська

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ
КОНВЕЄРІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ**

L.Rogatynska

**SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF HIGH SPEED SCREW CONVEYERS
WITH ELASTIC WORKING ORGANS**

У сільськогосподарському виробництві гвинтові конвеєри широко використовуються для переміщення сипких вантажів, зокрема зернових. Незважаючи на ряд беззаперечних переваг, гвинтові конвеєри мають певні недоліки, серед яких підвищена енергоємність процесу транспортування та небезпека пошкодження транспортованого матеріалу, що обмежує їх використання. А тому актуальним є використання еластичних гвинтових робочих органів, наприклад із полімерних матеріалів, при застосуванні яких не тільки зменшується пошкодження вантажу, але і, завдяки антифрикційним властивостям полімерів, суттєво знижується енергоємність процесу, що важливо для швидкохідних гвинтових конвеєрів.

Метою досліджень було підтвердити ефективність використання еластичних робочих органів у швидкохідних гвинтових конвеєрах та визначити оптимальні конструктивні параметри та режими роботи, що забезпечують максимальну динамічну жорсткість еластичних гвинтових поверхонь при мінімальній енергоємності швидкохідних конвеєрів.

Дослідження виконані відповідно до координаційного плану науково-дослідних робіт ТНТУ за 2005-2012 рр., в т. ч. в рамках виконання низки держбюджетних тем. За аналізом існуючих досліджень та результатів практичного використання роботи швидкохідних ГК, зокрема з еластичними та пружними робочими органами, розроблено: моделі формалізованого опису ГК з еластичними робочими органами та моделі транспортування ними вантажу; динамічну модель роботи ГК з еластичними робочими органами; досліджено напружено-деформований стан еластичних робочих ГК; визначено область зміни раціональних параметрів та підтверджено встановлені закономірності та уточнено параметри відповідних імітаційних моделей; встановлено шляхи підвищення ефективності ГК з еластичними робочими органами; оптимізовано режими роботи та конструктивні параметри ГК з умови мінімізації силового навантаження еластичних робочих органів; розроблено методику інженерного проектування швидкохідних ГК з еластичними спіралями

Наукова новизна досліджень полягає в розробці та реалізації моделі транспортування сипкого вантажу гвинтовими конвеєрами з врахуванням зміни профілю еластичної поверхні спіралі при навантаженні; виведені наближеної умови сумісності деформацій при еластичному прогинанні спіралі при навантаженні та встановлені закономірності розподілу деформацій та ланцюгових напружень в еластичному гвинтовому робочому органі; побудові динамічної моделі транспортування вантажу ГК, основною відмінністю якої є врахування пружних та демпфуючих властивостей еластичної спіралі; розв'язанні задачі нелінійного програмування з встановлення оптимальних конструктивних параметрів та режимів роботи ГК з еластичними спіралями із умови мінімізації його навантаження.

Дослідження напружено-деформованого стану спіралі показали, що еластичні гвинтові поверхні мають достатню для переміщення вантажу несучу здатність. Це обґрунтовується тим, що гвинтова поверхня є об'ємною поверхнею, сама форма якої забезпечує її жорсткість, причому згин елемента поверхні викликає не тільки згинні напруження по її товщині, але і ланцюгові напруження (розтягу та стиску) в площині цього елемента. Таким чином, його згинна жорсткість на порядок вища згинної жорсткості аналогічного плоского елемента.

Особливостями математичної моделі транспортування вантажу еластичною спіраллю є те, що в наслідок її прогину утворюється радіальна складова реакції поверхні. Для швидкохідних спіралей також суттєвим може бути вплив відцентрових сил прогнутої еластичної спіралі, що діє на неї в радіальному напрямку і відновлює її форму. Вплив вказаних чинників у відомих роботах не досліджувався, а тому одною із поставлених задач

було дослідження їх впливу. Для цього розроблена математична модель транспортування сипкого вантажу ГК з еластичними робочими органами на основі рівнянь руху виділеного елементарного об'єму вантажу у вигляді кутового сектора з параметром $d\psi$, на який із сторони спіралі та із сторони кожуха діятимуть рівнодійні $d\bar{R}_c$, $d\bar{R}_k$ ($d\bar{R}_c = d\bar{N}_c + d\bar{F}_c = dN_c(\bar{n}_c - \mu_c \bar{v}_c^e / |\bar{v}_c^e|)$; $d\bar{R}_k = d\bar{N}_k + d\bar{F}_k = dN_k(\bar{n}_k - \mu_k \bar{v}_k^e / |\bar{v}_k^e|)$), складовими яких є відповідно нормальні реакції та сили тертя. Нормальні реакції направлені по нормалі до поверхні, а сили тертя – протилежно напрямку відносних швидкостей вантажу відносно поверхонь спіралі та кожуха. Крім цього на виділений об'єм будуть діяти масові сили від приведенного прискорення \bar{a}_c частинки виділеного об'єму та сили земного тяжіння $d\bar{G}$. Відцентрові сили від маси прогнutoї спіралі впливають на форму поверхні (її прогин) і в рівняння руху не входять.

За результатами досліджень встановлено, що для швидкохідних конвеєрів вплив гравітаційної складової об'ємних сил практично не впливає на зміну прогину еластичної спіралі, а сам прогин, в основному, визначається величиною сил тертя вантажу до поверхні кожуха. Вплив від прогину на зміну кінематики та енергосилові параметри процесу транспортування вантажу аналогічний збільшенню коефіцієнту тертя вантажу до поверхні жолоба. В цьому випадку мінімізація енерговитрат спостерігається при дещо нижчих кутових швидкостях гвинтового конвеєра. Це позитивно відбивається на стабільності процесу транспортування вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами, особливо при пускових режимах.

В роботі також розроблена методика визначення компонентів напружено-деформованого стану еластичних спіралей швидкохідних гвинтових конвеєрів пори навантаженні, яка містить експериментально обґрунтовані припущення щодо закономірностей розподілу деформацій спіралі, дозволяє побудувати адекватну математичну модель, яка може використовуватись при встановленні напружено-деформованого стану спіралі, граничного допустимого навантаження та, відповідно, вибору режимі роботи ГК.

За результатами моделювання підтверджено, що кутові деформації та дотичні напруження порівняно із нормальними і тангенціальними складовими є незначні і при практичних розрахунках ними можна нехтувати. Встановлено, що найбільш навантаженим є зовнішній край спіралі, в якому діють максимальні напруження, що потрібно враховувати при розрахунку та виборі еластичних спіралей ГК

Із теоретичних досліджень випливає, що для швидкохідних гвинтових конвеєрів існує точка глобального мінімуму енергоємності конвеєра, яка визначається тільки коефіцієнтом тертя вантажу по гвинтовій поверхні, досягається відповідним поєднанням конструктивних параметрів гвинтового конвеєра і режимів його роботи та визначається сталістю безрозмірних коефіцієнтів швидкохідного транспортування. Виведені аналітичні залежності для визначення жорсткості гвинтової еластичної поверхні із врахуванням її динамічної складової дозволило об'єднати задачу мінімізації енергоємності конвеєра та максимізації його несучої здатності та встановити область раціональних значень конструктивних параметрів конвеєрів з еластичними робочими органами та режимів його роботи.

Крім цього показано, що використання полімерних матеріалів, наприклад поліетилену, для виготовлення еластичних робочих поверхонь знижує коефіцієнт тертя вантажу до робочих поверхонь, і, відповідно, в 2-3 рази знижує енергоємність транспортування та в 3-6 разів зменшує масу гвинтового конвеєра у порівнянні з існуючими. Зменшення маси пояснюється: зменшенням розмірів прохідного січення жолоба при зростанні швидкості подачі вантажу, меншою густиною полімерного матеріалу та використанням електродвигуна меншої потужності, а отже і меншої маси.

Гіпотеза ефективного застосування еластичної спіралі в гвинтовому конвеєрі підтверджена експериментально.

**РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ
АДГЕЗІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛЕЮВАНИХ ВИРОБІВ ІЗ ДЕРЕВА**

Підвищення довговічності та експлуатаційної надійності виробів із дерева є важливою проблемою сучасної промисловості. Ця проблема виходить далеко за межі конструкцій із дерева так, як деревина залишається простим технологічним матеріалом, що широко використовується для виготовлення багатьох виробів, у тому числі і при використанні клеєних елементів. З'єднання на основі клеїв широко використовують у деревообробному і меблевому виробництві для склеювання як масивної деревини, так і деревних матеріалів. На сьогодні левову частку таких з'єднань займають клеї на термопластичній основі, оскільки за своїм складом є екологічно чисті, а за фізико-механічними властивостями належать до класу навантажень Д3, Д4, згідно з стандартом EN 204 прийнятий Європейським комітетом зі стандартизації (CEN) у травні 1991 році. На жаль на даний час мало уваги приділено дослідженню адгезійних з'єднань елементів конструкцій з дерева у системі «дерево-дерево» та дерево-метал». Елементи конструкцій з дерева можуть бути використані з клеєних брусів, які набувають все більшого поширення. Для проведення випробувань потрібно розробити нові методики випробувань саме клеєних елементів конструкцій та розробити ефективні клеєві матеріали, що забезпечили б високу експлуатаційну надійність. Відомий прискорений [1] метод базується на температурно-вологісних випробуваннях міцності клейових з'єднань згідно зі стандартом ГОСТ 17580-82. Цей стандарт розповсюджується на хвойні породи деревини і включає 40 циклів випробувань. У кожний цикл входить: вимочування зрізків у ванні з водою при температурі +20°C протягом 20 годин, заморожування мокрих зразків у морозильній камері з температурою -20°C протягом 6 годин, витримування зразків протягом 16 годин при температурі 18...20°C на стелажах і завершує цикл 6-ти годинна витримка зразків у термошафі при температурі +60°C і відносній вологості повітря 60...70 %. Один цикл триває 48 годин.

Як правило, клеєві матеріали на основі ПВА широко використовують для формування конструкцій із дерева. Під час висушування зразків і переходу лінійних макромолекул ПВА у високоеластичний стан відбувається їх переорієнтація з утворенням більшої кількості міжмолекулярних зв'язків, що призводить до зростання когезійної міцності клейового з'єднання. Одночасно відбувається і дифузія макромолекул ПВА у деревину, що приводить до зростання адгезійної міцності клейового з'єднання. На початку випробувань швидкість цих процесів, очевидно, значно підвищує швидкість дифузії води у клейове з'єднання і руйнування його структури, що і зумовлює значне зростання міцності клейового з'єднання. Саме цей процес зумовлює збільшення адгезії клейового шва до деревини і, відповідно, зростання міцності клейового з'єднання. Надалі швидкість дифузії макромолекул ПВА у деревину значно знижується, а швидкість води у клейове з'єднання залишається постійною, або й зростає. Тому у подальших циклах вода, хоча і поволі, але все-таки проникає у клейове з'єднання і поступово руйнує структуру клейового шва, що спричиняє поступове зменшення його міцності.

Автори роботи [2] представили результати досліджень адгезійних з'єднань модифікованої деревини. Встановлено, що у більшості випадків модифікація деревини знижує адгезійні характеристики клеєних з'єднань. Доведено [3], що міцність клеєних з'єднань з використанням ПВА по ГОСТ 17580-82 «Метод определения стойкости клеевых соединений к циклическим температурно-влажностным воздействиям» знижується зі збільшенням терміну експлуатації. Важливими є досліджені зміни властивостей клеєвого з'єднання від дії зовнішніх чинників (час, температура, вологість). Однак доцільним є дослідження таких з'єднань з використанням матеріалів, які мали запас адгезійних характеристик від довготривалої дії вказаних факторів. У цьому випадку термін випробувань

скоротився б від декількох суток до годин. Для реалізації такого завдання, на нашу думку, слід використовувати реактопласти, у тому числі і епоксидні композити. Запропоновано проводити випробування клеєних з'єднань на ударну в'язкість з різним розміщенням клеєного шва по відношенню до напрямку руху копра.

Список літератури:

1. Кшивецький Б.Я., Гупало О.П., Кондратюк С.В. Дослідження довговічності з'єднань шпилькових порід деревини клеями на основі ПВА // Науковий вісник Український державний лісотехнічний університет – 2004 – вип. 14.4 – С.91 – 95.

2. Чопенко Н.Ф. Дослідження адгезійної міцності лакофарбових матеріалів до модифікованої деревини // Науковий вісник Український державний лісотехнічний університет – 2003 – вип. 13.2 – С.142 – 145.

3. Кшивецький Б.Я., Гупало О.П., Ацбергер Й.Л. Дослідження зміни міцності з'єднань деревини берези клеями на основі ПВА // Науковий вісник Український державний лісотехнічний університет – 2005 – вип. 15.5 – С.186 – 189.

УДК 621.875

В.В. Суглобов, В.А. Міхеєв, К.В. Ткачук

ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»

**ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ВХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ СПІЛЬНОГО
АВТОМАТИЗОВАНОГО СИНТЕЗУ Й ОПТИМІЗАЦІЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ Й
СИСТЕМИ ЗРІВНОВАЖУВАННЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА**

V.V. Suglobov, V.A. Mikheev, E.V. Tkachuk

**DETERMINATION OF THE GEOMETRICAL ENTRANCE DATA FOR THE
JOINT AUTOMATED SYNTHESIS AND OPTIMIZATION OF BOOM SYSTEM
AND SYSTEM BALANCING OF THE PORTAL CRANE**

Умови роботи сучасних портів висувають високі вимоги до експлуатаційної надійності та продуктивності порталних кранів. Як показала практика їхнього створення й експлуатації, найбільш довершеною конструкцією є кран із шарнірно-зчленованою чотирьохланковою стріловою системою із прямим хоботом (СС) і системою зрівноважування стріли (СЗ).

Визначення конструктивних параметрів СС і СЗ є важливою і складною задачею при їх проектуванні. Рішенню цієї задачі присвячений ряд наукових праць Б.Є. Горського, А.І. Дукельського, В.С. Ловейкіна, В.П. Місюри, В.А. Міхеєва, Л.Г. Серліна, В.І. Стрелова, П.З. Петухова.

Аналіз досліджень і публікацій у даній області показує, що більшість робіт присвячена синтезу моделей, що враховують вимоги й обмеження тільки до однієї системи. Відповідно до виконаного огляду літератури встановлено, що в жодній з робіт не ставиться задача об'єднати два розрахунки СС і СЗ й одночасно виконати синтез і оптимізацію за заданими критеріями з урахуванням усіх вимог і обмежень [1, 2].

Одним з найбільш перспективних та раціональних методів визначення конструктивних параметрів СС і СЗ є автоматизований синтез із використанням персонального комп'ютера (ПК).

Для запуску програми синтезу й оптимізації в неї повинні бути введені вхідні значення геометричних параметрів структурних ланок кінематичних схем СС і СЗ. Структура кінематичної схеми з вказівкою ланок, геометричні параметри яких повинні бути введені в програму оптимізації, наведена на рис. 1.

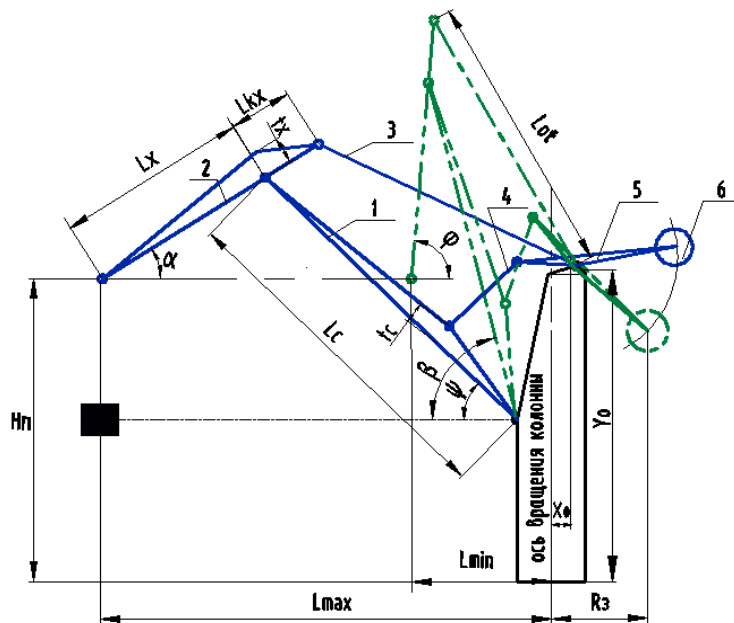


Рис. 1. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи (СС) й системи зрівноважування (СЗ) порталного крана: 1 – стріла, 2 – хобот, 3 – відтяжка, 4 – стрілова тяга, 5 – коромисло СЗ, 6 – рухлива противага.

Вихідними даними, які надають замовники крана і які визначають технічну характеристику крана, є L_{max} , L_{min} , R_z , H_v (максимальний і мінімальний вильоти стріли, висота підйому вантажу, величина заднього габариту відповідно). Цих даних недостатньо для розрахунку й синтезу СС і СЗ порталного крана.

Метод, представлений у роботах [3, 4] не дає рекомендацій з вибору цих невизначених вхідних даних. Тому значеннями відсутніх параметрів необхідно задатися в якості вхідних даних для виконання розрахунку, синтезу й оптимізації СС і СЗ. Кількість цих параметрів та діапазон їх можливих геометричних значень досить великі, що ускладнює роботу й приводить до великої кількості варіантів обчислень.

Авторами цієї роботи вирішувалась задача систематизації й формування вхідних даних для автоматизованого синтезу СС і СЗ. Ставилася мета запропонувати метод визначення вхідних параметрів, зменшити їх кількість й автоматизувати визначення їх кількісних значень.

Дана розробка базується на методах автоматизованого синтезу й оптимізації СС і СЗ [3, 4] і може розглядатися як їх розвиток.

На підставі математичних залежностей, представлених у роботі [5], розроблена методика розрахунку геометричних вхідних даних для спільного автоматизованого синтезу СС і СЗ з використанням програмного пакета MathCAD. Запропонована методика дозволяє не тільки об'єднати вхідні дані для СС і вхідні дані для СЗ в єдиний набір параметрів, але й зменшити число вхідних геометричних даних при збереженні точності розрахунку.

Література:

1. Суглобов В.В. Основы обобщённого автоматизированного синтеза конструкции стреловой системы и системы уравновешивания порталного крана / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е.В. Тищенко // Материали I Региональной студенческой научно-технической конференции «Подъёмно – транспортное оборудование и логистика» (18-19 мая 2011 года). – Донецк: ДонНТУ. – 2011. –С. 118-120.

2. Суглобов В.В. Разработка алгоритма и программы синтеза и оптимизации конструкции стреловой системы порталных кранов / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е.В. Тищенко // Materialy VII Miedzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Perspektywiczne

opracowania sa nauka i technikami 2011». – Prezemysl: Nauka i studia. – Volume 54. Techniczne nauki. – 2011. – С. 80-83.

3. Михеев В.А., Мисюра В.П. Автоматизированное проектирование уравнивающих устройств стреловых систем порталных кранов / В.А. Михеев, В.П. Мисюра // Підійомно – транспортна техніка: Зб. наук. пр. – Дніпропетровськ, 2005. – Вип. №3(15). – С. 15-28.

4. Мисюра В.П., Михеев В.А. Автоматизированный синтез параметров стреловых систем порталных кранов / В.П. Мисюра, В.А. Михеев // Підійомно – транспортна техніка: Зб. наук. пр. – Дніпропетровськ, 2006. – Вип. №4(20). – С. 8-12.

5. Суглобов В.В., Михеев В. А., Тищенко Е.В. Определение геометрических параметров стрелы и хобота шарнирно – сочленённой стреловой системы порталного крана / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е.В. Тищенко // Вісник Приазов. держ. техн. ун-ту: Зб. наук. пр. – Маріуполь, 2010. – Вип. №22. – С. 177-182

УДК 681.3

Р.М. Рогатинський; О.Р. Рогатинська
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
МОДЕЛІ МАШИН НЕПЕРЕРВНОГО
ТРАНСПОРТУ ІЗ ЗАМКНУТИМ ТЯГОВИМ ОРГАНОМ
R. Rogatynskyi; O.Rogatynska
MODELS OF MACHINES CONTINUOUS
TRANSPORTATION WITH CLOSED TRACTION ORGAN

Метою даного дослідження є створення моделі машини неперервного транспорту із замкнутим тяговим органом на основі уніфікованого формалізованого опису, який дозволяв би описувати довільні траси розміщення та рух ватажу по них. До таких машин неперервного транспорту відносяться стрічкові, скребкові, пруткові, ланцюгові конвеєри, нурії тощо.

Оскільки полотно конвеєра є нерозривною стрічкою і рухається по замкнутій траєкторії, то кожна точка полотна, в ідеалі, має однакову лінійну швидкість $v_0 = R_0 \omega_0$, де R_0 та ω_0 радіус та кутова швидкість привідного барабана.

Базову нерухому систему координат $Oxyz$ доцільно розмістити співвісно осі приводного барабана з напрямленням осі Oy паралельно земній поверхні. Для приводного, направляючих, натяжних барабанів (зірочок, дисків) власні системи координат, що обертаються разом із ними, також розміщують співвісно їхнім осям. Тоді довільна точка $A_i(x_{iA}, y_{iA}, z_{iA}, 1)$ в системі однорідних координат обертових барабанів в базовій системі матиме координати $A_0(x_{0A}, y_{0A}, z_{0A}, 1)$. Їх зв'язок записується в матричному вигляді $P = PM_{Li}M_{\Omega i}; P_i$, де $P = (x, y, z, 1)$ - матриця координат системи координат $Oxyz$; $P_i = (x_i, y_i, z_i, 1)$ - матриця координат системи координат $O_i x_i y_i z_i$; M_{Li} та $M_{\Omega i}$ - відповідно матриці лінійних та обертових переміщень. В розгорнутому вигляді система має вигляд

$$\begin{pmatrix} x_{0A} \\ y_{0A} \\ z_{0A} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & \sin(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & 0 & \Delta x_i \\ \sin(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & \cos(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & 0 & \Delta y_i \\ 0 & 0 & 1 & \Delta z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{iA} \\ y_{iA} \\ z_{iA} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

де ω_i - кутова швидкість i -го барабана (диска); $\Delta\varphi_i$ - кутове початкове зміщення i -го барабана (диска); Δx_i , Δy_i та Δz_i - координати барабанів (дисків) в базовій системі

На основі аналізу траси робиться розбиття траєкторії на ділянки, та реалізується перехід від системи координат скребка $X_{ck}O_{ck}Y_{ck}$ до системи координат вантажу, який знаходиться на полотні конвеєра $X_kO_kY_k$. Координати скребка будуть

$$x_i(\tau) = -R_i \sin[s_i(\tau)/R]; y_i(\tau) = -R_i \sin[s_i(\tau)/R]; z_i(\tau) = u_i(\tau), \quad (2)$$

де для прямолінійних віток розроблені відповідні алгоритми їх зв'язку із ділянкою на барабані.

Нульова точка координат системи $X_iZ_iY_i$ знаходиться на початку ділянки. Якщо центр кривої знаходиться в контурі конвеєра, то $R_i \geq 0$, якщо O_iX_i - спрямоване проти напрямку транспортування, то $s_i(\tau) \geq 0$. O_iY_i - спрямоване від контуру конвеєра.

Приймемо, що система координат i -ої ділянки відносно система координат $(i-1)$ -ої ділянки буде повертатися проти годинникової стрілки на кут $\psi_i = S_{(i-1)\max} / R_{(i-1)}$, де $S_{(i-1)\max}$ - максимальна довжина попередньої ділянки. Для плоского конвеєра переміщення вздовж осі OZ рівне 0. Відносні системи координат $X_iO_iY_i$ кожної окремої ділянки конвеєра до загальної системи координат XOY за допомогою матриць перетворення.

Для визначення переміщення точки вздовж ділянки S_i приймаємо за l величину шляху від початкової точки конвеєра до даної точки:

$$l(t) = (n-1)T + L_0 + v\tau, \quad (3)$$

де n - кількість скребків до точки на конвеєрі від точки початку руху скребків.

Тоді:

$$s_i(t) = l(t) - \left(\sum_{j=1}^i S_{j\max} \right) + S_{i\max} - N_p L_s = v(\tau - \tau_i), \quad (4)$$

де $S_{j\max}$ - максимальний шлях на попередніх ділянках; $S_{i\max}$ - максимальний шлях на заданій ділянці; N_p - кількість повних обертів стрічки конвеєра за час τ ; L_s - довжина стрічки конвеєра, $L_s = \sum S_{j\max}$; τ_i - момент часу, коли починається рух на ділянці i .

Скребок під час транспортування відхиляється від свого положення під дією постійного навантаження на кут γ_k і коливних сил на кут $\Delta\gamma_k$. Одночасно скребок робить коливні рухи за рахунок поперечних коливань тягового органу конвеєра.

Колівання стрічки обумовлюється конструкційними та технічними особливостями конвеєра і характеру його експлуатації. В загальному вигляді це можна записати так:

$$\Delta x_k(U, \tau) = A_x(U) \sin(\omega_{xk}\tau + \varphi_k), \Delta y_k(U, \tau) = A_y(U) \sin(\omega_{yk}\tau + \varphi_k), \quad (5)$$

де $A_x(U)$, $A_y(U)$ - амплітуди коливань стрічки вздовж осей O_kX_k і O_kY_k відповідно; U - матриця параметрів амплітуди коливань полотна; ω_{xk} , ω_{yk} - циклічна частота коливань полотна вздовж вісі $X_kO_kY_k$; φ_k - кут зміщення коливань полотна.

Колівні рухи скребка залежать від конструкційних параметрів, а також від характеру дій зовнішніх зусиль:

$$\Delta\gamma_k(M, \tau) = \gamma(M) \sin(\omega_{ck}\tau + \varphi_{ck}), \quad (6)$$

де $\gamma(M)$ - амплітуда змінної частини кута повороту скребка; M - матриця параметрів амплітуди $\gamma(M)$; ω_{ck} - циклічна частота кутових коливань скребка; φ_{ck} - кут зміщення коливань скребка.

Матриця розташування частинки вантажу в системі плоского полотна конвеєра має вигляд $P_k = (x_k, y_k, 1)$, скребка $P_{ck} = (x_{ck}, y_{ck}, 1)$, де

$$P_k = P_{ck} M_{\gamma k} M_{\Delta\gamma k} M_{\Delta t} = P_{ck} M_{\gamma k + \Delta\gamma k} M_{\Delta t}, \quad (7)$$

$$\text{Тут } M_{\gamma_k + \Delta\gamma_k} = M_{\gamma_k} M_{\Delta\gamma_k} = \begin{pmatrix} \cos(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & \sin(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & 0 \\ -\sin(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & \cos(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad M_{\Delta\gamma} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \Delta x_k & \Delta y_k & 1 \end{pmatrix}.$$

Звідси можливий перехід до власної системи координат ділянки конвеєра $X_i O_i Y_i$ за аналогічною залежністю $P_{(i)} = P_k P_{i\alpha} P_{i0}$. Перехід до абсолютної системи координат XOY реалізується за залежністю $P_a = P_{(i)} M_{oi} M_{ii}$, де $P_a = (x_a, y_a, 1)$ - матриця абсолютних координат положення точкового тіла вантажу на конвеєрі; x_a - координата точки вантажу на вісі OX ; y_a - координата точки вантажу на вісі OY .

Ці залежності дають можливість побудувати ефективну комп'ютерну модель процесу, отримати координати тіла вантажу в будь-який момент часу і в будь-якій системі координат. Швидкості і прискорення тіла в різних системах координат визначаються через просте диференціювання у часі.

УДК622.073

И.С. Варченко

Украинская инженерно-педагогическая академия

МИНИМИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕБОРДЕ КАНАТНОГО БАРАБАНА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МНОГОСЛОЙНОЙ НАВИВКИ.

I.S. Varchenko

MINIMIZING STRESS IN THE ROPE DRUM FLANGE BY USING A MULTILAYER WINDING.

Многослойная навивка в подъемной технике находит широкое распространение. Внедрение новых подъемных механизмов предусматривает уменьшение металлоемкости конструкции, повышение надежности и рабочего ресурса, в некоторых случаях увеличение высот подъема. Многослойная навивка решает часть данных требований. Главным препятствием внедрения многослойной навивки являются нерешенные проблемы навивки каната в несколько слоев.

Исследованиями в области многослойной навивки занимались такие ученые, как *М.М. Федоров, Б.С. Ковальский, И.А. Артеменко, Ю.Е. Почтовенко, А.А. Тер-Каспарян, И.П. Катасонов, В.П. Бикадоров, С.В. Кожин, Г.В. Верстаков, G.W. Alexander, G.H. Boden, B.L. Metcalf, Н.Н. Hitchen* та ін.

Исходя из существующих работ в области многослойной навивки, можно сделать вывод о неполноте теории навивки в несколько слоев:

- отсутствие приемов минимизации напряжений в лобовине
- не слова не сказано о механике износа поверхности реборды.

Для решения задачи минимизации напряжений в реборде барабана были использованы 3 метода исследования:

- экспериментальное определение напряжений при использовании тензометрии
- построение 3d модели в SolidWorks Simulation (COSMOSWorks)
- создание математической модели с адаптацией теории цилиндрических оболочек

Тимошенко С.П.

Сравнение результатов полученных из 3-х методов позволит более достоверно оценить влияние напряжений на лобовину барабана при многослойной навивке.

При расчете реборды канатного барабана для многослойной навивки выводится математическая зависимость в напряженности n слоев каната при переходе в выше лежащий слой.

Приводится способ многослойной навивки, который решает проблему распирания реборды, упорядочивает намотку каната. Способ «ступеней» (рис. 1.)

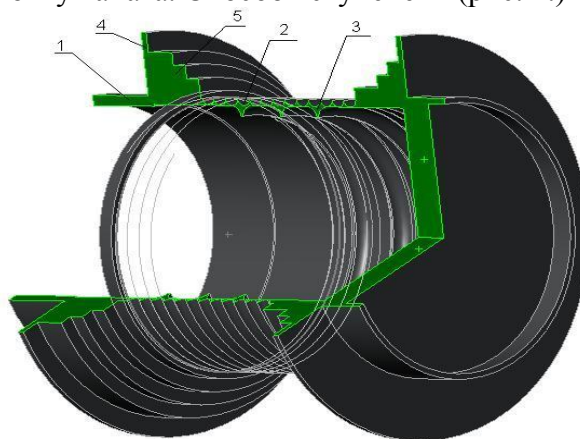


Рис. 1. Общий вид, канатный барабан с системой «ступеней» многослойной навивки
 1 – цилиндрическая оболочка барабана; 2 – нарезная часть (канавки под канат); 3 – кольцо жесткости (арочная конструкция); 4 – реборда; 5 – переходные ступени.

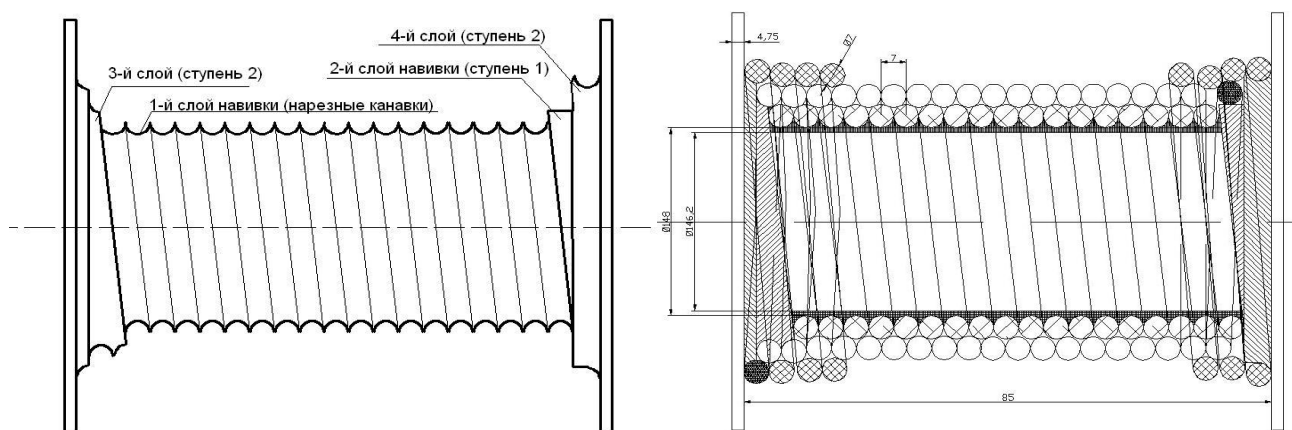


Рис. 2. Намотка по системе «ступеней»

Данный метод «ступеней» позволяет, свести к нулю напряжения распирающие реборду и напряжения бокового давления на канат в месте подъема каната в следующий слой. Это позволяет повысить рабочий ресурс реборды и что самое главное стального каната, так как отсутствует трение каната о реборду барабана. Сокращается влияние силы трения в процессе эксплуатации грузоподъемной установки.

Ступени располагаются по спирали, набирая полноценный виток, в конце выравнивается в кольцо. Конечное кольцо позволяет выровнять винтовую линию навивки для перехода в следующий слой навивки противоположного направления предыдущему слою. В результате кольцо является концом нижнего слоя навивки и началом верхнего слоя. Плавный переход в ступени обеспечивается благодаря винтовой спирали, начало которой имеет высоту нижнего слоя, а конец уже высоту верхнего. Конец спирали входит в кольцо, которое имеет высоту верхнего слоя. Канат, двигаясь по спирали, набирает на выходе полноценную высоту верхнего слоя и входит в кольцо, где канат выравнивает свое положение для плавного изменения своей винтовой линии в верхнем слое. Далее канат двигается по нижнему слою навивки. Так происходит подъем каната на высший слой навивки

Построенная модель SolidWorks Simulation (COSMOSWorks) (Рис. 3) моделировала ситуацию подъема груза при равномерной навивки каната в несколько слоев.

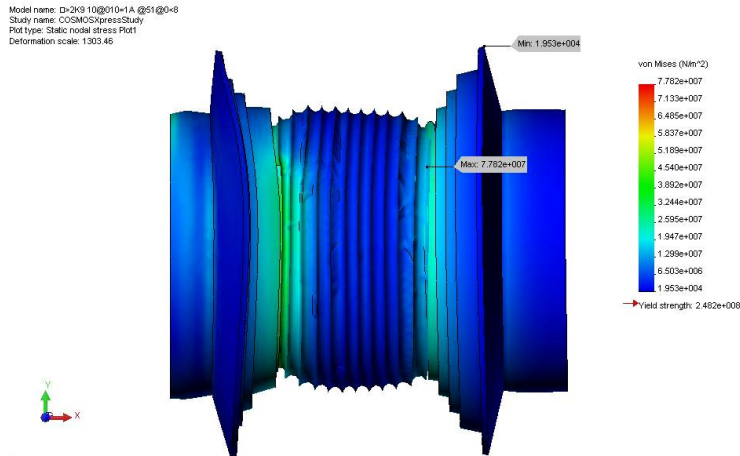


Рис. 3. Модель в SolidWorks Simulation (COSMOSWorks)

Вывод: Полученные результаты эксперимента, расчета и метода конечных элементов позволили доказать целесообразность использования метода «Ступеней» в многослойной навивке. Который позволил увеличить срок службы каната и барабана.

УДК 621.8674

Р.М. Возний

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

**ПОЛІТЕТРАФТОРЕТИЛЕН, ЯК ПОКРИТТЯ ДЛЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА**

R.M. Voznyi

**POLYTETRAFLUOROETHYLENE AS COVERAGE FOR WORKING PARTS OF
SCREW CONVEYOR**

З розвитком полімерних та композитних матеріалів з'являються нові надміцні сполуки, що проявляють рідкісні хімічні та фізичні властивості. Політетрафторетилен або тефлон характеризується низькими поверхневим натягом і адгезією і не змочується ні водою, ні жирами, ані більшістю органічних розчинників та не руйнується під впливом лугів, кислот і навіть суміші азотної і соляної кислоти.

Основною перевагою використання даного матеріалу в якості покриття для робочих органів машин неперервного транспорту являється його наднизький коефіцієнт тертя. Зокрема нанесення тонкої фторопластової плівки на витки транспортуючого гвинта гвинтового конвеєра забезпечує ряд вагомих переваг, а саме:

- а) зменшення стирання та подрібнення вантажу;
- б) зменшення зношуваність жолоба і гвинта;
- в) можливість переміщення клейких матеріалів та матеріалів що сильно ущільнюються;
- г) можливість використання у агресивних середовищах;
- д) зниження питомої витрати енергії.

Актуальність обраної теми слідує з того, що зниження енергозатрат раніше проводилося лише за рахунок оптимізації режимів роботи транспортуючого обладнання. Для порівняння коефіцієнт тертя політетрафторетилену $\mu=0.04$, що в 4 рази менше від коефіцієнту тертя змащеної сталі. Це дає можливість кардинально змінити підхід до встановлення режимів роботи гвинтових конвеєрів.

Для дослідження впливу політетрафторетиленового покриття на режими роботи гвинтового конвеєра, використовується самоклеюча тефлонова плівка армована скловолокном. Матеріал являє собою просочену тефлоном (фторопластом) склотканину, покриту силіконовим клеєм. Клейка тефлонова плівка зручна для розкрою та нанесення на різні поверхні.

Зі зменшенням тертя поверхні гвинта зміниться і гранична швидкість обертання, при якій частинки не мають осевого руху і обертаються разом з гвинтом:

$$v_{гр} = \frac{gR \cdot \sin \alpha + \mu_{гв} \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\mu_k \cdot \cos \alpha - \mu_{гв} \cdot \sin \alpha}} = \sqrt{\frac{gR}{\mu_k} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{гв})}, \text{ де}$$

$$\rho_{гв} = \operatorname{arctg}(\mu_{гв})$$

$\mu_{гв}$ – коефіцієнт тертя частинок по поверхні гвинта,

μ_k – коефіцієнт тертя частинок об кожух

Враховуючи, що коефіцієнт тертя сталі $\mu_{ст} \approx 4\mu_{ПТФЕ}$, після ряду перетворень теоретично встановлено, що $v_{гр}$ зросте лише на 5-7%.

Література:

1. Справочник по Конвейерам / под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 365 с.
2. Спиваковский А.О., Дячков В.К. Транспортирующие машины – М. : Машиностроение, 1983. – 490 с.

УДК 656.9

Гащин Є.В.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МІКСЕРМОБІЛІВ ПРИ СПОРУДЖЕННІ БУДІВЕЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ

Ye. Gashchyn

EFFICIENCY OF MIXERMOBILE APPLICATION IN THE CONSTRUCTION SITES

Будівництво – один з основних комплексів виробничої сфери народного господарства України. Провідна його роль полягає в безпосередньому зв'язку з іншими галузями шляхом створення їх матеріально-технічної бази. Адже продукцією будівельного комплексу є будівлі та споруди виробничого і соціального призначення – заводи, електростанції, магістральні турбопроводи, гідротехнічні споруди, шахти, житлові будинки, об'єкти культурно-побутового призначення тощо.

Будівництво в системі народного господарства є комплексом, який виробляє продукцію для всіх інших галузей і одночасно є споживачем продукції більш ніж 70 галузей промисловості, використовуючи 85-90 % всієї продукції пробудматеріалів, понад 10 % продукції машинобудування, майже 20 % прокату чорних металів, більше 40 % льосоматеріалів.

Іншими словами, будівельний комплекс – багатопланове виробництво, що включає різноманітні матеріали, технології, інфраструктуру, професійний склад кадрів.

Серед технологічних передівлів (земляні роботи, металообробка, бетонні роботи) останні відрізняються певною специфікою. По-перше, бетонні роботи по суті супроводжують всі етапи будівництва, – від фундаментів до покриттів та опорядочних робіт. По-друге, вони часто випереджують створення та становлення інфраструктури, складовими якої є ПТМ, газопостачання, водопостачання, складське господарство.

Відомо, що при класичній організації будівництва на будмайданчиках створюють тимчасові будівлі та споруди, – перші складові виробничої інфраструктури. Але при новому

будівництві, як правило, навіть для їх створення потрібно виконати комплекс бетонних робіт, як фундаменти, площадки, резервуари тощо. Слід зауважити, що подібні роботи виконуються іноді за умови відсутності енергопостачання. Тому в більшості випадків доводиться забезпечувати новобудову привозним бетоном, наприклад, із стаціонарних діючих бетонно-розчинних вузлів.

Відмітимо, що обсяги бетонних робіт в загальній технологічній структурі матеріальних та фінансових затрат на різних об'єктах новобудов – різні. В окремих випадках, як будівництво гідротехнічних споруд, їх стрічкових фундаментів, площадок, підпорних стінок, резервуарів стають домінуючими. При цьому зауважимо, що найефективнішим при монолітному бетонуванні вважається метод безпосереднього бетонування, при якому не виникатиме розшарування монолітбетону та забезпечується підвищення довговічності.

При цьому доставка бетонної суміші здійснюється автотранспортними засобами: самоскидами або спеціальними бетоновозами, міксеромобілями. У першому випадку доставка бетонної суміші в зону технології супроводжується значними втратами як бетону, його якості, так і часу. (Відмітимо, що часто відстань від розчинного вузла до новобудови сягає декількох кілометрів). Втрати бетонної суміші при транспортуванні понад 2 %, часу на період транспортування, забруднення шляхів, штрафні санкції тощо – ось неповний перелік негативних факторів, що виникають при такому забезпеченні бетоном.

Практика підтверджує високу високу ефективність доставки бетону в зону використання за допомогою міксеромобілів, де виробничі втрати за період заводу на об'єкт фактично відсутні.

Аналіз складових ефективності використання міксеромобілів показав, що річний економічний ефект забезпечується за рахунок наступних факторів:

- можливості початку будівництва об'єктів до створення інфраструктури;
- ліквідації втрат бетону при транспортуванні;
- підвищення продуктивності праці за рахунок поєднання технологічного часу виготовлення суміші з часом транспортування;
- зменшення забруднення автошляхів;
- суміщення робітних професій водій-оператор бетонозмішувача;
- зменшення затрат, пов'язаних з утриманням та експлуатацією технічних засобів;
- забезпечення високої якості бетонної суміші;
- уникнення штрафних санкцій через забруднення автошляхів.

Досягнення таких результатів відбувається за рахунок проведення капіталовкладень на придбання міксеромобіля.

Виконані автором розрахунки показують, що строк окупності згаданих капіталовкладень складає 1,5–3,2 роки, що підтверджує високу ефективність інвестування спецавтотранспортних засобів – міксеромобілів.

УДК631.356.2

Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, Р.М. Романовський

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ
СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ПНЕВМО-МЕХАНІЧНИМ ТРАНСПОРТЕРОМ**

Gevko R., Dzyura V., Romanovsky R.

**RESEARCH OF PERFORMANCE OF TRANSPORTATION OF GRANULAR
MATERIALS BY PNEUMO-MECHANICAL CONVEYOR**

Підвищення ефективності транспортування сипких матеріалів є однією з важливою задачею сільського господарства. Забезпечення транспортування таких матеріалів по криволінійних трасах є досить складною задачею. Як транспортувальні механізми переважно використовуються пневмотранспортувальні пристрої, норії, транспортери шнекові та

спіральні, різного роду металічки. Недоліком пневматичних машин є великі витрати повітря та значна запиленість транспортного матеріалу, а механічних – значні енерговитрати на процес транспортування та складність конструкції самих транспортерів. Для підвищення ліквідації вказаних недоліків нами розроблена конструкція пневмо-механічного транспортера (рис. 1) для транспортування сипких матеріалів [1].



Рис. 1. Загальний вигляд пневмо-механічного транспортера

Принцип дії розробленого транспортера базується на використанні принципу повітряної подушки шляхом періодичної дії повітряного струменя. Це забезпечує зменшення тертя транспортованого матеріалу об стінки транспортного рукава. Загальний вигляд процесу транспортування сипкого матеріалу (висівок) розробленим транспортером зображено на рис. 2.

Для визначення впливу режимів роботи розробленої конструкції транспортера на його продуктивність провели експериментальні дослідження. При цьому змінними параметрами були: площа східного отвору бункера, S_c , см^2 ; частота обертання шнека, n , об/хв; робочий тиск, P , МПа.



Рис. 2. Загальний вигляд процесу транспортування матеріалу

На основі даних експериментальних досліджень виведено регресійну залежність (1) для визначення продуктивності транспортування сипких матеріалів в залежності від вищевказаних параметрів.

$$Q = -4,33 + 7,34 \ln(S_c - 24) + 2,26 \ln(n - 300) + 2,97 \ln(20P - 5). \quad (1)$$

Отримана регресійна залежність може бути використана для визначення продуктивності експериментальної установки від зміни площі східного отвору бункера S_c та частота обертання шнека n у таких межах: $12 \leq S_c \leq 36$ (см^2); $150 \leq n \leq 450$ (об/хв).

Література:

1. Пат. №44544 Україна, МПК (2006) G65B 53/00. Шнековий пневмомеханічний транспортер / Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Романовський Р.М.; заявник і власник патенту ТНЕУ. – № u200903515; заявл. 13.04.2009р., опубл. 12.10.2009, Бюл. №19.

УДК 656:005.932

Д.В. Дмитрів, О.Р. Рогатинська

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

КРИТЕРІЙ ЛОГІСТИЧНОЇ ОЦІНКИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ (НА ПРИКЛАДІ МІЖНАРОДНИХ ВАНТАЖНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ)

D. Dmytriv O. Rogatynska

CRITERIA FOR EVALUATION OF TRANSPORT LOGISTICS-TECHNOLOGY SYSTEMS

Оптимальне функціонування транспортно-технологічних систем ґрунтується на дотриманні базових принципів логістики. Одними з найважливіших принципів логістики є мінімізація витрат на транспортування продукту, його доставка в потрібний час та в

потрібній кількості. Забезпечення цих принципів розглянемо на прикладі системи міжнародних вантажних перевезень, який притаманні універсальні ознаки, властиві більшості транспортно-технологічних систем. З метою забезпечення мінімальних витрат, дотримання графіку поставок та об'ємів продукту потрібно чітко знати критерії впливу, вагомість впливу, можливі ризики.

Для забезпечення доставки товару в потрібний час охарактеризуємо, основні параметри які впливають на цей принцип та введемо відповідні позначення:

T_P – час роботи транспортного засобу;

$T_{PФ}$ – загальний річний час, $T_{PФ} = D \times t_2$ (D – кількість днів у році; t_2 – тривалість доби, год.);

$T_{ЗР}$ – час на завантаження та розвантаження;

T_B – час на відпочинок водія (регламентується законодавствами країн);

T_M – час простою на митницях;

$T_{ПР}$ – час на проведення поточного ремонту;

$T_{КР}$ – час на проведення капітального ремонту;

Ідеальна ситуація транспортної роботи, тобто коли забезпечується максимальне використання транспортного засобу за часом, має вигляд:

$$T_P = T_{PФ}.$$

Дійсний річний фонд часу роботи транспортного засобу складає:

$$T_P = T_{PФ} - T_B - T_{ЗР} - T_M - T_{ПР} - T_{КР}. \quad (1.1)$$

Отже для наближення транспортної роботи до ідеального варіанту маємо умову:

$$T_B + T_{ЗР} + T_M + T_{ПР} + T_{КР} \rightarrow \min. \quad (1.2)$$

З іншого боку час на здійснення транспортної роботи можна визначити:

$$T_P = L/V_{СЕР},$$

де L – відстань, що проїжджає автомобіль протягом року;

$V_{СЕР}$ – середньорічна швидкість руху автомобіля, (обмежується його технічними можливостями, $V_{СЕР} \rightarrow \max$).

Оптимізація кількості продукції характеризується наступними параметрами:

Q – загальний об'єм продукції, що підлягає перевезенню у вартісному вираженні;

B_{IT} – вартість товару;

B_{I3} – витрати на транспортування одиниці товару;

K_T – кількість транспортних засобів;

M – максимальний об'єм продукції, що перевозить автомобіль;

k_3 – коефіцієнт завантаження транспортного засобу;

$(K_T \times M \times k_3)$ – фізичний об'єм продукції.

$$Q = (B_{IT} + B_{I3}) \times (K_T \times M \times k_3) \quad (1.3)$$

Відповідно витрати на транспортування одиниці товару складуть:

$$B_{I3} = (Q / (K_T \times M \times k_3)) - B_{IT} \quad (1.4)$$

Для забезпечення мінімальних витрат по здійсненню перевезень визначимо їх формоутворюючі елементи і введемо позначення:

B_3 – річні загальні витрати на транспортування продукції;

$B_{ЗП}$ – витрати на заробітну плату;

B_A – річні амортизаційні відрахування;

$B_{ПМЗ}$ – річні витрати на паливно-мастильні матеріали, запчастини;

$B_{ПЗ}$ – річна сума витрат на сплату податків, витрат на утримання доріг та інші збори;

$B_{МЗ}$ – митні збори.

Отже, річні загальні витрати на транспортування продукції складуть:

$$B_3 = B_{ЗП} + B_A + B_{ПМЗ} + B_{ПЗ} + B_{МЗ} \rightarrow \min. \quad (1.5)$$

Відповідно витрати на транспортування одиниці товару складатимуть:

$$B_{I3} = B_3 / Q \quad (1.6)$$

Для того, що забезпечити доставку продукції з забезпеченням дотримання обраних логістичних принципів, тобто з мінімальними витратами в заданий час та в заданій кількості

необхідно пов'язати обрані нами критерії. Результуючим критерієм, який пов'язує об'єм та час роботи транспортного засобу є продуктивність транспортних робіт:

$$P = Q / T_p, \quad (1.7)$$

звідси

$$Q = P \times T_p \quad (1.8)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (1.4) і (1.6) отримаємо:

$$B_3 / Q = (Q / (K_T \times M \times k_3)) - B_{IT} \quad (1.9)$$

Замінивши загальний об'єм продукції, що підлягає перевезенню у вартісному вираженні, виразом $P \times T_p$ та вивівши з рівняння (1.9) річні загальні витрати на транспортування продукції, отримаємо результуючу модель, яка пов'язує три основні принципи логістики транспортування продукції:

$$B_3 = ((P \times T_p) / (K_T \times M \times k_3)) - B_{IT} \times P \times T_p \rightarrow \min \quad (1.10)$$

Отримане рівняння, дозволяє в першому наближенні пов'язати критерії, які забезпечують дотримання основних логістичних принципів. Для використання даної залежності для конкретних транспортних задач і зменшення кількості складових, доцільно кожному критерію за бальною шкалою присвоювати ступінь вагомості і обирати їх для підстановки в модель.

УДК 621.867

В.Л. Дмитроца

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ

ШВИДКІСНОГО ДВОВАЛЬНОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

V. Dmytrotsa

JUSTIFICATION PARAMETERS

OF HIGH-SPEED DOUBLE-SHAFT SCREW CONVEYOR

Постановка проблеми. Гвинтові конвеєри знайшли своє застосування в різних галузях промисловості і сільському господарстві для переміщення сипучих, кускових, в'язко-пластичних та інших матеріалів і різних сумішей. Вони характеризуються зручністю в користуванні, простотою конструкції, великою надійністю. Важливим моментом є можливість поєднання функцій транспортування із рядом процесів у відповідних транспортно-технологічних системах. Нажаль, гвинтові конвеєри, порівняно з іншими, мають підвищену енергоємність і її зниження є важливою науково-технічною задачею [1, 2, 3].

За принципом транспортування сипких вантажів існує поділ гвинтових конвеєрів на швидкохідні та тихохідні, із, відповідно, тільки осьовим транспортуванням вантажу та переміщенням його по гвинтовій траєкторії. Швидкохідні гвинтові конвеєри забезпечують рівномірну подачу сипких вантажів на різних трасах і їх режим характеризується коефіцієнтом швидкохідності $P : P = \frac{D\omega^2}{2g} > 10$, де D - зовнішній діаметр гвинтової поверхні робочого органу; ω - кутова швидкість обертання гвинта g - прискорення вільного падіння.

Збільшення коефіцієнта швидкохідності P стабілізує процес транспортування вантажу, проте зростання частоти обертання робочого органу гвинтового конвеєра призводить до підвищення енерговитрат та погіршення умов завантаження і зниження коефіцієнту заповнення конвеєра. Характерною особливістю швидкохідних гвинтових конвеєрів являється можливість транспортування матеріалу практично незалежно від заповнення [2]. Однак для одновального ГК, як показали експериментальні дані, при коефіцієнті заповнення $\phi = 0,8 \div 1,0$ відбувається перенавантаження привідного механізму, а інколи і аварійна

зупинка. У випадку для ДГК при $\varphi=1,2\div 1,3$ відбувається утворення „пливучого” шару (див. рис. 1 поз. А) товщиною $15\div 20$ мм та з осьовою швидкістю руху сипкого матеріалу – $v_{\text{шару}}=0,7\div 0,9v_z$ від швидкості руху основної маси вантажу (див. рис. 1 поз.Б).

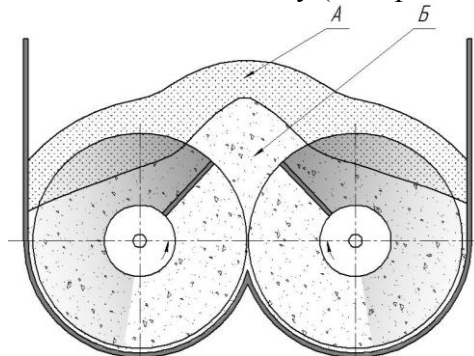


Рис. 1. Момент перенавантаження ДГК.

На вибір режимів роботи швидкохідних гвинтових конвеєрів та на енерговитрати при транспортуванні великий вплив мають такі фактори: коефіцієнт швидкохідності (параметр швидкісного режиму транспортування) P ; коефіцієнт кроку $k_T = T/D$, який задає кут нахилу α гвинтової поверхні, $\text{tg}\alpha = k_T / \pi$; коефіцієнти зовнішнього тертя вантажу до поверхонь гвинтового робочого органу та жолоба μ_1 і μ_2 , кут підйому частинки матеріалу θ [5], а також кут розхилу жолобів γ . Однак вплив вище наведених факторів неоднозначний. Зниження енерговитрат ГК однозначно досягається зменшенням коефіцієнту тертя μ_1 (коефіцієнт зовнішнього тертя вантажу до поверхні гвинта) та пошуком оптимальних значень інших факторів, зокрема кута γ та висоти підйому гребеня русла транспортування h (див. рис. 2) які визначаються за формулою: $h = \frac{l}{2} \text{ctg} \frac{\pi + \gamma}{4}$.

Для зручності користування дану формулу, після перетворень, можна записати у вигляді: $h = \frac{l}{2} \text{ctg} \left(\frac{3\pi}{8} - \theta \right)$, де l – міжосьова відстань, θ – кут відхилення центра мас потоку при низькообертovому (тихохідному) транспортуванні.

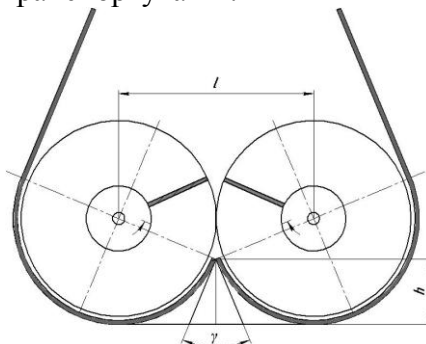


Рис.2. Визначення висоти підйому гребеня русла транспортування.

Встановлено, що низькі значення коефіцієнта тертя вантажу до поверхні жолоба μ_2 забезпечують належну осьову швидкість транспортування і відповідно покращують і інші параметри. Одночасне підвищення коефіцієнтів μ_1 і μ_2 призводить до суттєвого росту питомої енергоємності транспортування. Як було сказано вище зниження тільки коефіцієнту тертя μ_1 призводить і до покращення якості процесу. А його утримання на деякому невисокому рівні (наприклад $\mu_1 = 0,4 = \text{const}$), дозволяє підтримувати низький рівень затрат енергоємності процесу транспортування в широкому діапазоні зміни коефіцієнту тертя вантажу до жолобів ($0,4 < \mu_2 < 1$) при постійному зростанні осьової швидкості і, відповідно, продуктивності.

Розробка практичних рекомендацій щодо раціональних параметрів та режимів роботи ДГК і вдосконалення його будови та конструкцій вузлів дозволить знайти широке практичне

застосування ДГК не тільки в сільськогосподарській, а й в харчовій, фармацевтичній та інших галузях сучасного виробництва.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили теоретичні залежності і їх результати можуть бути використані для проектування швидкісних двовальних гвинтових конвеєрів. Технічні характеристики ДГК можуть бути покращені, як шляхом вибору раціональних режимів роботи транспортерів та їх параметрів так і розробкою нових технічних рішень, що адаптовані до конкретних умов роботи.

Література:

1. Вайнсон А. А. Подъемно – транспортные машины / Вайнсон А. А. – М. : Машиностроение, 1989. – 536 с.
2. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры / Григорьев А. М. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Гевко Б.М., Рогатинский Р. М. – Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176с.
4. Механізми з гвинтовими пристроями / [Гевко Б. М., Данильченко М. Г., Рогатинський Р. М. та ін.]. - Львів: Світ, 1993. - 208 с.
5. Барановський В. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра / В. М. Барановський, В. О. Соломка, В. Б. Онищенко // Вісник Харківського держ. техн. університету сільського господарства. «Підвищення надійності відновлюваних деталей машин», 2001. – № 8. – С. 209 – 215.
6. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / Гевко І. Б. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307с.
УДК 621.867

Р.М. Рогатинський, Ю.В. Дудун

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

КЕРУВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯМ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

R. Rogatynskij, Yu. Dudun

LOAD CONTROL SPEED SCREW CONVEYER

Гвинтові конвеєри широко використовуються в сільськогосподарському виробництві для переміщення зернових, кормів, мінеральних добрив, тощо. Їм притаманна простота конструкції, зручність в користуванні, герметичність, велика надійність. Існуючі методи їх розрахунку ґрунтуються на ряді теоретичних та експериментальних досліджень, а також аналізі статистичних даних за результатами їх експлуатації. Відомі постановка та розв'язок задачі вибору оптимальних параметрів з умови мінімізації його матеріаломісткості. Проте особливості руху сипкого вантажу по робочих поверхнях гвинтових конвеєрів, вивчені ще недостатньо. Особливо це стосується швидкохідних, в т.ч. вертикальних гвинтових конвеєрів, технічні характеристики яких, зокрема енергоємність, можна покращити шляхом вибору раціональних режимів роботи конвеєрів та їхніх параметрів. На теперішній час рекомендації, викладені в галузевих стандартах та інших нормативних матеріалах не в повній мірі враховують конкретні умови експлуатації, а існуючі методики розрахунку швидкохідних конвеєрів, які б враховували такі умови, є достатньо громіздкими та не забезпечують вибір оптимальних параметрів з умови мінімізації енерговитрат.

З розвитком напівпровідникової техніки широко почалось виготовлення перетворювачів, які здатні керувати струмом, напругою чи частотою і врахувати складну технічну систему регулювання асинхронного двигуна, його нелінійну структуру, а також дозволяє врахувати більшість змінних величин, тим самим зробивши доступним плавну безступеневу зміну частоти обертання асинхронного двигуна. В той же час розвиток комп'ютерної техніки дозволяє досягнути

високої інтеграції компонентів системи асинхронний двигун перетворювач та персональний комп'ютер, а також реалізувати повний об'єм програм частотного та векторного регулювання двигуном.

У зв'язку з цим виникає необхідність проектування техніки, яка б дозволила зменшити нестабільні перехідні процеси при переході від тихохідного до швидкохідного транспортування, підвищені навантаження на робочий орган шнеку при пуску із заповненим жолобом, та розрахувати оптимальні режими роботи, що мінімізують енерговитрати, забезпечити плавну зміну пускового моменту гвинтового конвеєра із заповненим жолобом, для початкового зрушення матеріалу та стабілізувати режими транспортування за рахунок автоматизації процесу. Для цього спроектовано та розроблено установку для дослідження гвинтових конвеєрів із підключенням до перетворювача частоти та синхронізації його із контролером та персонального комп'ютера, який дозволить керувати гвинтовим конвеєром у автоматичному режимі за допомогою розроблених керуючих програм.

В залежності від початкового заповнення гвинтового конвеєра задається мінімальна кутова швидкість, з якою почне обертатись гвинт, і час роботи на цій швидкості. Зміна кутової швидкості гвинта може відбуватись за трьома основними законами: лінійним; за S-подібною кривою; за U-подібною кривою, за цими ж законами відбувається і гальмування механізму.

За результатами досліджень встановлено, що теоретичні залежності адекватно описують процеси транспортування вантажу вертикальними ГК. Розбіжність між теоретичними та експериментальними результатами при цьому не перевищує 7%. Певне перевищення питомої енергоємності транспортування зумовлюється неврахованими втратами на перемішування та пересипання зерна через зазори, які із зниженням швидкохідності зростають. Використання обладнання фірми "Shneider Electric" дозволило автоматизувати процес експериментальних досліджень та підвищити їх ефективність. За результатами досліджень встановлено, що існує область режимів транспортування в якій мінімізується енергоємність конвеєра, а оптимальні параметри та режими залежать від властивостей транспортованого вантажу. Для запуску ГК доцільно використовувати системи плавного зрушення, які дозволяють знизити коефіцієнт динамічності від $k_d=6-9$ до $k_d=1,1-1,3$.

УДК 621.873

О. Іваненко, к.т.н.

(Східноукраїнський національний університет імені В. Даля, м. Луганськ)
**ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ КАТАСТРОФ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ПРОЦЕСУ
УГОНУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ВІТРОМ**

Відомо, що навіть при невеликому вітрі робочого стану можливий угін мостових, порталних, козлових, баштових і інших кранів, що працюють на відкритому повітрі. Так, кран, загальмований механічними гальмами, може привести в рух вітер із швидкістю 20...25 м/с.

Особливо це актуально для вантажопідйомних кранів з високо розташованим центром тяжкості, для яких необхідне проведення аналізу, з метою виявлення умов забезпечення стійкості від перекидання.

Тут нам необхідно визначити параметри системи, при яких відбуваються її якісні зміни (втрата стійкості крана, що приводить до виникнення аварійного режиму руху – падіння крана).

Більш повні дослідження можливі за допомогою теорії катастроф, основні положення якої розроблені на рубежі 1970 р. у роботах Р. Тома.

Предметом теорії катастроф є стани рівноваги $\psi_i(C_\alpha)$ потенційної функції $V(\psi_j, C_\alpha)$, змінні при зміні параметрів, що управляють C_α . При цьому катастрофами називаються стрибкоподібні зміни, що виникають у вигляді раптової відповіді системи на

плавну зміну зовнішніх умов.

Завдання зводиться, в цій постановці, до дослідження структурної стійкості однієї з моделей Тома, отримуваний при канонічному розкладанні потенційної функції в неморсовській критичній точці:

$$V = Cat(l, k) + \sum_{j=1}^n \lambda_j(c) \cdot y_j^2, \quad (1)$$

де $Cat(l, k)$ - функція катастрофи, що є функцією змінних l (стани) і k (керівників) параметрів;

$\lambda_j(c)$ - власні значення матриці стійкості або гессіана;

$V_{ij} = \frac{\delta^2 v}{\delta x_i \cdot \delta y_j} x_i y_j$ відповідно незалежні початкові і перетворені (за допомогою

гладкої, тобто що має похідні будь-якого порядку, заміни координат) змінні;

n - число незалежних змінних;

c - параметр, що управляє.

Функція катастроф, що визначається з (1) представляється у вигляді суми:

$$Cat(l, k) = CG(l) + Pert(l, k),$$

де $CG(l)$ - паросток катастрофи; $Pert(l, k)$ - обурення катастрофи.

У даному випадку функція залежить від двох параметрів (бази крану; висоти розташування його центру мас), що управляють, приводяться до канонічної форми з функцією катастрофи типу А3 (складка).

Отримані кількісні залежності для оцінки стійкості містили параметри угону крана вітром.

Результати досліджень свідчать про високу ефективність теорії катастроф при дослідженні стійкості вантажопідйомних кранів.

УДК 621.874

І.І. Ісьєміні

Українська інженерно-педагогічна академія

ГАЛЬМУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМИ БУФЕРНИМИ ПРИСТРОЯМИ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ

І.І. Isyemini

BRAKING OF THE OVERHEAD CRANES BY PNEUMOHYDRAULIC BUFFERS IN THE ACCIDENTS

Під час експлуатації мостових кранів виникають випадки, коли кран наїжджає буферними пристроями на тупикові упори. Це відбувається з декількох причин: гальма механізму пересування крана знаходяться в неналежному стані («розпущені»); вимикальні лінійки деформовані, контакти кінцевих вимикачів окиснені; кран рухається зі швидкістю вище номінальної (внаслідок пориву вітру). Для запобігання руйнуванню кранових металоконструкцій та підкранових споруд на кранах встановлюються буферні пристрої [1]. Ці пристрої бувають: дерев'яні, гумові, пружинні, фрикційні, гідравлічні. Найефективнішими буферними пристроями є гідравлічні [2]. Вони гасять швидкість кранів до 160 м/хв. та працюють без віддачі. Однак гідравлічні буфера з дроселювальним отвором перемінного перерізу мають складну конструкцію, а розрахувати їх на необхідне зусилля не завжди є можливим, внаслідок чого виникає небезпека «жорсткого» наїзду. Буфери з дроселювальним отвором постійного перетину мають більші габарити та не здатні поглинути кінетичну енергію крана, що рухається з номінальною швидкістю, при регламентованому сповільненні 4 м/с² на малому відрізці шляху [3].

Для збільшення ефективності зупинки мостових кранів було розроблено захисну систему вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху (заявка на корисну модель № u 2011 11415; отримано позитивне рішення). Основним елементом цієї системи є пневмогідрравлічний буферний пристрій, схема якого показана на рис. 1.

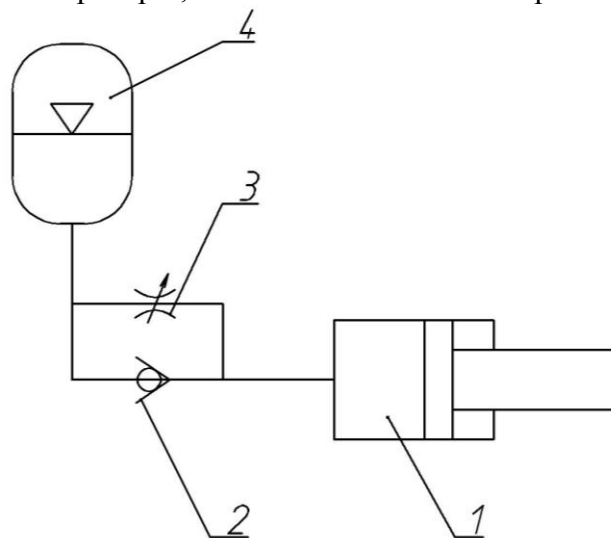


Рис.1. Схема пневмогідрравлічного буферного пристрою:
1 – гідроциліндр; 2 – зворотний клапан; 3 – дросель; 4 - пневмогідроакумулятор

В роботі [4], побудовано математичну модель, яка описує роботу пневмогідрравлічного буферного пристрою під час наїзду на нього мостового крана. Буферний пристрій створює пневматичний та гідрравлічний опори пересуванню крана, ефективно зменшуючи його швидкість на невеликому відрізці шляху.

Варіюючи початковий тиск в гідроакумуляторі та об'єм останнього, можна отримати необхідні робочі характеристики пневмогідрравлічного буферного пристрою, що забезпечують зупинку крана, який рухається з номінальною швидкістю з уповільненням до $2,5 \text{ м/с}^2$, що знаходиться в межах допустимого (рис. 2).

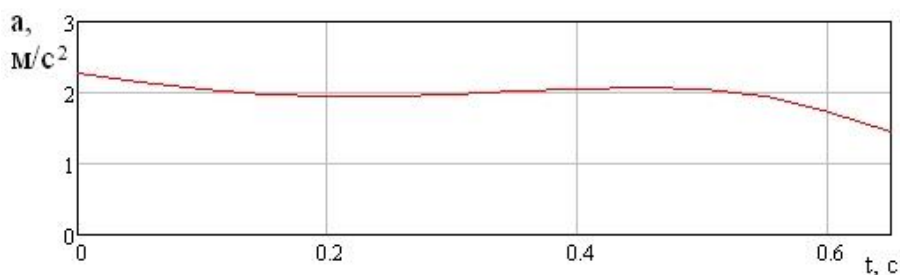


Рис. 2. Графік залежності сповільнення крана від часу

З рис. 2 видно, що сповільнення крана є майже постійним, що дозволяє погасити швидкість крана плавно та на малому відрізці шляху. Так для мостового двобалкового крана вантажопідіймністю 20 т, масою 25 т, швидкістю пересування $1,25 \text{ м/с}$ при початковому тиску повітря в пневмогідроакумуляторі 12 МПа та об'ємі $6,3 \text{ дм}^3$ гальмівний шлях крана становить 0,38 м, а час зупинки крана – 0,6 с. Ударна сила, з якою кран наїжджає на тупиковий упор є максимальною в момент удару крана та становить 83 кН.

Висновки. В результаті дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідрравлічними буферними пристроями виявлено, що пневмогідрравлічний буферний пристрій має властивості гідрравлічного та пружинного буферів [4], що дозволяє здійснювати гальмування крана на малому відрізці шляху з майже постійним уповільненням. При цьому сповільнення крана відповідає нормам.

Отримано ударну сила, знаючи яку, можна розрахувати необхідний діаметр поршня та інші геометричні параметри гідроциліндра, виходячи з заданого робочого тиску.

Література:

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07/ Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.
2. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 / под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.: ил.
3. Джигкаев Т. С. Основы динамики мостовых перегружателей, кранов и их защита от ударов при наезде тележек на упоры : дис. ... д-ра техн. наук / Т. С. Джигкаев. – Новочеркасск, 2001. – 330 с.
4. Ісьєміні І.І., Родіонов Л.А. Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідролічними буферними пристроями // Машинобудування. – Випуск 7-8. – Харків. УПА, 2011 – С. 23–31.

УДК 631.3.01

Р. М. Рогатинський, Б.Ю. Капаціла

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОГИНУ ВИТКІВ ШНЕКА ПРИ МІСЦЕВОМУ
НАВАНТАЖЕННІ ЗАСОБАМИ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

R.M. Rogatynskyu, B.Y. Kapatsila

**MODELLING OF THE FOREDEEP OF SCREW WINDINGS DURING LOCAL
LOADING USING MEANS OF COMPUTER TECHNOLOGY**

Для реалізації процесів транспортування різного роду матеріалів перспективним є застосування гвинтових конвеєрів. Висока продуктивність, надійність, відносна простота конструкції, легкість в обслуговуванні дають змогу застосовувати такі механізми як у дискретних технологічних схемах, так і в складі високопродуктивних механізованих комплексів. При виконанні технологічних процесів транспортування робочі органи гвинтових конвеєрів зазнають складних впливів. Схеми прикладання зовнішніх зусиль залежать від виду технологічних операцій, які виконуються, від характеристик технологічного матеріалу, режиму роботи та інших факторів. Величина навантаження може досягати значних значень і викликати деформацію, а іноді і пошкодження робочого органа. Для запобігання цим явищам необхідно ще на етапі проектування вибрати оптимальні геометричні параметри шнека та узгодити їх із технологією виготовлення.

Для встановлення залежності деформації витка шнека від зовнішнього навантаження необхідно проведення експериментальних досліджень. Розвиток сучасних інформаційних технологій дозволяє проводити подібні дослідження з використанням засобів комп'ютерних технологій.

В якості програмного забезпечення для вирішення поставлених задач було обрано САД-систему SolidWorks – продукт компанії Solidworks Corporation, яка являє собою систему автоматизованого проектування, інженерного аналізу та підготовки виробництва виробів. В базовий пакет SolidWorks входить модуль COSMOSXpress, який використовується для експрес-розрахунків деформації та визначення коефіцієнта запасу міцності деталі за заданими навантаженнями. Для виконання аналізу необхідно перш за все створити модель шнека. Процес побудови 3D-моделі в середовищі SolidWorks базується на переміщенні прямокутного перерізу по гвинтовій траєкторії. Для аналізу створеної моделі викликають модуль COSMOSXpress, в робочому вікні якого вибирають одиниці вимірювання, місце збереження результатів, матеріал шнека, вказують обмеження і навантаження. В якості обмежень необхідно в графічній області вибрати одну або декілька граней, які будуть визначені як нерухомі, тобто для них будуть відсутні переміщення у всіх напрямках. Для випадку, який розглядається, такою гранню служить внутрішня кромка спіралі, оскільки вона жорстко кріпиться на валу.

Після встановлення обмежень, потрібно задати навантаження, тобто, вибрати його тип (сила чи тиск), вказати значення, вибрати грань, до якої прикладена сила і напрям прикладання. Далі запускають аналіз. У відповідь програма розбиває деталь на окремі елементи і розраховує напруження в кожному з них. Після завершення аналізу активується вкладка результатів. В цій вкладці можуть бути відображені розподіл напружень і зміщень в моделі, деформована форма моделі, а також дається можливість зберегти результати роботи у вигляді звіту. При відображенні напружень і зміщень модель розфарбовується в різні кольори, кожен з яких відповідає своєму діапазону значень. Крім того, поряд з моделлю відображається шкала, на якій кольором позначені значення напружень і зміщень, які діють в моделі.

Співставлення отриманих даних з результатами проведених натурних експериментів підтвердили їх коректність. Таким чином, застосування CAD-системи SolidWorks допоможе знизити вартість і час досліджень від початкової стадії проектування до виготовлення виробу, зокрема завдяки можливостям комп'ютерного моделювання замість проведення дорогих довготривалих виробничих випробувань.

УДК 631.3.01

Ю. Б. Капаціла

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

**РОЗРОБЛЕННЯ ЗАГАЛЬНИХ ПРИНЦИПІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО
ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

Y.B. Kapatsila

**DEVELOPMENT OF GENERAL PRINCIPLES OF COMPUTER-AIDED DESIGN
OF SCREW CONVEYERS**

Створення нової техніки в сучасних умовах неможливе без використання обчислювальної техніки. Потужний машинний парк і велика кількість відповідного програмного забезпечення дозволяють значно підвищити ефективність виконання проектних робіт.

Однією з переваг автоматизованого проектування є можливість роботи з великими масивами даних та проведення великої кількості обчислень, що особливо актуально при вирішенні задач оптимізації. При оптимальному проектуванні гвинтових конвеєрів на різних рівнях необхідно систематично враховувати всі фактори, які здійснюють суттєвий вплив на обсяги проектування, і вести цілеспрямований, планомірний пошук кращого варіанту рішення, використовуючи системний підхід, тобто об'єкт і процес проектування розглядати як систему, яка взаємодіє із суміжними системами і оточуючим середовищем.

В загальному випадку методика автоматизованого проектування гвинтових конвеєрів передбачає виконання таких етапів:

- формування задачі в загальному вигляді;
- обґрунтування необхідності розв'язування задачі автоматизованого проектування гвинтових конвеєрів;
- уточнення задачі;
- виконання похідних задач;
- пошук інформації;
- прийняття і конкретизація рішень;
- розроблення конструкції конвеєра;
- перевірка результатів роботи;
- внесення змін і корегування параметрів;
- розроблення оптимального технологічного процесу виготовлення і складання гвинтового конвеєра;
- розроблення комплекту технологічної документації;

- розробка експлуатаційної документації;
- вибір методів діагностики і ремонту.

Перед синтезом конструкції гвинтового конвеєра необхідно виконати чітку класифікацію приводів, робочих органів і всієї системи в цілому, визначити методи вибору кращого варіанту рішення на кожному етапі проектування, уточнити критерії оптимізації і обмеження, визначити методи пошуку технічних рішень і при потребі розробити нові, розробити загальний і часткові алгоритми оптимального проектування.

Далі задача проектування вирішується багатоциклічно: вибирається принцип роботи: за змінною чи постійною трасах транспортування; вибирається структура конвеєра; розробляється конструкція конвеєра і визначаються її основні параметри і на цій основі виконується аналіз і паралельне порівняння декількох варіантів – вибір найбільш задовільного рішення.

Реалізація викладеної методики можлива за умови розроблення відповідного математичного і програмного забезпечення, підтвердженого експериментальними дослідженнями. Крім того, ефективність проектування можна значно підвищити при використанні бази даних технічних рішень виконаних раніше проектів.

УДК 621.89

О. А. Мавроді

ДВНЗ Приазовський державний технічний університет

РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ БЛОКІВ КРАНОВИХ ПОЛІСПАСТІВ

При розгоні і гальмуванні крана підвіска відхиляється від вертикалі на кут γ (рис. 1). Положення каната в ривчаку блоку змінюється, і він навалюється на реборду блока. Утворюється майданчик контакту з практично сухим тертям між канатом і ребордою блока. Втрати суттєво зростають.

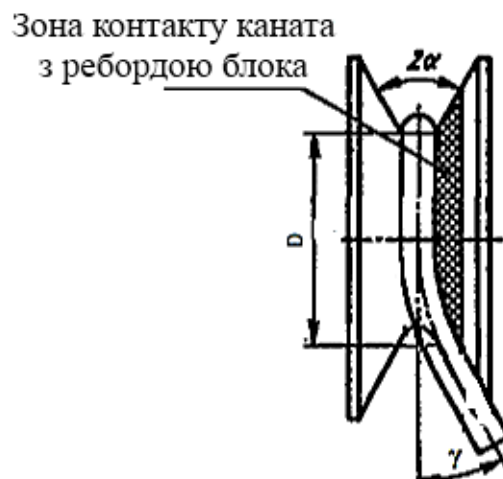


Рис. 1. Положення канату в ривчаку верхнього блока при відхиленні підвіски на кут γ

Позначимо:

$$f^* = f + f_D,$$

де f^* - повний коефіцієнт тертя;

f_D - додатковий коефіцієнт тертя канату по блоку в динаміці.

Тоді К. П. Д. блока

$$\eta_6 = 1 - 3 \cdot k^2 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 - \frac{3}{2} \cdot f^* \cdot \frac{d_0}{D}.$$

Врахування тертя каната по реборді блоку при відхиленнях підвіски від вертикалі сприятиме більш повному вирішенню завдань розрахунку механізму кранового підйому.

Література:

1. Б. С. Ковальський / Грузоподъёмные машины. Канаты, блоки, барабаны. – Харьков: Харьк. высш. командно-инж. училище, 1961. – 88 с.
3. О. М. Щеглов Исследование работы грузовых подвесок литейных кранов: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Харьков: ХВКИУ, 1981. 21 с.

УДК 621.87

О. А. Мавроді

ДВНЗ Приазовський державний технічний університет

ІЗГІБНІ НАПРУГИ ХВОСТОВИКА ГАКА ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНОГО КРАНА

Як показав досвід експлуатації, найбільш вразливим місцем підвісок кранів є останній виток різьблення, перехід від різьбової частини гака до його хвостовика. При цьому допускаються розрахункові напруги відносно низькі (50 ... 70 МПа в залежності від групи режиму роботи крана), що забезпечують запас міцності по відношенню до межі текучості не менше 1,2 ... 1,5. Розрахунки показують, що в реальних конструкціях гаків, напруги від дії розрахункової статичного навантаження ще нижче.

Незважаючи на це, на практиці неодноразово мали місце руйнування гаків в різьбовій частині. Б. С. Ковальський зазначає, що відбувається це через високу концентрацію напружень в витках різьби, ураження її корозією в разі недостатнього змащення при роботі на відкритому повітрі.

Дослідження, проведені на кафедрі ПТМ і ДМ, виявили ще одну обставину, яка істотно впливає на міцність гаків - динамічні напруги згинання при розгоні і гальмуванні механізмів горизонтального переміщення моста крана. В результаті прискорення канати відхиляються від вертикалі на кут γ під дією сили інерції.

Величина γ в межах 18...22° була визначена дослідним шляхом для швидкохідних мостових і порталних кранів Н.І. Григор'євим, В. Ф. Сиротським, Ф. М. Лейнером, Б. І. Жермунським. Для тихохідних ливарних кранів О. М. Щеглов визначив $\gamma = 7 \dots 14^\circ$. Це дозволило розрахувати силу інерції як:

$$F_i = G \cdot \operatorname{tg} \gamma = (0.1 \dots 0.4) \cdot G,$$

де G - номінальний вага вантажу, що піднімається.

Тобто, сила інерції невелика і нею в розрахунках механізмів нехтують. У ряді випадків такий підхід цілком виправданий, але в оцінці міцності хвостовиків гаків неприпустимий. Ця, відносно невелика, сила інерції, помножена на довжину гака (особливо в укорочених підвісках), призводить до вигинаючого моменту, що викликає значні напруги згинання в хвостовику гака. Обриви гаків, які мали місце, ми пояснюємо саме цією обставиною, що вимагає свого вирішення.

Тому на кафедрі ПТМ і ДМ ведеться пошук нових конструкцій крюкових підвісок, вільних від виявленого недоліку.

Д.П. Матоліков, О.О. Немчук

Одеський національний морський університет

**АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРИВОДІВ КРАНІВ НА
ОСНОВІ МЕТОДІВ МІР ПОДІБНОСТІ**

D.P. Matolikov, A.O. Nemchuk

**ANALYSIS OF THE CRANES DRIVES AUTOMATION SYSTEMS PARAMETERS
ON THE BASIS OF SIMILARITY MEASURES METHODS**

Завданням дослідження був пошук достатньо легких (з точки зору розрахунків) та практичних засобів вирішення завдань аналізу та оптимізації параметрів систем. В даному дослідженні ми звертаємось до методів мір подібності. Система автоматизації у даному випадку була обрана для демонстрації можливостей цих методів.

У якості прикладу розглядається автоматична система синхронізації руху візків механізму пересування широкопролітних перевантажувачів для стабілізації перекосу їх конструкції.

Замість натурних експериментів на реальній системі автоматизації проводилися комп'ютерні експерименти з використанням імітаційної моделі системи. В даному дослідженні найважливішими були можливість контролювати умови експерименту та можливість швидко отримувати необхідні дані.

Була створена імітаційна модель пересування перевантажувача з запрограмованою різницею швидкості опор; в модель вмонтовано блок імітації роботи системи синхронізації руху опор. Досліджена імітаційна модель має високий рівень деталізації усіх процесів, що засновується на програмуванні в моделі технічних даних реальних компонентів системи (датчиків, логічних контролерів, приводів візків механізму пересування).

Автоматична система синхронізації руху, що досліджується, складається із запрограмованого контролера, що отримує сигнали від органів управління пересуванням перевантажувача та системи лазерних далекомірів. Контролер корегує завдання швидкості для кожної опори окремо за допомогою частотного керування. Система визначає випереджаючу опору та після уточнення напрямку руху приступає до гальмування випереджаючої опори; швидкість опори знижується пропорційно поправочному коефіцієнту.

Поправочний коефіцієнт швидкості руху опор K нелінійно змінюється в залежності від кількох параметрів: коефіцієнту впливу корегування на систему K_{KOR} , що зберігає постійне значення під час роботи системи але може задаватися попередньо у межах від 0 до 1; заданої кранівником швидкості руху перевантажувача V ; значення перекосу крану dL (відносного відставання опор).

Максимальне значення поправочного коефіцієнту K обмежено значенням 0,9 тому, що при завданні більших значень система не стабілізує перекіс конструкції.

Найбільший вплив на поведінку системи має зміна значення коефіцієнту впливу корегування на систему K_{KOR} .

Комп'ютерний експеримент полягав в отриманні параметрів коливань величини перекосу при зміні коефіцієнту впливу K_{KOR} в законі регулювання. Кожен експеримент проводився при однаковому значенні початкового перекосу конструкції перевантажувача, на трьох рівнях швидкості руху виконавчих механізмів та при зміні коефіцієнту впливу з встановленим шагом від мінімального до максимального. Протягом експериментів фіксувалися параметри коливання значення перекосу, до затухання коливань. Додатково проводилися експерименти для отримання параметрів коливань при довільних значеннях коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,37$ та $K_{KOR} = 0,63$.

Надалі метою було знайдення точних значень цих довільних коефіцієнтів (тобто основної внутрішньої характеристики системи) шляхом використання методів мір подібності в порівнянні параметрів коливань систем (тобто зовнішніх характеристик системи).

Аналіз параметрів коливань за допомогою коефіцієнту кореляції Пірсона виявляє абсолютну кореляцію значення величини першого пікового перекосу при максимальній

швидкості руху від значення коефіцієнту впливу K_{KOR} . Відносна похибка при визначенні значень коефіцієнтів впливу складає 2,4%.

Для проведення аналізу із використанням показників відстані та коефіцієнтів подібності усі експериментальні значення були поділені на деякі діапазони. Таким чином будується простір ознак. Надалі в розрахунках приймається до уваги лише наявність, або відсутність тієї чи іншої ознаки. Усі порівняння ведуться відносно системи з найменшим значенням коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,2$. При значеннях коефіцієнту впливу менших, за цей швидкодія системи суттєво знижується, тому вони в дослідженні не використовуються.

Показник відстані по Хеммінгу дає найбільшу відносну похибку в межах 5,3%. Відстань по Хеммінгу визначається, як сума модулів різниць відповідних ознак, що являє собою загальну кількість неспівпадаючих при порівнянні ознак [1, с 35].

Найбільшою точністю в даному дослідженні серед коефіцієнтів подібності відрізняються коефіцієнт Рао, перерахований за кількістю збігів відсутності ознак в порівнюваних системах, що дорівнює відношенню цієї кількості до загального числа ознак порівняння [1, с 33]. Відносна похибка при визначенні значень коефіцієнтів впливу цим методом складає 2,4%.

Досить високу точність результатів (відносна похибка 3,7%) дає коефіцієнт Дейка, перерахований за кількістю збігів відсутності ознак в порівнюваних системах, що дорівнює відношенню подвоєного значення цієї кількості до суми цього ж подвоєного значення та загальної кількості неспівпадаючих при порівнянні ознак [1, с 33].

Загалом більшість коефіцієнтів, що ґрунтуються на кількості збігів відсутності ознак в порівнюваних системах, дають досить точні результати. Чим більше в формулах коефіцієнтів подібності використовуються інші дані тим менш точними стають результати при визначенні невідомих значень коефіцієнтів впливу.

Наступним етапом дослідження було визначення оптимального коефіцієнту впливу, що надавав би системі найкраще збалансовані властивості (найменші амплітуди коливань та час їх гасіння). Для цього проводилося порівняння характеристик, отриманих експериментально, з ідеалізованими характеристиками. Метою було поставлено підібрати або скласти міру подібності, що визначала би значення коефіцієнту впливу, при якому усі параметри системи в рівній мірі наближалися би до ідеальних.

У цьому випадку залежність значення величини першого пікового перекоосу при максимальній швидкості руху від значення коефіцієнту впливу K_{KOR} не дає можливості визначити параметри системи для мінімізації амплітуди коливань. Використання ж коефіцієнтів подібності Рао та Дейка дають два значення, що суттєво відрізняються. Відповідні отримані значення коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,25$ та $K_{KOR} = 0,42$.

Оптимальність отриманих параметрів була перевірена на імітаційній моделі системи.

Перевірка показала, що система із значенням коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,25$ веде себе найкраще на швидкостях руху близьких до максимальної, тоді як система із значенням $K_{KOR} = 0,42$ відрізняється високою стабільністю роботи та майже не залежить від швидкостей руху. Система, оптимізована за коефіцієнтом Дейка, стає більш універсальною, але, приймаючи до уваги те, що низькі швидкості руху досить рідко використовуються в робочому циклі перевантажувачів, робимо висновок про доцільність оптимізації параметрів такого роду автоматизованих систем за коефіцієнтом Рао. Подальше зниження значення коефіцієнту впливу призводить до зниження швидкодії системи і погіршення результатів синхронізації.

Підсумком дослідження було підтвердження універсальності методу мір подібності, складення рекомендацій щодо застосування цього методу, підбір та складення мір, що надають найбільш ефективні рішення в завданнях аналізу та оптимізації параметрів систем автоматизації приводів кранів.

Література:

1. И.И. Елисеева, В.О. Рукавишников. Группировка, корреляция, распознавание образов (Статистические методы классификации и измерения связей). – М.: Статистика, 1977. – 144 с.

В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук

*Національний університет біоресурсів і природокористування
Київський національний університет будівництва і архітектури*

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ МАНІПУЛЯТОРА

V. Loveykin, D. Mischuk

OPTIMIZATION OF CHANGE FLIGHT MANIPULATOR

Маніпулятори з гідроприводом на транспортних засобах застосовуються в різних галузях народного господарства, зокрема широкого використання вони набули в лісотехнічній галузі та комунальному господарстві у вигляді крано-маніпуляторних установок на бортових автомобілях транспортних засобів. Різноманітність застосування таких систем ставить ряд задач з підвищення їх ефективності. Актуальними на сьогодні є задачі програмного керування, які полягають у відтворення керуючого впливу на машину, що забезпечує її роботу за бажаним законом руху. Такий керуючий вплив визначається на основі оптимізаційних задач та рівнянь руху. Застосування оптимізаційних задач для визначення функцій відгуку стрілової системи крана-маніпулятора дозволяє отримати екстремалі у вигляді кінематичних характеристик привідного механізму, які характеризуватимуть граничні значення оптимізаційного критерію, а рівняння руху маніпулятора визначають керуючу дію на привідний механізм з урахуванням динамічних характеристик самого маніпулятора.

Актуальними оптимізаційними задачами на сьогодні є такі, що досліджують зниження коливань вантажу та динамічних навантажень в шарнірно-зчленованій стріловій системі маніпулятора. Методами розв'язку таких задач є варіаційні методи, які дозволяють отримати плавну релейну характеристику керуючої дії.

З огляду конструкцій маніпуляторів встановлено, що розповсюдженою схемою є така, що містить нерухому раму, похилу стійку, підйомну та поворотну стрілу й висувну рукоять. Привід стрілової системи здійснюється від гідроциліндрів підйому і складання стріли та переміщення висувної рукояті. Для розглянутої схеми побудована динамічна модель, встановлені залежності геометричних та кінематичних характеристик та записані рівняння руху.

Для зменшення динамічних навантажень в елементах стрілової системи маніпулятора було записано оптимізаційний критерій, який при роботі гідроциліндра підйому стріли має вигляд інтегрального функціонала з підінтегральною функцією "енергії" ривків

$$I_n[q_1(t)] = \int_{t_0}^{t_1} \frac{1}{2} J_{\Sigma\alpha} \left(\ddot{q}_1 \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + 3\dot{q}_1 \ddot{q}_1 \frac{\partial^2 \alpha}{\partial q_1^2} + \dot{q}_1^3 \frac{\partial^3 \alpha}{\partial q_1^3} \right)^2 dt, \quad (1)$$

а при одночасній роботі гідроциліндрів підйому та складання стріли критерій оптимізації було записано у вигляді динамічної складової потужності стрілової системи:

$$I_n[q_1(t), q_2(t)] = \int_{t_0}^{t_1} \left(\frac{1}{2} J_2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} (m_3 + m_4) (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_5^2 + \dot{y}_5^2) \right) dt, \quad (2)$$

де t - час; t_0, t_1 - початковий і кінцевий моменти часу руху; $J_{\Sigma\alpha}$ - зведений момент інерції стрілової системи відносно осі повороту стріли; m_2, m_3, m_4 - маси складових ланок стрілової системи; m_5 - маса жорстко закріпленого на кінці стріли вантажу; J_2 - момент інерції основної стріли відносно осі її обертання; J_3 - момент інерції складальної стріли відносно її центра мас.

Мінімум таких критеріїв визначається рівнянням Ейлера-Пуассона, яке для критерію (1) має вигляд:

$$J_{\Sigma\alpha} \left(q_1 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \right)^2 + \dot{q}_1^4 \left(q_1^2 \frac{\partial^6 \alpha}{\partial q_1^6} \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + 15 q_1 \frac{\partial^5 \alpha}{\partial q_1^5} \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \right) + \frac{\partial^2 \alpha}{\partial q_1^2} \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \cdot \left(6 \cdot q_1 \cdot \overset{V}{q_1} + 15 \cdot \overset{IV}{q_1} \cdot q_1 + 10 \cdot \overset{IV}{q_1}^2 \right) \right. \\ \left. + 15 \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \cdot \frac{\partial^3 \alpha}{\partial q_1^3} \cdot \left(q_1^2 \cdot \overset{V}{q_1} + 4 \cdot q_1 \cdot \overset{IV}{q_1} \cdot \dot{q}_1 + q_1^3 \right) + 5 \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \cdot \frac{\partial^4 \alpha}{\partial q_1^4} \cdot \left(4 q_1^3 \cdot \dot{q}_1 + 9 \cdot q_1^2 \times q_1^2 \right) \right) = 0 \quad (3)$$

Розв'язуючи отримане диференціальне рівняння (3) за різних крайових умов руху стрілової системи маніпулятора, отримано залежності зміни кінематичних характеристик привідного механізму та на основі розроблених рівнянь руху, встановлена функція зміни привідного зусилля. Аналогічні розв'язки було отримано й для оптимізаційного критерію (2).

На рис. 1 представлені графіки зміни кінематичних характеристик привідної ланки стрілової системи маніпулятора для визначеного за критерієм (1) оптимального режиму пуску за однієї узагальненої координати (суцільна лінія) та за критерієм (2) оптимального режиму пуску для двох узагальнених координат (штрихова лінія) та графік зміни зусилля на привідній ланці при реалізації оптимальних режимів пуску.

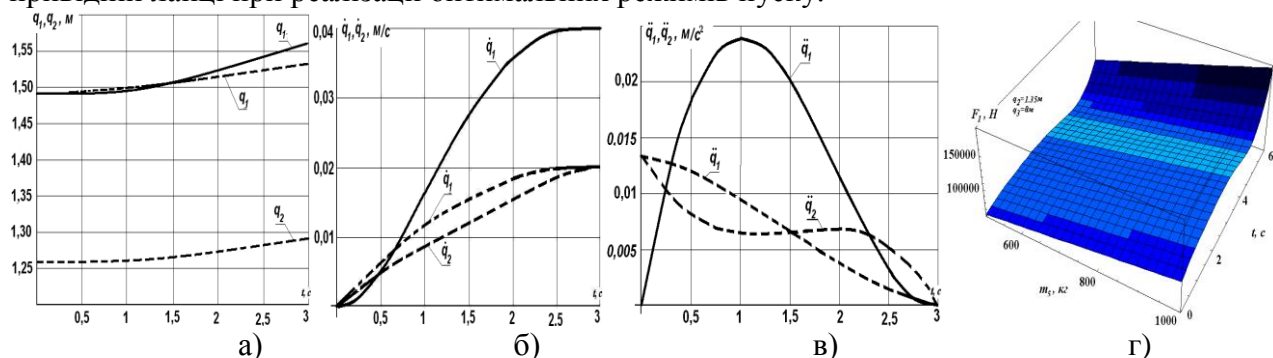


Рис. 1. Графіки зміни переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) привідної ланки та привідного зусилля для оптимального ривкового режиму пуску штока гідроциліндра підйому (г) за оптимальних режимів руху: — для оптимального ривкового режиму пуску штока гідроциліндра підйому; - - - для оптимального динамічного режиму пуску штоків гідроциліндра підйому стріли та складання поворотної стріли

Для реалізації оптимальних режимів руху маніпулятора пропонується виконувати дроселювання робочої рідини золотниковим розподільником бортової гідросистеми. Для цього на робочих торцях циліндричного золотника виконані дросельні проточки. Було визначено закономірність подачі робочої рідини при оптимальних режимах руху, зміна площі прохідного перерізу дроселя та геометричні параметри дросельних проточок.

Висновок:

Розроблено методику визначення оптимальних законів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана-маніпулятора на основі варіаційних методів, де в якості критеріїв оптимізації використані інтегральні функціонали з підінтегральними виразами: кінетичної енергії, “енергії” прискорень та ривків. За розробленою методикою визначені оптимальні режими руху крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу, які до мінімуму зводять дію динамічних навантажень та усувають коливання вантажу

Література:

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1969. – 206с.
2. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331с.
3. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н.А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160с.
4. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін: Автореф. дис. д-ра тех. наук. – Харків: ХІПІ, 1994. – 32с.

В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ

V. Loveykin, D. Palamarchuk

EXPERIMENTAL STUDY OF MOVEMENT OF JIB

Експериментальні дослідження проводяться для підтвердження теоретичних передумов та правильності отриманих результатів теоретичних досліджень і розрахунків. Експериментальні дослідження допомагають встановити області та можливості застосування оптимального керування кранами із шарнірно-зчленованою стріловою системою. Крім того, експериментальні дослідження дозволяють наочно порівняти вплив розгойдування вантажу на стрілову систему при ручному, а також автоматичному керуванні електроприводом механізму зміни вильоту, за встановленими, оптимальними законами.

Результатом проведення кожного з чотирьох дослідів, є масиви числових даних. Кожен масив, в свою чергу, поділяється на підмасиви:

1. дані кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі;
2. дані кута нахилу стріли до горизонту;
3. дані внутрішнього повздовжнього зусилля у відтяжці;
4. дані внутрішнього повздовжнього зусилля в зубчастій рейці;
5. дані частоти обертання ротора електродвигуна.

На основі вказаних даних, для кожного з чотирьох дослідів будуються графічні залежності зміни параметрів стрілової системи від реального часу.

Всі досліді проводилися при зміні вильоту від мінімального значення до максимального, для збереження відповідності між теоретичними та експериментальними дослідженнями. Тривалість проведення окремого дослідів становить 7 с, що дорівнює часу зміни вильоту моделі стрілової системи від мінімального значення до максимального. Цей час визначений із урахуванням кінематичних параметрів моделі стрілової системи.

Проаналізуємо вимірювані величини та встановимо їх значення при дослідженні динаміки руху стрілової системи.

Кут відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі необхідно вимірювати для встановлення залежності між положенням вантажу (його горизонтальною координатою) і навантаженнями на привід та ланки стрілової системи. А саме, необхідно встановити вплив розгойдування вантажу на збільшення внутрішніх напружень в ланках.

Вимірювання кута нахилу стріли до горизонту зумовлене необхідністю визначення координат центрів мас всіх ланок стрілової системи в будь-який момент часу зміни вильоту стрілової системи.

Потреба у вимірюванні внутрішніх зусиль в зубчастій рейці та відтяжці, пов'язано зі значними навантаженнями на ці ланки, що веде до найбільш частого їх виходу з ладу, порівняно з іншими ланками стрілової системи.

Частота обертання ротора електродвигуна, необхідна для побудови динамічної характеристики електродвигуна та для встановлення можливостей керування електродвигуном за допомогою частотного перетворювача.

Всі вказані величини потрібно вимірювати протягом всього часу зміни вильоту стрілової системи. До того ж вимірювання необхідно проводити для двох випадків – під час руху стрілової системи від мінімального значення вильоту до максимального та навпаки. Всі виміри необхідно проводити в реальному часі, з такою частотою, яка б дозволила встановити екстремальні значення вимірюваних параметрів.

Для вимірювання кута відхилення вантажного канату та кута нахилу стріли до горизонту використано потенціометричні датчики. Для визначення внутрішніх зусиль в нерозрізних ланках, а саме у зубчастій рейці та відтяжці, використано провідникові тензорезистори. Вимірювання частоти обертання ротора електродвигуна здійснено за допомогою датчика частоти обертання ДЧВ-1. Датчик ДЧВ-1 належить до групи датчиків зі

змінним магнітним опором. Робота цього датчика ґрунтується на стрибковій зміні опору в магнітному колі котушки, що викликана зміною магнітних характеристик, причиною яких є наближення зубців шестерні або зірочки.

Для збору даних від усіх вказаних датчиків використаний багатоканальний АЦП Spider-8, який призначений для підсилення електричного аналогового сигналу, що поступає від датчиків та перетворення його в цифровий. Вказаний пристрій дає можливість збирати дані одночасно з усіх датчиків в режимі реального часу. Для подальшої обробки та дослідження обробки отриманих даних, здійснюється передача пакетів цифрової інформації з АЦП на персональний комп'ютер зі встановленим програмним продуктом Catman Express 4.5. Після цього можливий експорт, отриманих даних, до різних програмних систем, призначених для проведення інженерних розрахунків.

На основі АЦП Spider-8 та вказаних датчиків створено систему збору параметрів, що вимірюються при дослідженні динаміки стрілової системи під час її руху (рис. 1).

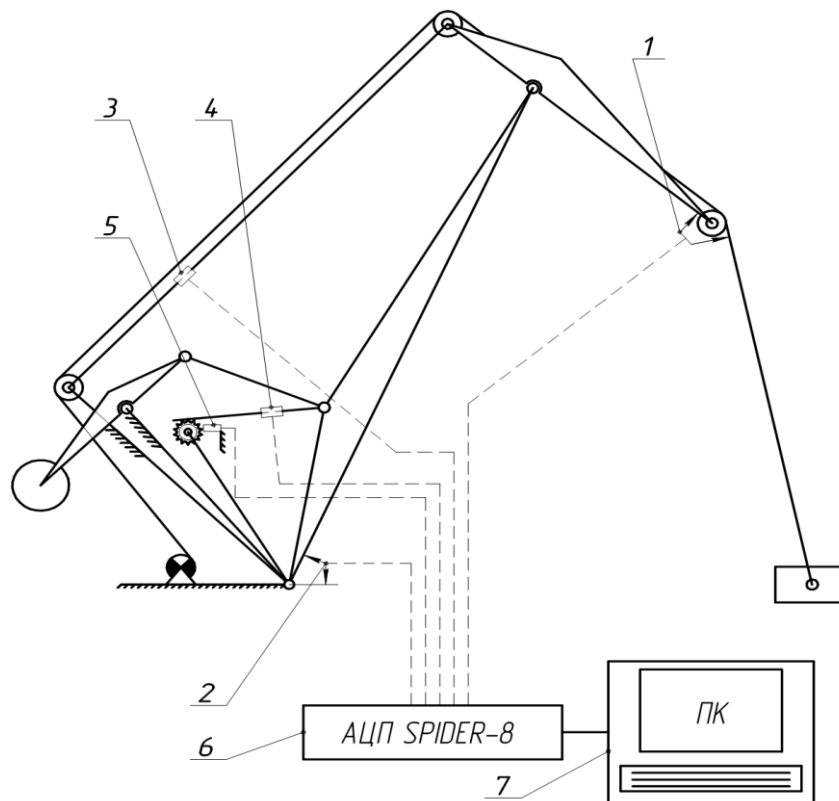


Рис. 1. Функціональна схема системи збору даних:

- 1 – потенціометричний датчик кута відхилення вантажного каната;
- 2 – потенціометричний датчик кута нахилу стріли;
- 3 – тензорезисторний датчик відтяжки;
- 4 – тензорезисторний датчик рейки;
- 5 – датчик частоти обертання ротора двигуна ДЧВ-1;
- 6 – АЦП Spider-8;
- 7 – персональний комп'ютер

Планування експериментальних досліджень та вимірювання параметрів, що впливають на динаміку руху стрілової системи, є одним із найважливіших етапів при оптимізації руху крана або вдосконаленні його конструкції. Оскільки, потрібно ґрунтовно аналізувати фізичні величини та параметри, які необхідно вимірювати.

АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ ОПОРНО- ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ

Відомо, що опорно-поворотні пристрої відносяться до широко розповсюджених та достатньо відповідальних частин підйомно-транспортних засобів. Вони поділяються на кулькові та роликові. У конструкціях автомобільних кранів здебільшого застосовуються роликові опорно-поворотні пристрої, які часто визначають термін функціонування всієї машини. За принципом функціонування такі пристрої подібні до звичайних великогабаритних роликових підшипників, але мають свої конструктивні особливості [1-5,...]. При чому і самі ці пристрої мають різноманітні типи, конструкції, умови експлуатації тощо. Вони застосовуються не тільки в автомобільних кранах, а і в баштових, екскаваторах та іншій підйомно-транспортній техніці. Тому опорно-поворотні пристрої здебільшого застосовуються: *однорядні* кулькові та роликові з циліндричними чи конічними роликами; *багаторядні* кулькові, роликові та кульково-роликові радіально-упорні. Деякі із них монтується з сепараторами або зі спеціальними вставками між тілами кочення, або ролики встановлюються перпендикулярно один до попереднього.

У відомих роликових опорно-поворотних пристроях твірна бігової доріжки тіл кочення з віссю повороту може утворювати кути: 35; 55; 60°.

На ВАТ «Дрогобицький завод автомобільних кранів» для комплектації кранів застосовуються опорно-поворотні пристрої своєї розробки та виготовлення. При цьому вони мають три типорозміри: габаритний діаметр 1400 мм (КС-3575.17.100); габаритний діаметр 1451 мм (КС-4574.17.100) і габаритний діаметр 1600 мм (КТА-28.17.100). Всі вони мають однаковий кут нахилу, що дорівнює 45° і перехресне розташування циліндричних роликів.

Внаслідок того, що у роликових опорно-поворотних пристроях доторкання роликів і похилих поверхонь бігових доріжок відбувається вздовж їхніх твірних, то об'єктивно існує геометричне ковзання контактуючих елементів, яке є об'єктом даної роботи.

Проведений аналіз принципів схем і принципу роботи окремих пристроїв дозволив установити основні чинники, які в тій чи іншій мірі впливають на величини геометричного ковзання роликів відносно поверхонь бігових їх доріжок кочення. Розроблено відповідну розрахункову схему, запропоновано аналітичні вирази для визначення діаметрів кіл центрів роликів, відносних і абсолютних швидкостей руху характерних точок системи, а також відносного геометричного ковзання роликів відносно поверхонь своїх бігових доріжок кочення.

Проведено кількісний аналіз з визначення значень цих основних шуканих параметрів, отримані результати зведено в таблицю.

Тип опори	Діаметр роликів, мм	Кут нахилу, град	Діаметр кола центрів роликів, мм	Ковзання, %
КС-3575А.17.100	30	35	1280	1,88
КТА-16.17.100		45		1,63
КС-4574.17.100		45		1,63
КТА-28.01.17.100	36	45	1445	1,73

Отримані результати доводять те, що зміна кута нахилу твірної ролика сприяє зменшенню відносного ковзання контактуючих поверхонь. Окрім того, при куту 45° має відбуватись вирівнювання величини ковзання двох сусідніх роликів, що контактують з біговими доріжками верхнього і нижнього кілець. Таке твердження буде доведено у подальших дослідженнях.

Література:

1. Андриенко Н.Н. Стреловые самоходные краны. – Одесса «Астропринт», 2000.
2. Патент України № 74569. Опорно-поворотний пристрій. /Кобільник М.С., Швідлер О.П. і ін. // 2002.
3. Патент України № 73162. Стенд для обкатки і випробування опорно-поворотних кругів./ Кобільник М.С., Швідлер О.П. і ін. // 2002.
4. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. – М.: «Машиностроение», 1971.
5. Хом'як Р.І. Опора поворотна. Геометричний синтез. «Подъемные сооружения. Специальная техника», № 3. 2003.

УДК 621.867

Б. Кіндрацький, В.В. Малащенко, О. Сороківський

Національний університет «Львівська політехніка»

**ВПЛИВ ТЕРТЯ НА ВЕЛИЧИНУ МОМЕНТУ ВИМИКАННЯ КУЛЬКОВИХ
ОБГІННИХ МУФТ**

У традиційних роликів обгінних муфтах тертя є корисним явищем, за рахунок якого передається потужність двигуна до робочого органу. У розроблених кулькових обгінних муфтах це явище є шкідливим і для зменшення його прояву застосовується звичайне мащення поверхонь тертя. Однак, якщо кулькова обгінна муфта застосовується, приміром у гайковертах, і виконує ще запобіжні функції, то момент сили тертя сприяє зменшенню габаритів робочої пружини, тобто відіграє позитивну роль.

Проведений кількісний силовий аналіз конкретної конструкції кулькової запобіжної муфти гайковерта, що може застосовуватися під час виконання складально - демонтажних операцій нарізних з'єднань дозволив установити значення моментів вимикання муфти з урахуванням і без урахування тертя між робочою кулькою і боковими поверхнями пазів півмуфт. Розв'язком поставленої задачі стало відношення отриманих величин цих моментів, що вдало зведено до простого виразу. Для подібних геометричних чинників запобіжної муфти це зводиться до відношення тангенсу кута нахилу пазів « α » і тангенсу різниці кутів нахилу пазів та тертя « $\alpha - \rho$ ». А це підтверджує початкову думку, що у разі точнішого визначення моменту вимикання гайковерта, тобто точнішого попереднього затягування гайки нарізного з'єднання, необхідно враховувати тертя у робочій зоні муфти.

Під час комплексних досліджень установлено, що рівень зростання обертового моменту унаслідок підвищення тертя у муфті є вельми різним і суттєво залежить від зміни значень кута α , що визначає орієнтацію пазів у півмуфтах. Це очевидно із таблиці отриманих результатів, де μ - коефіцієнт тертя; T_{δ}, T_p^0 - моменти вимикання муфти, відповідно, без і з урахуванням тертя; α - кут нахилу пазів півмуфт.

Рівень впливу тертя у муфті на робочий обертовий момент

		T_{δ} / T_p^0							
α , град		10	20	30	40	50	60	70	80
μ	0,010	1,061	1,032	1,023	1,020	1,020	1,023	1,031	1,058
	0,025	1,170	1,083	1,060	1,052	1,052	1,059	1,078	1,147
	0,050	1,407	1,180	1,126	1,108	1,106	1,119	1,158	1,295
	0,075	1,763	1,294	1,199	1,167	1,163	1,181	1,240	1,445
	0,100	2,356	1,430	1,280	1,231	1,222	1,246	1,323	1,596

Отримані ці результати для муфти з такими параметрами: діаметр, на якому розташовані центри кульок — 50 мм; діаметр кульок — 10 мм; діаметр дроту пружини — 4,5 мм; середній

діаметр пружини — 45 мм; кількість робочих витків пружини — 5; кут орієнтування пазів у ведучій півмуфті — 45,5 град; кут тертя — 0,5 град (коефіцієнт тертя — 0,0087). Пружина застосована стандартна.

Запропоновано аналітичні вирази для проведення силового аналізу нових кулькових обгінних муфт стартерів транспортних засобів, що мають двигуни внутрішнього згорання.

Література:

1. ДСТУ 2278 – 93. Муфти механічні. Терміни на визначення.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛПІ, 2006. – 196 с.
3. Malascenko V. Sorokivskij O. The selektion of Parametrs of a Coaster Ball Clutch and Rekommdation for its Konstruktion. Transaktions of the Universies of Kosise. - 2002. - № 2. – С. 1 – 6.
4. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт // Дис. канд. техн. наук. 2010. -146с.
5. Патент № 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта./ Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2004. Бюл. №5.
6. Патент № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта. / Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2006. Бюл. №12.
7. Патент № 30362 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. /Малащенко В.В. // Опубл. 2008. Бюл. № 4.
8. Патент № 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. / Куновський Г.П., Кравець І.С., Малащенко В.О., Сороківський О.І.// Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.
9. Патент № 64104 Україна, МКИ F16D43/00. Запобіжна муфта. / Малащенко В.О., Малащенко В.В. // Опубл. 2011. Бюл. №20.

УДК 624.86/87

М.М. Баран, Р.Я. Сов'як

ВАТ “Дрогобицький завод автомобільних кранів”

ПЕРСПЕКТИВИ ТА ПЕРЕДУМОВИ РОЗВИТКУ АВТОКРАНОБУДУВАННЯ

Будівництво автомобільних кранів, подібно до інших галузей машинобудування, переживає не легкі часи. З причини млявого збуту готової продукції виробничники відчувають великі фінансові труднощі. У цьому плані не на багато кращі перспективи розвитку нашого заводу.

Слід наголосити коротенько на таких історичних моментах. Дрогобицький завод автомобільних кранів засновано у 1965 році, а вже у 1966 році з його конвеєра зійшов перший автокран ЛАЗ-690А вантажопідйомністю 3 тонни. Так почав функціонувати завод, а у 1967 році на заводі було виготовлено 3250 автокранів вантажопідйомністю 4 тонни.

У 1973 році на ВДНГ СРСР з успіхом демонструвалася нова модель КС-2571 з гідравлічним приводом.

У 1982 році завод приступив до серійного випуску автокранів моделі КС-3575А вантажопідйомністю 10 тонн на шасі автомобіля ЗІЛ-133ГЯ.

У 1984 році завод приступив до випуску нових автокранів КС-4574 вантажопідйомністю 20 тонн на шасі автомобіля КамАЗ, а у 1994 – в серійне виробництво впроваджено КС-4574А вантажопідйомністю 22,5 тонни.

Такі основні віхи становлення та розвитку Дрогобицького заводу автомобільних кранів за короткий відрізок часу. Як бачимо, процес відбувався стрімко, продуктивно та ефективно.

Мабуть тому наш завод сьогодні ще є потужне машинобудівельне підприємство, яке відноситься до найбільших в західному регіоні України. Робочій персонал заводу налічує близько 2000 працівників, виробничі площі – 54000 м², 11-ть виробничих цехів, що повністю

забезпечують технологічний цикл виробництва автокранів від виготовлення їх деталей до складання, фарбування та випробування.

Основною продукцією заводу є автомобільні крани вантажопідйомністю: 18, 25, 28, 32, 40 т., які відомі під торговою маркою «Силач». Вони монтуються на автомобільних шасі МАЗ, КрАЗ, КамАЗ, Ford різних модифікацій.

Крім основної продукції на заводі виготовляються крани-маніпулятори «Практик КМ – 9,8», широкій асортимент гідроциліндрів, опорно-поворотні пристрої, запасні частини до автокранів та здійснює монтаж кранів-маніпуляторів Soosan на шасі МАЗ, КрАЗ, КамАЗ, Ford.

Можна ще раз наголосити на тому, що розвиток нашого виробництва напряму залежить від збуту продукції, активізація цього процесу першорядна проблема керівництва заводу.

Дрогобицький завод автомобільних кранів свою продукцію реалізує не тільки на внутрішньому, а і на зовнішньому ринках. Продукція заводу сертифікована в Європейському Союзі, Росії, Білорусі та поставляється на експорт через дилерську мережу і торгові представництва України, Росії, Білорусі, Казах-стана, Азербайджана, Латвії, Литви, Чехії, Румунії, Польщі, Болгарії та інших країн.

Адміністрація заводу активно шукає можливості в напрямку просування автокранів «Силач» на ринки Індії, Пакистану, Аргентини та інші.

Керівництво заводу велике значення надає участі в престижних виставках різних країн. Так, за останні року приймали участь у виставках України, Росії, Білорусі, Чехії, Болгарії, Казахстану, де демонстрували свої нові розробки та нові моделі автокранів.

Особливу увагу на ВАТ «Дрогобицький завод автомобільних кранів» приділяють якості виготовленої продукції, для цього контроль якості здійснюється заводським відділом технічного контролю, який керується міжнародним стандартом ISO 9001-2000.

Дивлячись у майбутнє з оптимізмом, можна сказати, що перспектива розвитку автокранобудування в Україні є, потрібно тільки створювати відповідні передумови цього розвитку, у першу чергу, це необхідно робити на державному рівні.

УДК 621.869

И.А. Нефёдов

Приазовский государственный технический университет
**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ
ГРУЗОПОДЪЁМНИКА АВТОПОГРУЗЧИКА**

I.A.Nefyodov

**INCREASE OF OPERATING RELIABILITY OF HYDRAULIC LIFT OF
AUTOLOADER**

Вопросу повышения эксплуатационной надежности перегрузочных машин в последние годы уделяется большое внимание.

Анализ теории и практики показал, что данная проблема решается за счет снижения уровня ударного нагружения, возникающего при движении автопогрузчика по неровностям пути. Для этого на предприятиях устраняют выбоины на дорогах, технологические перепады у железнодорожных переездов и крановых путей. Однако данные мероприятия не способствуют снижению жесткости элементов рамы грузоподъемника, несущей рамы корпуса, шасси автопогрузчика. Амортизация динамических нагрузок возможна за счет установки демпфирующих элементов из полимерных материалов. Таким образом проблема выбора материала амортизирующих устройств и мест их установки является актуальной.

В качестве материалов для изготовления таких амортизаторов можно использовать полимеры или эластомеры – полиамид, полиэтилен или полиуретан. Перечисленные материалы имеют модуль упругости значительно меньше, чем у стали, который изменяется в

значительном диапазоне; характеризуются высокой прочностью и энергоемкостью, хорошо зарекомендовали себя в других устройствах и сооружениях.

Особенности молекулярного строения полиуретана обуславливают его физико-механические свойства, в числе которых прежде всего следует назвать высокую деформируемость без разрушения. Природа высокоэластической деформации упругих материалов раскрывается при рассмотрении процесса деформации во времени. Равновесие между нагрузкой и деформацией материалов наступает не мгновенно, а происходит во времени и подчиняется сложным законам.

Упругая деформация материала под действием внешней силы происходит до тех пор, пока возникшие в материале напряжения не уравновесят приложенные силы. Однако с течением времени эти напряжения частично снижаются при сохранении приданной образцу постоянной деформации.

Целесообразность установки упругих амортизаторов для снижения динамических нагрузок и демпфирования колебаний, возникающих при движении автопогрузчика, определяется конструкцией ходовой части автопогрузчика, рамы грузоподъемника и состоянием пути передвижения. Для погрузчиков имеющих от 4 до 6 колёс в механизме передвижения динамические нагрузки такого рода незначительны (коэффициент динамичности $k_d=1,4\dots1,7$) и применение эластичных колёс не даёт желаемого эффекта ($k_d=1,2\dots1,3$). Для таких погрузчиков необходимо оценивать эффективность и определять целесообразность использования амортизаторов при действии других динамических нагрузок – например, возникающих при работе грузоподъемника. В этом случае может понадобиться изменить место расположения и форму упругих элементов.

На стадии проектирования нет ограничений по выбору мест установки, геометрической формы амортизаторов, а значит можно добиться более высокого положительного результата от их использования.

Важную роль играет материал амортизаторов, на выбор которого во многом влияют:

1. Условия работы погрузчика:

- а) температура окружающего воздуха;
- б) наличие химически агрессивных сред;
- в) запыленности воздуха и др.;

2. Место установки амортизатора;

3. Геометрические размеры и действующие нагрузки.

Все эти факторы необходимо учитывать при назначении материала для изготовления амортизаторов.

Проведенные исследования подтвердили целесообразность использования в качестве материала для амортизирующих устройств, роль которых выполняют втулки, устанавливаемые между катком и подшипником направляющего ролика грузоподъемника, Adipren, применение которого в конструкции грузоподъемника позволяет снизить динамические нагрузки.

О.Н.Єженцев, к.т.н.; С. Аветісян

(Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, м. Луганськ)
**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ З ЧАСТОТНИМ
 КЕРУВАННЯМ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ПЕРЕСУВАННЯ**

В даний час все більше вантажопідйомних кранів виготовляються з найбільш перспективними за динамічними та енергетичними характеристиками частотно-керуваними електроприводами.

При частотному керуванні асинхронного електроприводу крана приведена до ходових коліс сила приводу в загальному вигляді визначається за формулою

$$P_d = P_{\text{част}} = \frac{u_M}{r_{\text{хк}}} \eta^{\pm 1} \cdot M = \frac{u_M}{r_{\text{хк}}} \eta^{\pm 1} \cdot \frac{28,6 \cdot U_{\text{ф.с}}^2 \cdot \frac{r_p}{s}}{n_c \cdot f_* [(r_c + c_f \cdot \frac{r_p}{s})^2 + (x_c + c_f \cdot x_p')^2 \cdot f_*^2]}, \quad (1)$$

де u_M - передавальне число приводу; $r_{\text{хк}}$ - радіус ходового колеса; $\eta^{\pm 1}$ - коефіцієнт корисної дії механізму пересування крана (у руховому режимі знак «+», в гальмівних – знак «-»); $U_{\text{ф.с}}$ - фазна напруга в ланцюзі статора; n_c - синхронна частота обертання двигуна при частоті 50 Гц; $f_* = f / f_n$ - відносна частота; r_c і x_c - активний і реактивний опори фаз статора; r_p' і x_p' - приведені до статора активний і реактивний опори фаз ротора; c_f - коефіцієнт

$$c_f = \frac{1}{r_0^2 + x_0^2 \cdot f_*^2} \sqrt{[(r_c + r_0)r_0 + (x_c + x_0)x_0 f_*^2]^2 + [(r_c + r_0)x_0 f_* - (x_c + x_0)r_0 f_*]^2}. \quad (2)$$

Проведено аналіз перехідних процесів при частотному керуванні приводу пересування для мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т, представленого у вигляді трьохмасової динамічної моделі при різних законах зміни частоти напруги статора двигуна. На рисунку наведено графіки перехідних процесів при розгоні мостового крана в/п 20/5т з автоматичною зміною частоти від 10 до 50 Гц при законі регулювання: $U_1/f_1 = \text{const}$.

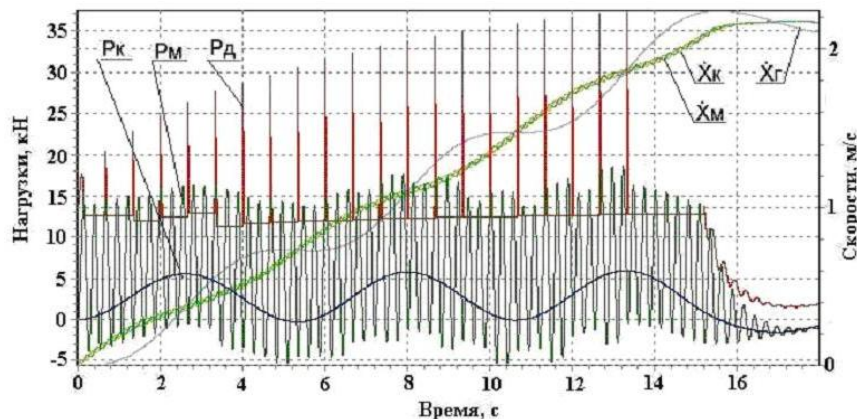


Рис.1. Графіки перехідних процесів мостового крана г/п 20/5т при частотному керуванні електроприводу пересування

Аналіз показав, що застосування в електроприводі крана частотного керування замість традиційного релейно-контакторного дозволяє значно понизити рівень динамічних навантажень та число включень приводу, а також збільшити продуктивність кранів. Динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію крана, при частотному керуванні в період розгону, в порівнянні з релейно-контакторним керуванням по «пилкоподібній» багатоступінчатій характеристиці, зменшуються на 15-27%, а амплітуда коливання вантажу - в три рази.

Т.М. Осипова

Українська інженерно-педагогічна академія

КОЕФІЦІЄНТИ ДИНАМІЧНОСТІ ОДНОКОНЦЕВОГО ПІДЙОМНИКА З НАПРАВЛЯЮЧИМ ШКІВОМ

T.N. Osypova

COEFFICIENTS OF DYNAMIC QUALITY OF ONEEND LIFT WITH SENDING PULLEY

Для визначення дійсних динамічних навантажень в лінії передач підйомника необхідно вирішити систему диференціальних рівнянь або отримати аналітичне рішення [1, 2]. Проте оцінку цих навантажень з достатньою точністю можна виконати по коефіцієнтах динамічності, отримавши спрощені формули для їх визначення.

Розглянемо одноконцевий підйомник з направляючим шківом, представлений крутильною динамічною еквівалентною трьохмасовою схемою (дискретні маси – барабан, направляючий шків, кліть) з пружними зв'язками (струна каната, канат від шківа до кліті) (див. рис. 1).

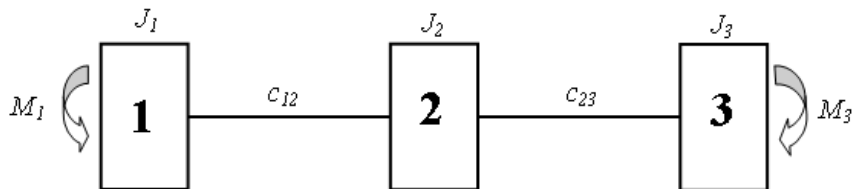


Рис. 1. Крутильна динамічна еквівалентна схема одноконцевої піднімальної установки:

J_1, J_2, J_3 – відповідно сумарний приведений момент інерції ротора двигуна, редуктора і барабана; направляючого шківа; кліті з вантажем з врахуванням маси каната; c_{12} – зведена крутильна жорсткість струни каната; c_{23} – зведена крутильна жорсткість каната від кліті до направляючого шківа; M_1 і M_3 – зовнішні моменти, що прикладаються до барабана і кліті

Зведені маси канатів зведемо до дискретних мас по методу С.П. Тимошенко [3], С.М. Кожевникова [4] і отримаємо еквівалентну динамічну схему підйомника з невагомими канатами. У результаті момент інерції шківа збільшиться і впливатиме на динамічні зусилля в канатах.

Динамічні моменти в пружних зв'язках підйомника без дисипативних сил описуються наступною системою неоднорідних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12}(t) + \beta_{12}^2 \cdot M_{12}(t) - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23}(t) &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1; \\ \ddot{M}_{23}(t) + \beta_{23}^2 \cdot M_{23}(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12}(t) &= -\frac{c_{23}}{J_3} M_3, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де β_{12} і β_{23} – парціальні частоти відповідних пружних ланок.

Рішення системи (1) виражається наступними формулами

$$M_{12} = B_{12}^{(1)} \cdot \cos(\beta_1 \cdot t) + B_{12}^{(2)} \cdot \cos(\beta_2 \cdot t) + R_{12}; \quad (2)$$

$$M_{23} = B_{12}^{(1)} \cdot J_2 \frac{\beta_{12}^2 - \beta_1^2}{c_{12}} \cos(\beta_1 \cdot t) + B_{12}^{(2)} \cdot J_2 \frac{\beta_{12}^2 - \beta_2^2}{c_{12}} \cos(\beta_2 \cdot t) + R_{23}, \quad (3)$$

де $B_{12}^{(1)}; B_{12}^{(2)}$ – постійні невідомі;

$R_{12}; R_{23}$ – приватні вирішення системи неоднорідних рівнянь (1).

Провівши ряд перетворень, отримаємо аналітичне вирішення коефіцієнтів динамічності канатів підйомника:

$$\mu_{12}^{\dot{a}t\ddot{a}e} = \left(\frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}} \right) \cdot [\cos(\beta_1 \cdot t) - \cos(\beta_2 \cdot t)] + [1 - \cos(\beta_2 \cdot t)];$$

(4)

$$\mu_{23}^{\dot{a}t\ddot{a}e} = \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}} \cdot \frac{J_2}{c_{12}} \cdot [(\beta_{12}^2 - \beta_1^2) \cos(\beta_1 \cdot t) - (\beta_{12}^2 - \beta_2^2) \cos(\beta_2 \cdot t)] - \frac{R_{12}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2}{c_{12}} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_2^2) \cos(\beta_2 \cdot t) + 1.$$

(5)

По наступних спрощених формулах з врахуванням знаків коефіцієнтів, не вирішуючи диференціальні рівняння, отримаємо коефіцієнти динамічності підйомника:

$$\mu_{12}^{\max} = 2 + \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}}. \quad \mu_{23}^{\max} = 1 + \frac{R_{12}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2}{c_{12}} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_2^2); \quad (6)$$

У табл. 1 приведені значення коефіцієнтів динамічності, визначені різними способами при зміні висоти підйому.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів динамічності

Висота підйому Н, м	Максимальні коефіцієнти динамічності						Погрішність обчислень по спрощеним формулам, %	
	по диференційним рівнянням		по аналітичному рішенню		по спрощеним формулам		струни каната μ_{12}^{\max}	каната μ_{23}^{\max}
	струни каната μ_{12}^{\max}	каната μ_{23}^{\max}	струни каната μ_{12}^{\max}	каната μ_{23}^{\max}	струни каната μ_{12}^{\max}	каната μ_{23}^{\max}		
410	1,9987	2,0091	1,9999	2,0095	1,958	2,0485	2,08	1,94
615	1,9974	2,0081	1,9998	2,0083	1,946	2,0611	2,69	2,63
820	1,9964	2,0073	1,9996	2,0075	1,936	2,0724	3,18	3,23
1025	1,9944	2,0062	1,9994	2,0069	1,927	2,0825	3,64	3,76

Визначення коефіцієнтів динамічності по формулах (6) можливо у зв'язку з тим, що максимальний коефіцієнт динамічності шахтних підйомників визначається першою амплітудою коливань, на яку дисипативні сили мають слабкий вплив. Середня погрішність визначення максимальних коефіцієнтів динамічності по спрощених формулах складає близько 3 %.

Література:

1. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов со многими массами. – М.: Машгиз, 1959. – 146 с.
2. Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. – Луганск: Вид – во СНУ, 2002. – 368 с.
3. Тимошенко С.П., Янч Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наук. Думка, 1986. – 285 с.

В.О. Проценко*Херсонська державна морська академія***ДОСЛІДЖЕННЯ МУФТИ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ****V.O. Protsenko****RESEARCH OF MUFF WITH THE BUTT-END SETTING OF DIRECT ROPES**

Муфти з торцевою установкою прямих канатів [1, 2] повинні знайти своє застосування у приводах важконавантажених машин. Метою даної роботи є підтвердження достовірності запропонованої методики розрахунку таких муфт за рахунок експериментальної перевірки працездатності дослідного зразка муфти на стенді, та скінчено-елементного аналізу її моделі.

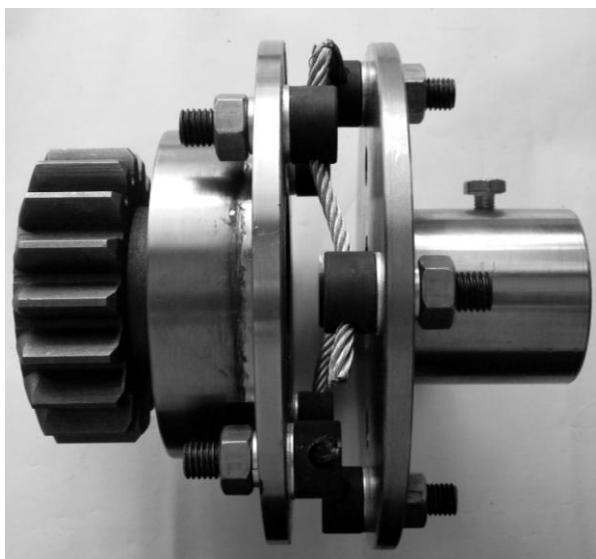
Для виконання натурних досліджень, була спроектована за методикою [2], та виготовлена муфта для передачі обертального моменту $T = 200$ Нм (рис. 1, а).

При виконанні досліджень використаний метод скінченно-елементного аналізу за допомогою універсальних програмних комплексів (УПК) Solid Works/Solid Works Simulation-2011. Була створена геометрична та скінчено-елементна моделі муфти. Матеріали деталей, задані при побудові моделей, відповідали матеріалам, закладеним в конструкцію при проектуванні та виготовленні. Кожен канат моделювали стрижнем, діаметр якого визначали виходячи з умови рівності площі поперечного перерізу цього стрижня сумарній площі дротів S_{Σ} базового каната:

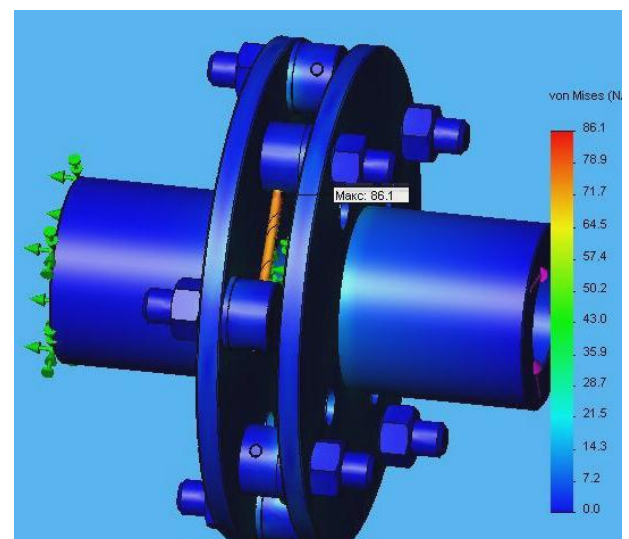
$$d_c = \sqrt{\frac{4S_{\Sigma}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 10,345}{3,14}} = 3,63 \text{ мм.}$$

Властивості матеріалу каната задавали відповідними матеріалу канатного дроту-катанки. Модуль пружності матеріалу стрижня задавали рівним модулю пружності каната при розтягненні $E^p_k = 1,1 \times 10^5$ МПа.

Моделю муфти була закріплена за центральний отвір і торець маточини веденої напівмуфти, що відповідає її закріпленню на валу, а навантаження обертальним моментом T прикладалося до маточини ведучої напівмуфти. В результаті проведеного аналізу отримали епюру напружень елементів муфти (рис. 1, б).



а)



б)

Рис. 1. Дослідний зразок (а) та епюра напружень (б) муфти з торцевою установкою прямих канатів

Так, еквівалентні напруження за Мізесом у тілі каната, в середині між опорними втулками, визначені за рахунок аналізу моделі УПК склали $\sigma = 75,3$ МПа. Розрахункові

середні напруження розтягнення в канатах склали $\sigma_p = 72,2 \text{ МПа}$. Це свідчить про те, що розрахункова методика, запропонована в [2] дає достовірні результати. Підвищення еквівалентних напружень в тілі каната до величини $\sigma = 75,3 \text{ МПа}$ в середині між опорними втулками та до величини $\sigma = 86,1 \text{ МПа}$ у місцях його закріплення біля втулок можна пояснити додатковим згином канатів від деформації деталей муфти – втулок, пальців, фланців напівмуфт і т.д.

Контрольні випробування, для підтвердження працездатності муфти, виконували в умовах дослідного центру «НДІ Редуктор» (м. Київ) на спеціальному стенді (рис 2). Він складається з базової плити 1, на якій закріплені мотор-редуктор 6МП-40-35,5-110 (2) та навантажуюче електромагнітне порошкове гальмо ПТ-40М (3), які сполучені досліджуваною муфтою 4. Електричні параметри фіксувалися приладом К-50.

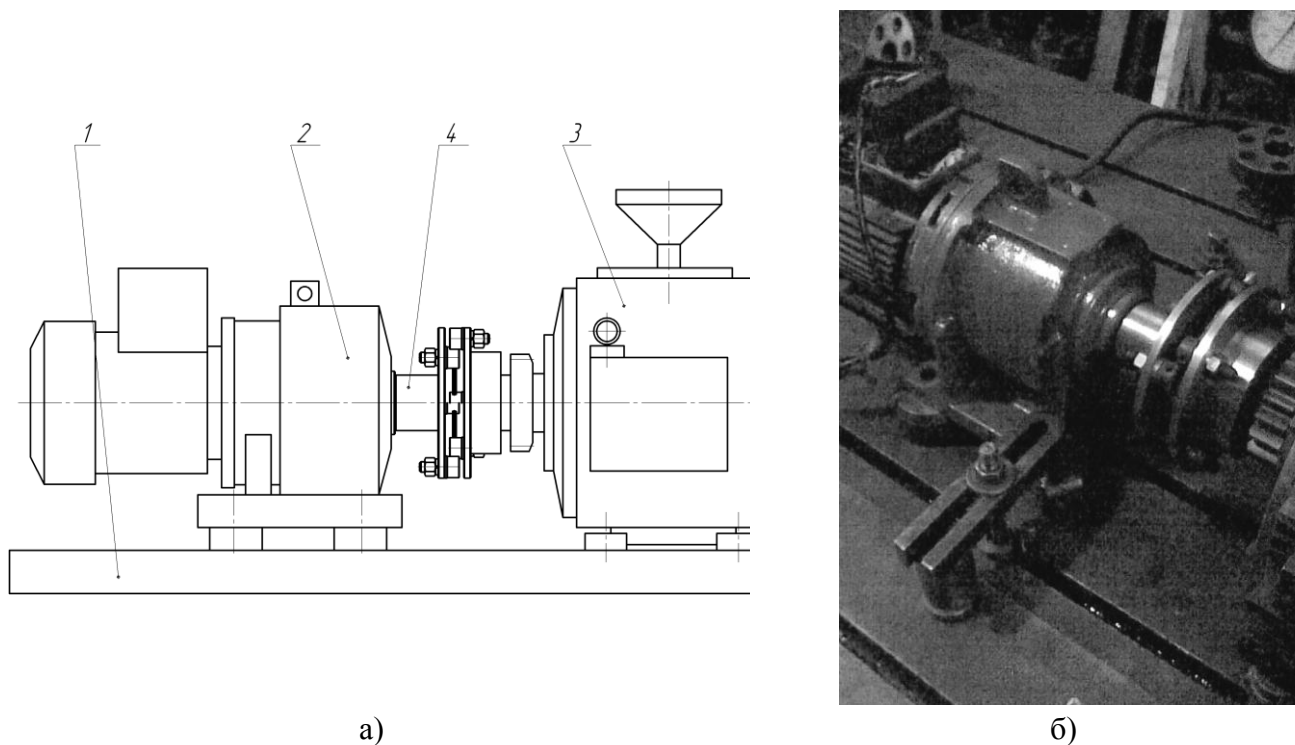


Рис. 2. Експериментальний стенд: принципова схема (а) та фотографія в процесі складання (б)

Муфта працювала на холостому ході на протязі 1 год., під навантаженням 100 Нм на протязі 3 год., та під навантаженням 200 Нм на протязі 3 год. Пуск стенда здійснювали як без навантаження, так і під навантаженням величиною до 220 Нм при його повторному прикладанні (до 7 разів) в режимі «пуск-стоп» При цьому пошкоджень деталей муфти не виявлено.

Література:

1. Пат. 63804 Україна, МПК F 16 D 3/70 Пружна муфта з торцевою установкою канатів: Проценко В.О. № u201102364; Заявлено 28.02.2011; Опубліковано 25.10.2011, Бюл. № 20.–6 с.
2. Проценко, В.О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В.О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА. – 2011. – Вип. 77 – С. 44-50.
3. Проценко, В.О. Навантаження неспіввісних валів муфтою з торцевою установкою прямих канатів // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2011. Матеріали Всеукраїнської наук.-практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонського державного морського інституту, 2011 – С. 97-103.

В.О. Проценко

Херсонська державна морська академія

**ПРОБЛЕМИ ВИВЧЕННЯ КУРСАНТАМИ-СУДНОМЕХАНІКАМИ
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН В СУЧАСНИХ УМОВАХ**

V.O. Protsenko

**PROBLEMS OF STUDY OF HANDLING CARS
BY CADETS-SHIP MECHANICS IN MODERN CONDITIONS**

З часу розпаду Радянського Союзу вимоги до якості підготовки інженерних кадрів постійно ростуть. Це пояснюється руйнуванням державних підприємств, імпортом в Україну закордонної техніки та технологій при збереженні застарілої матеріальної бази власних підприємств та навчальних закладів. Для морських ВНЗ України значний вплив на ці вимоги має працевлаштування випускників за кордоном. В рамках сучасної системи освіти більшість курсантів здобувають необхідні знання та навички безпосередньо в суднових умовах, а це майже завжди становить велику небезпеку.

Прийнята в Україні болонська система освіти передбачає скорочення обсягу аудиторних навчальних годин за рахунок збільшення самостійної роботи студента та надання йому певних свобод у навчанні. В умовах відсутності мотивації до правильної розстановки пріоритетів студентської молоді з боку держави, свобода вибору в галузі навчання стає для неї відповідальністю, яку надто важко нести. Такою свободою не кожен студент може розпорядитися раціонально, а найчастіше розпоряджається нею навпаки – на свою шкоду, як майбутнього спеціаліста. Це пояснюється тим, що організувати свій час і приділити увагу самоосвіті може далеко не кожен студент. Така неорганізованість згодом обертається відсутністю знань і практичних навичок у дипломованого спеціаліста, який будучи курсантом з різних причин не був відрахований із навчального закладу, і не набув необхідної кваліфікації через марно пропущений навчальний час.

При цьому особливо загострюється питання якості підготовки інженерів флоту, оскільки від їх кваліфікації залежить життя людей та безпека навколишнього середовища. Разом з тим, описана система навчання передбачає збільшення часу, який курсант проводить з підручниками, тому забезпечення літературою курсантів в нових умовах є актуальним і важливим завданням.

До найбільш небезпечних суднових машин відносяться підйомно-транспортні машини (ПТМ) – палубні крани, крани-маніпулятори, лебідки і т. ін., оскільки їх аварійність часто призводить до людських жертв. З огляду на це, вивчення курсантами конструкції, основ розрахунку та експлуатації суднових кранів є важливим завданням для системи освіти курсантів-судномеханіків. Для забезпечення вказаних завдань в сучасних умовах освіти курсанти повинні мати доступ до відповідної навчальної літератури. Наявна у бібліотеках література присвячена, в основному ПТМ берегового призначення, в той час як конструкція та експлуатація суднових ПТМ суттєво від них відмінна. Доступні для курсантів видання присвячені судновим ПТМ мають застарілий зміст. Так, один із наявних підручників [1] містить інформацію в основному про вітчизняні крани з електроприводом, в той час як з 1967 року в СРСР почався випуск і широке впровадження кранів за ліцензією фірми «Хегглундз» з електрогідравлічним приводом механізмів. Електрогідравлічний привід зараз витіснив електричний практично у всіх кранах закордонних фірм, з якими приходиться працювати українським механікам. У книзі [2] наявні відомості про більш сучасну техніку, однак вони тяжіють до портових ПТМ, що знижує можливості використання цього видання для підготовки судномеханіків. Частково доповнюють нестачу інформації видання [3, 4], які, однак також характеризуються застарілістю інформації. В них не освітлені сучасні тенденції суднового кранобудування:

- відмова від високомоментних радіально-поршневих гідромоторів на користь установки кількох швидкохідних аксіально-поршневих і планетарного редуктора;

- відмова від виносних колодкових гальм на користь вбудованих осьового типу;
- підвищення тиску в гідросистемі до 32 МПа;
- застосування кратних поліспаств навіть за невеликих вантажопідйомностей.

Ці тенденції вимагають опису нових технічних рішень в навчальній літературі. Крім цього, закордонні фірми-виробники, спираючись, очевидно, на власні дослідження, допускають менші, в порівнянні з описаними в книгах, запаси міцності канатів, більші допустимі зноси блоків та барабанів.

Вказані обставини вимагають зміни підходу до вивчення курсантами суднових ПТМ, забезпечення їх навчальною літературою, наповненою сучасною інформацією. Для цих потреб перспективним може бути створення навчально-методичного комплексу, розрахованого на дистанційне вивчення курсу: підручника, задачника, атласа та посібника з курсового проектування із відповідно складеними завданнями.

1. Судовые грузоподъемные машины и устройства / А.А. Бройтман, В.А. Деревич, А.М. Седор. - М.: Транспорт, 1964. - 299 с.
2. Подъемно-транспортные машины и палубные механизмы / Г.Ф. Камнев, Г.Р. Кипарский, В.М. Балин. - Л.: Судостроение, 1976. - 312 с.
3. Кипарский Г.Р. Судовые краны и лебедки. Атлас конструкций. - Л.: Судостроение, 1978. - 84 с.
4. Евдаев Н.М., Круткин А.В. Судовые гидравлические краны: Справочник. - М.: Транспорт, 1989. - 204 с.

УДК 621.869.4

С. Й. Ріпецький

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
**ОСОБЛИВОСТІ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МАНІПУЛЯТОРА
 ПРИ ВЗАЄМОДІЇ ГРЕЙФЕРА З МАТЕРІАЛОМ**

E. Ripetskyy

**PECULIARITIES OF MANIPULATOR'S FORCE LOADING
 AT COORDINATED ACTION OF GRAB WITH MATERIAL**

Найбільш несприятливим режимом роботи грейферного навантажувача, з точки зору затрат енергії, є режим забору матеріалів грейфером. В технологічному циклі, який становить 15-20 с, на процес захвату припадає 10-15% часу. Власне в цей момент енергетичні показники реалізуються у силові фактори. В результаті чого несучі елементи маніпулятора зазнають значних перевантажень.

Дослідження навантаженості маніпулятора, що виникають в процесі взаємодії грейфера з матеріалами, є науковою задачею, розв'язок якої дозволить встановити причини таких перевантажень і обґрунтувати потрібне конструкторське рішення, спрямоване на зниження силових зусиль в несучих елементах в процесі завантаження матеріалів.

Грейфер шарнірно кріпиться до маніпулятора, ланки якого стріла та надставка приводяться в дію відповідними гідроциліндрами. Особливістю процесу завантаження матеріалу грейфером є те, що в цей момент маніпулятор утворює пружну систему за рахунок запертої рідини в порожнинах гідроциліндрів. На цій стадії розрахункова схема маніпулятора виступає як система з певними ступеням жорсткості, до якої прикладене зовнішнє зусилля зі сторони грейфера.

Робота грейфера із в'язким матеріалом супроводжується його зануренням вниз під час захвату. Це викликає переміщення елементів конструкції маніпулятора - як наслідок прояву силового навантаження на пружну систему.

Методика експериментальних досліджень передбачала заміри переміщень грейфера за допомогою геодезичних методів, а також залучення методів тензометрії для замірів тисків та напружень в несучих елементах.

Отримані осцилограми експериментальних досліджень показали значні зростання тиску в гідроциліндрі стріли до значень 35-44 МПа. Показано, що максимальні навантаження виникають в процесі руху ковшів під час захвату матеріалу. За допомогою геодезичних замірів було отримано складові переміщень грейфера: вертикальне та горизонтальне.

Таким чином, при роботі грейфера за рахунок руху ковшів при взаємодії з матеріалом розвивається зусилля, які навантажують маніпулятор, що проявляються у переміщеннях його базової точки - вертикальних та горизонтальних.

Дослідження особливостей силового навантаження маніпулятора при взаємодії грейфера з матеріалом виконано за допомогою розрахункової моделі. На розрахунковій схемі маніпулятор та грейфер утворюють єдину механічну систему. Грейфер змодельовано за допомогою кінематичних пар, які дозволяють йому при роботі здійснювати як поступальні переміщення, так і обертальні рухи. Відхилення грейфера від вертикалі оцінюється кутом входження грейфера в матеріал γ , який може бути додатним або від'ємним.

Отримані експериментальні дані про переміщення базової точки маніпулятора використано в теоретичних дослідженнях навантаженості конструкції зі сторони грейфера. Такий підхід дозволив абстрагуватися від складних процесів, що протікають під час забору матеріалу грейфером.

Таким чином, запропоновано обчислювати невідомі зовнішні силові зусилля, що діють на маніпулятор, за експериментальними даними про переміщення грейфера.

Подальші дослідження про навантаженість маніпулятора проводилися у напрямку імітаційного моделювання, в залежності від параметрів жорсткостей гідроциліндрів стріли $C_{г/цстр}$ і надставки $C_{г/цнад}$. Базові їх значення C_1 і C_2 були отримані за даними експерименту.

Таблиця 1.

Матриці податливостей маніпулятора при обчисленні зусиль зовнішнього навантаження зі сторони грейфера в імітаційному моделюванні

Варіанти	Варіант -1 (базовий)	Варіант -2	Варіант -3
Значення	$C_{г/цстр}=C_1, C_{г/цнад}=C_2$	$C_{г/цстр}=0,5C_1, C_{г/цнад}=C_2$	$C_{г/цстр}=C_1, C_{г/цнад}=0,5C_2$
Матриця податливостей $D = \begin{vmatrix} \delta_{zz} & \delta_{zx} \\ \delta_{xz} & \delta_{xx} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -1,727 & 0,633 \\ -0,992 & 0,333 \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -2,533 & 0,852 \\ -1,515 & 0,429 \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -2,244 & 0,966 \\ -1,891 & 0,689 \end{vmatrix}$

Задачу розв'язано матричним способом. Для цього були отримані матриці лінеаризованих податливостей D для трьох випадків (табл. 1).

За допомогою матриці здійснювалося моделювання зусиль при входження грейфера під різними кутами нахилу.

Було встановлено, що під час забору матеріалу крім вертикального зусилля виникає горизонтальне, яке додатково навантажує маніпулятор. Повне зусилля Q , що діє на маніпулятор, виступає критерієм силового навантаження

$$Q = \sqrt{Q_z^2 + Q_x^2}, \quad (1)$$

де Q_z -вертикальна складова зусилля

Q_x - горизонтальна складова

Показано, що, існує оптимальний кут входження грейфера у матеріал $\gamma = \gamma_{opt}$, при якому відсутня Q_x горизонтальна складова, і в такому випадку сумарне навантаження приймає мінімальне значення. А також визначено межі діапазону кута γ , при якому сумарне навантаження Q є допустимим.

Аналізуючи отримані результати і порівнюючи їх з базовим варіантом зауважимо, що кут оптимального входу грейфера в матеріал γ_{opt} збільшується у від'ємну сторону і приймає

значення $-5^{\circ} \dots -7^{\circ}$. Зменшення жорсткості гідроциліндра надставки $C_{г/цнад}$ дає більший допустимий діапазон для кута γ , ніж при зменшенні жорсткості гідроциліндра стріли $C_{г/цстр}$. Однак, при кутах γ близьких до нуля запропоновані заходи стають малоефективними.

Також встановлено, що при відхиленні від оптимально кута виникає горизонтальна складова Q_x , яка є причиною перевантажень маніпулятора.

Пояснення цьому можна надати при порівнянні матриць податливостей маніпулятора (табл. 1). В усіх випадках снує нерівність

$$\delta_{xz} > \delta_{xx}, \quad (2)$$

яку можна розглядати як наявність несприятливих факторів податливості. А значить горизонтальне зусилля зростає в три рази швидше ніж вертикальне.

Звідси податливість у горизонтальному напрямку під дією горизонтальної сили повинна переважати над податливістю в цьому ж напрямку, але під дією вертикальної сили.

$$\delta_{xz} < \delta_{xx}. \quad (3)$$

Отримана умова (3) спрямована на пошук конструкторських рішень зі зниження навантаженості маніпулятора при взаємодії грейфера з матеріалом.

Висновки:

1. При взаємодії грейфера із матеріалом виникають горизонтальні навантаження, що обумовлено несприятливими факторами податливості маніпулятора.
2. Горизонтальні зусилля залежать від кута нахилу входження грейфера в матеріал, і додатково навантажують конструкцію машини.
3. Зменшення жорсткостей елементів дозволяє розвантажити маніпулятор частково лише при певних кутах входження грейфера в матеріал
4. Сформовано умову, для пошуку конструкторського рішення, яке спрямоване на усунення перевантажень маніпулятора при взаємодії грейфера з матеріалом.

УДК 622.833

Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов

Київський національний університет будівництва і архітектури

КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМАМИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА

Y.Romasevich, G. Shumilov

CONTROL CHANGE MECHANISM DEPARTURE AND LIFTING TRESTLE CRANES

При роботі механізмів вантажопідйомних кранів досить часто виникає потреба в переміщенні вантажу на достатньо велику відстань з точним позиціонуванням вантажу в кінці руху. Крім того, переміщення та підйом вантажу бажано виконувати з найменшими навантаженнями на металоконструкції та приводні механізми. Застосовувані на теперішній час схеми керування крановими механізмами не дозволяють виконувати плавну зміну кутової швидкості, що суттєво підвищує динамічні навантаження на елементи конструкції крана, ускладнює позиціонування вантажу та підвищує втомлюваність кранівника. Крім того, достатньо часто виникає необхідність незначного переміщення вантажу, тому є потреба зберегти можливість ручного керування.

Мета і завдання дослідження полягає в побудові схеми керування механізмами вантажопідйомного крана, яка реалізовує більш якісне та безпечне керування крановими механізмами як в комп'ютерному, так і ручному режимах, що дозволить підвищити продуктивність роботи крана в цілому та підвищити його ресурс за рахунок використання оптимальних режимів руху при комп'ютерному режимі керування.

Оснащення вантажопідйомних кранів сучасними мікропроцесорними багатофункціональними пристроями безпеки є одним з найбільш ефективних напрямків

зниження аварійності та травматизму при виконанні вантажопідйомних операцій, а керування крановими механізмами – найефективніший спосіб підвищення якості їх роботи та експлуатації. Використання вантажопідйомних кранів пов'язано з необхідністю контролю траєкторії переміщення вантажу. При цьому повинна забезпечуватись стабілізація його кінцевого положення, відсутність розгойдування та випадкових відхилень. Оптимальність траєкторії може бути досягнута за різноманітними критеріями, такими як мінімізація переміщень, економічність, швидкість транспортування та ін., в залежності від конкретних робочих умов. Крім того, в умовах динамічної зміни навколишніх умов необхідно передбачити ситуацію на запланованій траєкторії переміщення вантажу, запобігаючи виникнення небезпечних або аварійних ситуацій та можливі зіткнення. Таким чином, кінцевим етапом є вирішення проблеми керування траєкторією вантажу за необхідним нам законом руху.

Розроблено численні схеми керування та методи, що дозволяють зберігати незмінне положення транспортованого вантажу відносно заданої траєкторії та забезпечують точність позиціонування в кінці руху, але вони можуть викликати небажані динамічні навантаження на механізми та металоконструкції крана. Крім того, рух вантажу постійно повинен корегувати та контролювати оператор, що значно підвищує його фізіологічну втомлюваність.

Пропонується схема керування (рис. 1) двома механізмами вантажопідйомного крана, яка дозволяє керувати як окремо кожним приводним механізмом, так і одночасно, у комп'ютерному або ручному режимах.

Для керування електродвигунами приводів кранових механізмів пропонується застосувати векторні частотні перетворювачі, які б могли забезпечити плавну зміну кутової швидкості приводного вала та реалізувати оптимальні закони руху механізмів.

В схемі керування (рис. 1) передбачено як ручне, так і комп'ютерне керування приводами. Ручне керування здійснюється за допомогою кнопочного поста (кнопки SB5...SB8). Кнопками SB5 або SB6 вмикається двигун першого механізму АД1, а кнопками SB7 або SB8 – двигун другого механізму АД2.

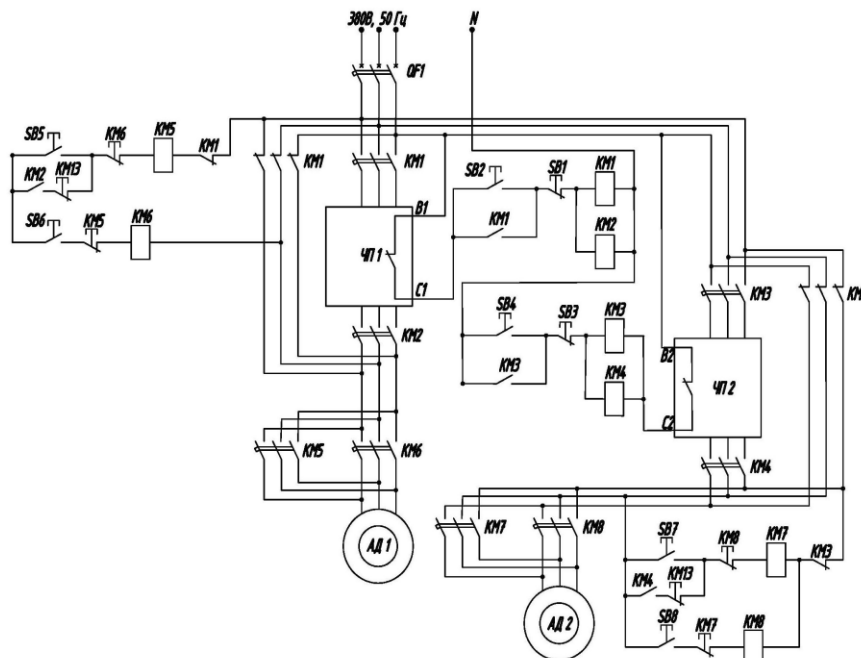


Рис 1. Принципова електрична схема керування приводами механізмів зміни вильоту та підйому вантажу

Перемикання в комп'ютерний режим керування здійснюється за допомогою кнопок SB2 та SB4 для першого та другого механізмів, відповідно. При цьому розмикаються контакти KM1 і KM3 та вмикають живлення кнопочного поста, одночасно замикаються контакти пускачів KM1, KM2 та KM3, KM4 і напруга подається на частотні перетворювачі ЧП1 та ЧП2. Після чого можна керувати двигунами, змінюючи частоту струму за певними

законами. Ручне перемикання з автоматичного в ручний режим здійснюється за допомогою кнопок SB1 та SB3. Вмикання схеми здійснюється за допомогою автоматичного вимикача QF1.

Така схема керування дає можливість здійснювати керування обома механізмами не тільки в ручному, або автоматичному режимах, а і поєднувати їх, при необхідності. Це дає можливість не тільки значно підвищити застосування такої схеми для різних підйомних механізмів, але і використовувати їх ресурс більш раціонально та значно зменшити людський вплив на завантажувально-розвантажувальні операції, що зменшить фізичне навантаження на оператора та покращить його фізіологічний стан.

Висновок: застосування такої схеми значно розширює область використання будь-якого вантажопідйомного механізму та дозволяє більш повно використовувати його ресурс за рахунок можливості зменшення ривків та різких навантажень на металоконструкції та приводні механізми. Простота перемикання режимів керування та контролю за поведінкою механізмів не вимагає якихось додаткових навичок та досвіду, що зменшує втомлюваність оператора.

Література:

1. В.Григоров, В.С. Ловейкін Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин: Навч. посібник. – К.: ІЗМН, 1997. – 264с.
2. Л.А. Невзоров, Г.Н. Пазельский, В.А. Романюха, Башенные краны: Учебник для сред. проф.-техн. училищ – 4-е изд., перераб., и доп. – М.: Высш. Школа, 1980. – 326с.
3. Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв, Анализ и синтез крановых электромеханических систем, - Одесса, СМІЛ, 2008. – 192с.
4. В.И. Ключев, В.М. Терехов, Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов: Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1980. – 360с.
5. Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів: Дисертація на здобуття наукового ступеня к.т.н., Київ-2010, 199с.

УДК 539.3+631.3

Тисленко О. Б.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

**АНАЛІЗ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
ОБОЛОНОК**

Tyslenko A.B.

**ANALYSIS OF THE METHODS OF CALCULATION OF STRESS-DEFORMATION
SHELLS**

Прийнятий на сьогодні офіційний метод розрахунку і конструювання сталевого циліндричного силосу дуже наближено відображає дійсну роботу конструкції. Методика заснована на умовному членуванні оболонки на окремі елементи горизонтальними перерізами, а саме: ребра жорсткості, обшивка (стінка). Кожен з них розглядається як окремий, не пов'язаний із суміжними конструкціями, елемент. Така методика розрахунку, тобто по плоскій схемі, не враховує багатьох негативних впливів, зокрема вібраційного, на тонкостінну циліндричну оболонку. Великі за величиною опорні реакції оболонки сприймаються конусною частиною. Це призводить до ірраціонального розподілу матеріалу в несучих конструкціях і до невиправданої перевитрати сталі без адекватного підвищення міцності.

Звідси випливає, що проблема обліку напружено-деформованого стану конструкції циліндричного тонкостінного силосу назріла.

У роботі Х. Ягофарова [1] наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень роботи бункера. Отримано розрахункова схема бункера як просторової системи,

в якій основним несучим елементом у вертикальній площині являється воронка. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено наявність діагонального розпору у воронці, несиметричною щодо двох осей.

Методи вирішення задач динамічного витікання тонкостінних конструкцій тісно пов'язані з використовуваними моделями теорії оболонок. За теорією оболонок створені фундаментальні роботи, в тому числі монографії Абовської Н.П., Андреева Н.П., Деругі А.П., Аксельрада Е.Л., Болотіна В.В., Новічкова Ю.Н., Власова В. З., Вольміра АС, Галімова К.З., В.Н.Паймушіна, Гольденвейзера А.Л.,Гріголюка Е.І., Чулкова П.П., В.І. Гуляєва, Баженова В.А, Гузя О.М., Муштарі Х.М., Пікуля В.В., Новожилова В.В., Пелеха П.Л., Рекача В.Г., Кривошапко С.Н.,Терегулова І . Г., Тимошенко С.П., Войнівське-Крігера С., Філіна А.П., Черних К. Ф.

Помітним вкладом у розвиток теорії механіки сипких матеріалів , в тому числі і сільськогосподарського призначення, є робота Х.Янсена, що з'явилася у 1895р. і яка не втратила свого значення до теперішнього часу. Вченим виведена формула статичного тиску сипкого тіла на дно і стінки призматичного або циліндричного бункера. Експериментальні дослідження та досвід застосування формули показали, що фактичні напруження значно більші за розрахункові.

Подальшою розробкою теорії Янсена займалися багато дослідників. Так Е.М.Гутьяр врахував стисливість сипких тіл і отримав більш загальну формулу для визначення тиску в порівнянні з формулою Янсена.

Г.К.Клейн [2], розглядаючи тиск сипких матеріалів на стінки сховища, запропонував теоретичний спосіб розрахунку тиску на стінки з урахуванням збільшення щільності сипкого матеріалу із зростанням тиску. Вчений рекомендує збільшувати в два рази розрахункові навантаження на стінки ємкості обраховані за формулою Янсена.

В [3] Мовсісян Л.А. розглянув втрату стійкості кінцевого шарнірно опертого стержня при поздовжньому ударному стисненні. Система рівнянь руху складалася з хвильового рівняння поздовжніх рухів і параболічного рівняння поперечних коливань. Функції розкладалися в ряди Фур'є. Критична сила визначається з умови рівності нулю частоти вільних коливань стержня.

Дослідження напружено-деформованого стану і стійкості оболонок в умовах повзучості матеріалу проведено в роботах І.Г. Терегулова [4], В.С. Гудрамович і В.П. Пошівалова, Л.М. Куршіна, В.І. Климанова і С.А. Тимашева, В.В. Карпова і В.К. Кудрявцева [5-7] та ін. Однак у кожній роботі досліджуються деякі часткові проблеми.

Дослідження в області стійкості циліндричних оболонок, як правило, виконуються з використанням для опису напружено-деформованого стану (НДС) обшивки теорії пружних тонких оболонок, заснованої на гіпотезах Кірхгофа-Лява. У лінійній постановці використовується статичний критерій стійкості, і завдання зводиться до вирішення систем диференціальних рівнянь нейтрального рівноваги. Більшість робіт належить до дослідження оболонок обертання.

У роботі Перцева А.К., Платонова Е.Г. [8] для отримання рівнянь руху використовувався варіаційний метод. Отримано рівняння руху для моделі Тимошенко-Рейснера для непологих оболонок постійної товщини. Досліджено НДС ребристих циліндричних оболонок і їх стійкість, але розглядається стійкість панелей між ребрами, а не вся оболонка.

В основному аналітичні рішення задач розрахунку оболонок отримані у формі тригонометричних рядів [9], але застосовується і енергетичний метод для вирішення лінійних задач, а також чисельні методи [10]. Для вирішення нелінійних задач застосовуються лише чисельні методи: метод кінцевих різниць, МКЕ, метод Бубнова-Гальоркіна.

Найбільш поширений спосіб вирішення задач по стійкості ребристих оболонок заснований на застосуванні МКА. Прогин при цьому задається у вигляді одночленного вираження по просторовим координатам. Далі застосовується метод Бубнова-Гальоркіна,

який зводить вихідну задачу до задачі Коші з тимчасовою координатою. Як критерій втрати стійкості є різке зростання прогину.

Таким чином, дослідження стійкості циліндричних оболонок з урахуванням геометричної нелінійності, вібраційного впливу на стінки, їх зсувної і крутильної жорсткості, поперечних зрушень, текучості матеріалу є актуальним завданням.

Література:

1. Ягофаров Х. Совершенствование конструкции, уточнение расчета и оптимальные параметры стального круглого бункера / Ягофаров Х., - дис.- Екати́ренбург – 2005. – 146с.
2. Клейн Г.К. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики / Г.К.Клейн, В.Г.Рекач . М. – 1972. – 302с.
3. Мовсиан Л.А. К упругой и вязкоупругой устойчивости составного стержня // Изв. АН Армении. Механика. 1991. Т. 44. N 4. С. 3-12.
4. Tennyson R.C. The effects of unreinforced circular cutouts on the buckling of circular cylindrical shells under axial compression // J. of Engeneering for industry. Trans ASME, 1968, 90, ser. B, 4.
5. Енджиевский Л.В. Нелинейные деформации ребристых оболочек. Красноярск: Изд-во. Красноярск, ун-та, 1982. 295 с.
6. Муштары Х.М. Некоторые обобщения теории тонких оболочек с приложениями к решению задач устойчивости упругого равновесия // ПММ. 1939. Т. 2. № 4. С. 439-456.]
7. Карпов В.В., Петров В.В. Уточнение решений при использовании шаговых методов в теории гибких пластинок и оболочек // Изв. АН СССР, сер. МТТ. 1975. №5.-С. 189-191
8. Преображенский КН., Грищак В.З. Устойчивость и колебания конических оболочек. М.: Машиностроение, 1986. - 240 с.5А. Приближенное решение операторных уравнений // М.А. Красносельский, Г.М. Вайникко, П.П. Забрейко и др. М.: Наука, 1969.-456 с.
9. Амиро И.Я., Заруцкий В.А. Методы расчета оболочек. Т. 2. Теория ребристых оболочек. Киев: Наукова думка, 1980. - 368 с.
10. Кантор Б.Я. Нелинейные задачи теории неоднородных пологих оболочек. Киев: Наукова думка, 1971. - 136 с

УДК 621.863

Фідровська Н.М.

Українська інженерно-педагогічна академія

НОВІ ПІДХОДИ ДО РОЗРАХУНКІВ ШАХТНИХ БАРАБАНІВ

N.M. Fidrovska

THE NEW APPROACHES TO THE CALCULATIONS OF SHAFT DRUMS

При роботі шахтних підйомних установок на багатьох барабанах відмічають деформацію обичайки. Причиною цього називають наявність перевантажень або динамічними зусиллями і значним зносом футеровки барабана, яка має призначення також і розвантаження оболонки барабану. Деформовану оболонку випрямляють за допомогою гідродомкрату і підсилюють додатковими ребрами жорсткості.

Навантаження оболонки барабану приводить до скрипіння при роботі підйомної установки, які пояснюють послабленням заклепок, розхитуванням швів, зносом або послабленням кріпленням болтів лобовини і ступиць. Тріщини виникають, як правило, в кільцевих швах лобовини з трубою жорсткості, з'являються радіальні тріщини лобовини, ребра мають тріщини по всій довжині шва зі ступицею. Невеликі тріщини в обичайці засверлюють і заварюють, при тріщинах довжиною 100-200мм барабану підсилюють приваркою накладок з внутрішньої сторони обичайки.

Якщо оболонка має внутрішні діафрагми, то при цьому обов'язково з'являються додаткові дотичні зусилля, які обігають увесь контур оболонки. При вирішенні статично невіршених задач роботу діафрагм, як правило, не враховують, нехтуючи потенційною енергією їх деформації. Це справедливо тільки для випадку, коли діафрагми абсолютно

жорсткі в своїй площині, а в подовж осі x абсолютно гнучкі. Але насправді це не так і між діафрагмами і оболонкою виникають зусилля, направлені вповдовж осі x , якими, як правило, нехтують.

Розглянемо канатний барабан, підкріплений кільцями жорсткості, як змішану варіаційну систему, потенційна енергія якої – функціонал, який має додаткові члени [1]

$$U = \int_{x_0}^{x_1} \Gamma(x, f, f', f'') dx + \eta_1(x_0, f_0, f_0', f_0'') + \eta_2(x_1, f_1, f_1', f_1''), \quad (1)$$

де η_1 – потенційна енергія лобовини;

η_2 – потенційна енергія кільця жорсткості.

$$\eta_0 = \iint \frac{EJ_{0l}}{2D_h^2} R f^2(x) \cos^2 n\varphi = \frac{EJ_{0l} R \pi}{2D_h^2} f^2(x) \quad (2)$$

$$\eta_1 = \iint \frac{EJ_{0k}}{2D_h^2} R f^2(x) \cos^2 n\varphi = \frac{EJ_{0k} R \pi}{2D_h^2} f^2(x) \quad (3)$$

EJ_{0l}, EJ_{0k} - жорсткість на згин відповідно лобовини та кільця жорсткості.

Природні граничні умови для вирішення змішаної варіаційної задачі будуть мати вигляд

$$\left[\frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_0}{\partial f} \right]_{x=x_0} = 0 \quad (4)$$

$$\left[\frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_2}{\partial f} \right]_{x=x_1} = 0 \quad (5)$$

Тоді ми отримаємо систему двох рівнянь

$$\begin{cases} \frac{D(n^2-1)(2-\nu)}{R} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{DR}{2} \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \frac{12(1-\nu^2)J_{0l}R}{\delta^3} f(x) \Big|_{x=0} = 0 \\ \frac{D(n^2-1)(2-\nu)}{R} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{DR}{2} \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \frac{12(1-\nu^2)J_{0k}R}{\delta^3} f(x) \Big|_{x=l} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Рішення цієї системи дає змогу визначити коефіцієнти C_1 і C_2 [1]

Кільцеві нормальні напруження в обичайці визначаються по формулі

$$\sigma_\varphi = \frac{w(x)}{R} E, \quad (7)$$

де

$w(x)$ – радіальні переміщення, які визначаються за формулою

$$w(x) = f(x) \cos n\varphi \quad (8)$$

Напруження у зварному шві визначаються за формулою

$$\sigma = \frac{M_o}{W} + \frac{Q_o}{F} = \frac{6m_o}{c^2} + \frac{Q_o}{c}, \quad (10)$$

де c – катет шва;

m_o – поперечні моменти згину;

Q_o – поперечна сила

$$m_o = D(\chi_\varphi + \nu \chi_x) \quad (11)$$

$$Q_o = \frac{\partial m_o}{R \partial \varphi} + \frac{\partial m_{xpdod}}{\partial x} \quad (12)$$

Проведемо розрахунок для таких значень: $T = 40000\text{Н}$, $\delta = 15$ мм, $R = 250$ мм, $t = 18$ мм, $l = 500$ мм, $r = 200$ мм, $c = 7$ мм, $\delta_k = 12$ мм, $d_k = 15,5$ мм, $E_k = 85 \cdot 10^3$ МПа.

Кільцеві нормальні напруження, які визначені за формулою (7), будуть дорівнювати $\sigma_{\varphi} = 46,92 \text{ МПа}$.

Місцеві напруження, які будуть виникати в зоні зварних швів, визначені за формулою (11), складають 125,7 МПа.

Висновки: Проведене дослідження дало змогу отримати методику розрахунку місцевих напружень, які виникають в зоні зварних швів, з урахуванням нерівномірності навантаження, розмірів барабану і канату, коефіцієнта тертя, розмірів і місця встановлення кілець жорсткості, що доказує шкідливість постановки елементів жорсткості на напружений стан обичайки барабана.

Література:

1. Фидровская Н.Н. Определение прогиба стенки цилиндрической оболочки с учетом краевых шпангоутов.- Сб. научных трудов по материалам научно-практической конференции, Одесса.: 2010, с. 9-13.

УДК 62 – 233.27

О.В. Чернишенко

Українська інженерно-педагогічна академія

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ КРАНОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ

O.V. Chernyshenko

DIAGNOSTICS OF TECHNICAL STATE OF AXLE ASSEMBLIES OF OVERHEAD

В буксах мостових кранів колеса мають значно менший термін використання відносно до інших вузлів і деталей. Але при їх ремонті частіш всього має місце попередня заміна підшипників кочення, тому що вони напесовані на вал і їх потрібно знімати при заміні кранового колеса. В іншому випадку підшипники встановлюються на місце без заміни і продовжується їх експлуатація. Ні в тому ні в іншому випадку не проводиться оцінка працездатності підшипників. В першому випадку має місце передчасна заміна підшипників, яка приводить до неефективного використання запасних частин при ремонті. В другому випадку в загальному має місце аварійна зупинка крана для проведення непланового ремонту, що пов'язаний з заміною зношених підшипників в буксах кранових коліс.

Оцінка терміну роботи підшипників і кранових коліс проводиться на етапі проектування, але при експлуатації мостових кранів фактичний термін відрізняється в декілька разів із за умов, в яких експлуатується кран. Найбільший вплив на стан букс крану має стан підкранових шляхів, їх непаралельність, та стан стиків рейок. Також на навантаження букс кранових коліс впливає не тільки маса вантажу, але і положення візка при переміщенні вантажу. Необхідно враховувати і кути установки кранових коліс, які мають значний вплив на плавність руху при переміщенні крану. Враховуючі всі ці фактори вважається неможливим провести навіть приблизну оцінку терміну працездатності підшипників в буксах кранових коліс.

Таким чином актуальною задачею є розробка методики діагностики поточного стану букс кранових коліс. Автором пропонується розробити методику на основі метода вібродіагностики для оцінки поточного стану підшипників в буксах кранових коліс.

В теперішній час методи вібродіагностики підшипників кочення мають широке застосування. Але необхідно відмітити, що вони використовуються в загальному для підшипників, які працюють на високих швидкостях і мають робочу частоту обертання більш ніж 100 об./хв. Особливість роботи підшипників в буксах мостових кранів полягає в тому, що вони працюють на низьких швидкостях, швидкість обертання може бути менш 1 об./хв..

В загалі із багатьох методів вібродіагностики підшипників, які більш менш успішно використовуються різними фірмами, можливо виділити основні 5 методів оцінки технічного стану підшипників та пошуку дефектів:

1. за загальним рівнем вібрації;
2. по середнє квадратичному значенню (СКЗ) віброшвидкості;
3. по спектру вібросигнала;
4. за співвідношенням пік/фон вібросигнала;
5. по спектру сигналу, що обгинає

Для діагностики підшипників в буксах мостових кранів доцільніше використовувати метод по спектру сигналу, що обгинає, який дозволяє проводити діагностику безпосередньо на машині, що працює, з імітацією робочих навантажень. Цей метод дозволяє діагностувати різні дефекти підшипників на ранніх стадіях розвитку, а також дозволяє прогнозувати подальшу роботу підшипників і робити висновки про працездатність їх на теперішній час.

В процесі роботи стан підшипників від ідеального до повної відмови можливо розділити на 5 основних стадій (рис 1). По вертикальній осі відкладені значення віброшвидкості, по горизонтальній стадії розвитку дефектів.

1 стадія – виникнення дефекту в підшипнику;

2 стадія – розвиток дефекту, поява ударних імпульсів в підшипнику, що пов'язані з дефектом;

3 стадія – в процесі розвитку дефекту в підшипнику виростає опір руху, в наслідок чого зростають затрати енергії на обертання та як результат збільшення загального рівня вібрації;

4- стадія – рівень фону вібрації порівнюється з рівнім піків, максимальний розвиток дефекту, експлуатація підшипника недопустими;

5 стадія – очікування аварії, що пов'язана з відмовою підшипника (руйнування або заклинювання).

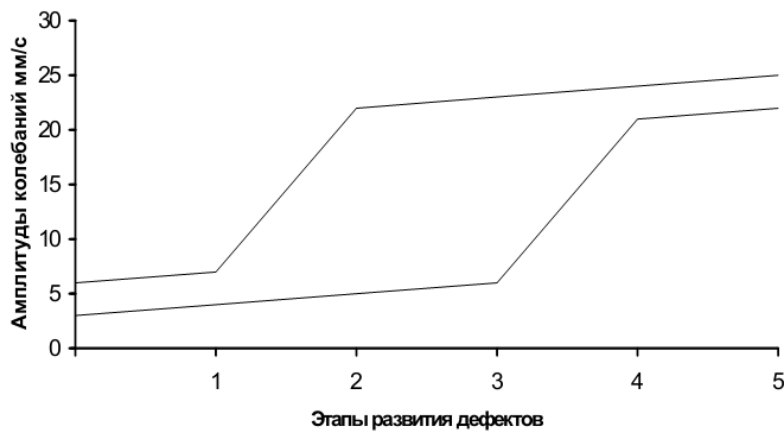


Рис. 1. Етапи розвитку дефектів підшипників кочення. Перша ломана лінія – рівень фонові вібрації. Друга ломана лінія – рівень піків вібрації.

Всі ці стадії стану властиві всім типам підшипників кочення та їх дефектам.

В залежності від швидкості обертання підшипників є можливість визначити гармонічні частоти, які властиві тим або іншим видам дефектів, що дозволяє зробити висновок про подальшу експлуатацію. Умовно всі дефекти можна поділити на 3 групи, дефекти монтажу, дефекти змащування та дефекти зношування.

Для проведення діагностування пропонується використовувати дослідницьке обладнання, схема якого показана на рисунку 2. В якій аналіз проводити за допомогою персонального комп'ютера. Вібродатчики встановлюються в корпус букси таким чином, щоб їхні щупи стикались з зовнішнім кільцем підшипника в двох площинах, радіальній та осьовій (рис 3).

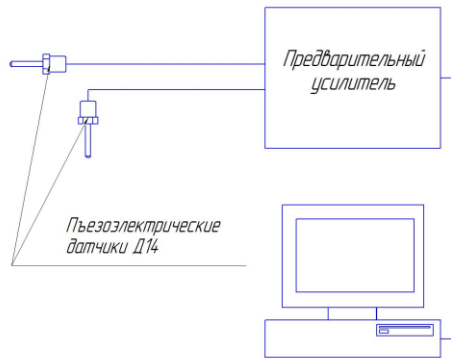


Рис. 2. Схема підключення вібродатчиків до комп'ютера.



Рис. 3. Встановлення датчиків вібрацій в буксі кранового колеса

При проведенні діагностичного дослідження потрібно врахувати також, що букси кранових коліс працюють в складних умовах. На них діють динамічні навантаження при русі крану з перекосом, в наслідок чого реборда колеса взаємодіє з підкрановою рейкою. Також в картину вібрації велику похибку вносять ударні навантаження, які кран зазнає при проходженні стику рейкового шляху. Але цих вплив цих негативних факторів можливо усунути, якщо провести аналіз тільки того вібросигналу, який отримано при русі крану в встановленому режимі, тобто коли кран рухається з незмінною швидкістю та не переходить через стики рейок. Для проведення аналізу достатньо зробити вибірку вібросигнала, за 5-10 обертів колеса.