



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

**Підйомно-
транспортна
техніка**

**Подъёмно-
транспортная
техника**

**Hebezeuge
und
Fördermittel**

**4(56)
2017**

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

4(56)

Подъемно-транспортная техника

2017

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,
Підйомно-транспортна академія наук України

Редакційна колегія

Бойко А.О. – доктор технічних наук, доцент
Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор
Дашенко О.Ф. – доктор технічних наук, професор
Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор
Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент
Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор
Малашенко В.О. – доктор технічних наук, професор
Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент
Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент
Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор
Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор
Ситник М.П. – доктор технічних наук
Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор
Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

Відповідальний секретар редакції: **Вудвуд О.М.**

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.

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

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 2 від 24.10.2017).

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>

Здано у набір 17.11.2017.

Підписано до друку 27.11.2017.

Формат 17x26. Тираж 100.



ЗМІСТ

Суглобов В.В., Семенюк В.Ф.
**ЗДОБУТКИ МАРІУПОЛЬСЬКОГО ВІДДІЛЕННЯ
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ.....** 4

Григоров О.В., Губський С.О., Турчин О.В., Радченко В.С.
**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ТА АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
МОСТОВОГО КРАНА В ПРОЦЕСІ ПЕРЕСУВАННЯ.....** 10

Зубко Н.Ф., Немчук А.О.
**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В
КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМАХ ПОДЪЕМА ПРИ НАЛИЧИИ
СЛАБИНЫ КАНАТОВ.....** 20

Мамаев Л.М., Ракша С.В., Солод В.Ю.
**К РАСЧЕТУ БРОНИРОВАННЫХ КАБЕЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ
РАБОТОСПОСОБНОСТИ.....** 32

Григоров О.В., Окунь А.О.
**УДОСКОНАЛЕННЯ КЕРУВАННЯ РУХОМ ВІЗКА КАБЕЛЬНОГО
КРАНА ЗА ДОПОМОГОЮ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ
КЕРУВАННЯ.....** 40

Грицай І.Є.
**ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ СИЛОВИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ МОДИФІКУВАННЯМ ПРОФІЛІВ
ЗУБЦІВ НА ОСНОВІ РАДІАЛЬНО-КОЛОВОГО СПОСОБУ
ЗУБОНАРИЗАННЯ.....** 49

Погребняк Р.П.
**СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ
СПАРЕНОГО СТРИЖНЬОВОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ
ЗАХВАТА РОБОТА.....** 57

Михайлов С.П., Скринник А.І.
**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОБІЛЬНИХ
РОБОТІВ.....** 67

¹Суглобов В.В., д.т.н.; ²Семенюк В.Ф., д.т.н.

¹Приазовський державний технічний університет

²Одеський національний політехнічний університет

ЗДОБУТКИ МАРІУПОЛЬСЬКОГО ВІДДІЛЕННЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ

Маріупольське відділення підйомно-транспортної академії наук України (ПТАНУ) створено у 1996 році.

У різні часи у складі Маріупольського відділення ПТАНУ працювали відомі вчені, керівники підприємств, головні інженери, головні конструктори: доц., к.т.н. Лейнер Ф.М., доц., к.т.н. Щеглов О.М., Міхєєв В.А., к.т.н. Гусєв Ю.Б., к.т.н. Місюра В.П., Биков В.І., Гонтарєв О.С., к.т.н. Данилова Т.Г., Кіпрєєв О.І. У цей час продовжують активно працювати в академії проф., д.т.н. Губенко В.К., проф., д.т.н. Суглобов В.В., доц., к.т.н. Лаврик В.П., доц., к.т.н. Пірч І.І., доц., к.т.н. Сидоренко О.В., доц., к.т.н. Сагіров Ю.Г., доц., к.т.н. Власов В.Т., доц., к.т.н. Колода С.Ф., Ляхов Є.В., Белогуєров В.Д., Будур О.І., Шарєпо В.Є.

Головними науковими напрямками Маріупольського відділення Підйомно-транспортної академії наук України є підвищення надійності і довговічності підйомно-транспортного і металургійного обладнання, а також діагностування вантажопідйомних кранів.

За перші 10 років роботи членами відділення підготовлено 7 кандидатів технічних наук (за транспортними спеціальностями), опубліковано: статей – 79, монографій – 16, підручників – 3, навчальних посібників – 9, одержано патентів України – 12, виконано більш ніж 100 науково-дослідних, проектно-конструкторських робіт, пов'язаних з діагностикою вантажопідйомних машин, оптимізацією конструктивних параметрів і підвищенням експлуатаційної надійності порталних кранів та ін.

У період з 2009 р. по 2017 р. Маріупольське відділення Підйомно-транспортної академії наук України продовжило роботу в указаних напрямках.

Так у 2009 р. виконано роботи:

«Основи автоматизованого синтезу та оптимізації конструкції шарнірно-зчленованих стрілових систем порталних кранів з метою зниження енергоспоживання та металомісткості», тема 8(09). Замовник – МОН України. Номер державної реєстрації НДР № 0109U001374є

«Розробка проекту модернізації рейкової колії вантажного візка причального контейнерного перевантажувача, що встановлений на причалі №17». Замовник – державне підприємство

«Маріупольський морський торговельний порт». «Розробка проекту гальмових систем на деревообробні верстати ремонтно-будівельного монтажного управління порту». Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

«Експертиза блоків управління багатоканальних РБЧ-4, РБЧ-8 на можливість використання на порталних кранах Сокіл, Альбатрос, Кондор». Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт». «Розробка проекту встановлення системи гідропилеподавлення на порталних кранах типу «Сокіл». Замовник - ТОВ «Азовавтострой». «Розробка проекту модернізації кабіни та органів управління вантажопідйомних машин Маріупольського морського порту з експертизою проектних рішень згідно ст. 21 закону України «Про охорону праці». Замовник - ТОВ «Азовавтострой».

У 2010 р. виконано роботи:

«Розробка проекту модернізації і технічних умов із зміни підшипників ковзання шарніру «стріла – колона» на підшипники кочення порталного крану «Азовець» з експертизою проектних рішень відповідно до статі 21 Закону України «Про охорону праці». Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

«Розробка проекту виконання робіт на висоті з використанням кошиків для підйому людей за допомогою порталних і плавучих кранів». Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

У 2011 р. виконано роботи:

«Дослідження та удосконалення портових навантажувачів з метою підвищення експлуатаційної надійності та працездатності» тема 3(11). Замовник – МОН України. Номер державної реєстрації НДР:0111U000284.

«Дослідження напружено-деформованого стану колони порталного крану «Азовець» з розробкою проектно-конструкторської документації по посиленню колони» (тема 8/11). Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

«Розробка організаційно-технічної документації на виконання робіт підвищеної небезпеки з технічного огляду та випробуванню вантажопідіймальних кранів і машин Маріупольського морського торговельного порту та її експертиза на відповідність нормативним документам» (тема 23/11). Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

«Розробка типових технологій ремонту вузлів перевантажувальних машин вугленавантажувального комплексу Маріупольського морського торговельного порту» (тема 18/11).

Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

У 2012 р. виконано роботи:

«Розробка проекту заміни кабіни оператора плавучого крану ПК-59 та його експертиза згідно статті 21 Закону України «Про охорону праці». Замовник - ТОВ «Універсалтехсервіс».

«Експертна оцінка відповідності технічних та фізичних характеристик сталевих канатів діаметром 36,5 мм виготовлених згідно СТО 71915393-ТУ 040-2007 та ТУ У28.7-001910446009-2003 вимогам нормативних документів Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду». Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

У 2013 р. виконано роботи:

«Розробка та впровадження програми автоматизованої оптимізації конструкції стрілових систем порталних кранів для зменшення енергоспоживання механізмів», тема 8(13). Замовник – МОН України.

«Дослідження тяги і шарнірів врівноважувального пристрою стрілової системи порталного крану «Азовець» з розробкою проектно-конструкторської документації» (тема 5/13). Замовник – державне підприємство «Маріупольський морський торговельний порт».

У 2014 р. виконано роботи:

«Розробка та впровадження програми автоматизованої оптимізації конструкції стрілових систем порталних кранів для зменшення енергоспоживання механізмів», тема 8(13). Замовник – МОН України.

«Обґрунтування конструктивних параметрів барабанів стрічкових конвеєрів з метою підвищення довговічності стрічки та зменшення енергоспоживання», тема 8(15). Замовник – МОН України.

За наслідками науково-дослідних робіт за період з 2009 р. по 2017 р. опубліковано 129 статей, у тому числі 56 у фахових виданнях за переліком ВАК України, 48 – у зарубіжних виданнях. Опубліковано 184 тез доповідей, одержано 16 патентів України. Видано 7 монографій та 12 навчальних посібників, в тому числі навчальні посібники «Проектування циліндричних редукторів для машин безперервного транспорту» (доцент Щеглов О.М. та ін., 2012; «Расчет и анализ эксплуатационных характеристик крановых металлоконструкций. Учебное пособие для студентов направления 6.050503 «Машиностроение» очной и заочной форм обучения, 2012 (автор доцент Лаврик В.П. та ін.); «Проектирование грузоподъемных машин» (автор доцент Лаврик В.П. та ін.), 2015; Детали машин. Расчет, конструирование цилиндрических редукторов 2014 «Розрахунок і конструювання кранових механізмів» (автор доцент

Колода С.Ф., 2011 р.), «Лабораторні роботи з підйомно-транспортних машин» (автор Колода С.Ф., 2012 р.).

У 2009 р. Сагіров Ю.Г. в спеціалізованій науковій раді Одеського національного політехнічного університету захистив кандидатську дисертацію на тему «Засоби зменшення коефіцієнта динамічності при пересуванні мостового крану з урахуванням нерівностей рейкової колії» з наукової спеціальності 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини (науковий керівник професор Суглобов В.В.). У 2010 р. йому присуджена наукова ступень кандидата технічних наук.

У березні 2014 р. Нефьодов І.О. в спеціалізованій науковій раді Одеського національного політехнічного університету захистив кандидатську дисертацію «Засоби зменшення динамічних навантажень на вантажопідйомник фронтального автонавантажувача» з наукової спеціальності 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини (науковий керівник професор Суглобов В.В.). У 2014 р. йому присуджена наукова ступень кандидата технічних наук.

У червні 2015 р. Гринько П.А. в спеціалізованій науковій раді Одеського національного політехнічного університету захистив кандидатську дисертацію «Обґрунтування конструктивних параметрів барабанів стрічкових конвеєрів, що забезпечують підвищення довговічності стрічки» з наукової спеціальності 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини (науковий керівник професор Суглобов В.В.). У жовтні 2015 р. йому присуджена наукова ступень кандидата технічних наук.

У червні 2017 р. Ткачук К.В. в спеціалізованій науковій раді Українській інженерно-педагогічній академії (м. Харків) захистила дисертацію «Обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованих стрілових систем порталних кранів» з наукової спеціальності 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини (науковий керівник професор Суглобов В.В.).

У складі Маріупольського відділення ПТАНУ працює д.т.н., професор Губенко В.К. директор навчально-наукового інституту механіки та транспорту, завідувач кафедри технології міжнародних перевезень і логістики. Професором Губенко В.К. створено новий науковий напрям - логістика транспортних систем. У рамках цього напрямку: по запиту італійського консорціуму «Євроімпреза» виконано науково-технічну розробку «Інтерпорт - Маріуполь»; по договору з Мішкольським університетом (Угорщина) - виконано розробку «Логістика Приазов'я»; по програмі TEMPUS- TAAIS виконано «Міжнародний проект по організації міжнародних перевезень і логістики».

Під керівництвом Губенко В.К. виконані та успішно захищені кандидатські дисертації:

«Логістика ресурсозбереження великотоннажного автотранспорту в умовах промислових підприємств» (автор Помазков М.В.), 2011 р.

«Підвищення ресурсних можливостей парку вагонів-цистерн промислових підприємств» (автор Воропай В.С.), 2013 р.

«Вдосконалення транспортної системи промислового підприємства» (автор Булгакова Ю.В.), 2015 р.

Охоронні документи, одержані членами Маріупольського відділення:

1. Гусев Ю.Б., Гонтарев О.С., Шиков П.В., Михеев В.А., Суглобов В.В. Механізм повороту крана. – Патент на корисну модель № 23826 (Україна). – Виданий у бюл. №8, 2007 р.

2. Щеглов О.М., Суглобов В.В., Гринько П.А., Кипреса О.І., Ляхов Є.В. Привідний барабан стрічкового конвеєра. – Патент на корисну модель № 21219 (Україна). – Виданий у бюл. №3, 2007 р.

3. Гусев Ю.Б., Гонтарев О.С., Шиков П.В., Михеев В.А., Суглобов В.В. Механізм поворота крана. – Патент на полезную модель № 67082 (Российская федерация). – Опубликовано 10.10.2007 г. в бюл. №28.

4. Щеглов О.М., Суглобов В.В., Барановський В.В., Бураковський В.О. Візковий натяжний пристрій стрічкового конвеєра. - Патент на корисну модель № 35589 (Україна). – Виданий у бюл. №18, 2008 р.

5. Щеглов О.М., Суглобов В.В., Нефьодов І.О., Барановський В.В., Бураковський В.О. Магніто-вантажний натяжний пристрій стрічкового конвеєра. - Патент на корисну модель № 35590 (Україна). – Виданий у бюл. №18, 2008 р.

6. Михеев В.А. Способ изменения вылета стрелы порталного крана. Патент на изобретение № 2324642 Россия, Москва, Федеральная служба по интеллектуальной собственности. Бюллетень № 14, 2008.

7. Щеглов О.М., Суглобов В.В., Гринько П.А. Барабан стрічкового конвеєра. - Патент на корисну модель № 45062 (Україна). – Виданий у бюл. №20, 2009 р.

8. Щеглов О.М., Мавроді О.А., Тищенко К.В. Вантажний натяжний пристрій стрічкового конвеєра. Пат. 62631, (Україна). - Виданий у бюл. № 17, 2011 р.

9. Щеглов О.М., Тищенко К.В. Натяжний пристрій стрічкового конвеєра. Патент 62632, (Україна). - Виданий у бюл. № 17, 2011 р.

10. Щеглов О.М., Гринько П.А. Барабан стрічкового конвеєра. Патент 62628, (Україна). - Виданий у бюл. № 18. 2011 р.

11. Нефьодов І.О., Суглобов В.В., Лаврик В.П. Балансирний пристрій вантажопідйомника. - Патент на корисну модель № 67414 (Україна). – Виданий у бюл. №4, 2012 р.

12. Суглобов В.В., Міхеєв В.А., Лаврик В.П., Ведмеденко О.О. Керн вантажозахоплювального кліщового пристрою. - Патент на корисну модель № 79961 (Україна). – Виданий у бюл. №9, 2013 р.

13. Щеглов О.М., Мавроді О.А., Суглобов В.В. Сферичний самоустановлювальний упорний кульковий підшипник. - Патент на корисну модель № 82194 (Україна). – Виданий у бюл. №14, 2013 р.

Таким чином, можна стверджувати, що Маріупольське відділення ПТАНУ виконує актуальну і корисну для промисловості України науково-дослідну роботу по удосконаленню підйомно-транспортної техніки.

УДК 621.86

Григоров О.В., д.т.н.; Губський С.О., к.т.н.; Турчин О.В.,
Радченко В.С.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний
інститут»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ТА АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА В ПРОЦЕСІ ПЕРЕСУВАННЯ

Анотація. Пересування сторін мостового крана є несинхронним, що спричиняє численні негативні явища. У роботі аналізуються відомі підходи до розв'язку проблеми й пропонується новий, обумовлений з одного боку зростаючою актуальністю завдань енергозбереження, впровадженням антиперекісних заходів і зокрема, систем керування, а з іншого – наявністю сучасних інформаційних технологій. Виконане математичне та експериментальне моделювання пружної моделі крана. Обговорюються можливості подальшого використання отриманих результатів.

Аннотация. Передвижение сторон мостового крана не синхронно, что является причиной многочисленных негативных явлений. В работе анализируются известные подходы к решению проблемы и предлагается новый, обусловленный с одной стороны, возросшей актуальностью задач энергосбережения, внедрением антиперекосных мероприятий и в частности, систем управления, а с другой – наличием современных информационных технологий. Выполнено математическое и экспериментальное моделирование упругой модели крана. Обсуждаются возможности дальнейшего использования полученных результатов.

Abstract. The movement of the sides of a bridge crane is not synchronous, which is the cause of numerous negative phenomena. The paper analyzes the known approaches to the solution of the problem and proposes a new one, due, on the one hand, to the increased relevance of energy saving tasks, the introduction of anti-skewing measures and, in particular, management systems, and on the other, the availability of new information technologies. The mathematical and experimental modeling of the elastic model of the crane is performed. The possibilities for further use of the results obtained are discussed.

Постановка проблеми. Рух крана супроводжується поворотами й деформаціями у горизонтальній і вертикальній площинах. Бічні поверхні реборд і рейок швидко зношуються, на кран і підкранову конструкцію діють великі бічні навантаження. Боротьба із цими

негативними явищами є важливим завданням, яке вирішується за допомогою ряду конструктивних, технологічних і організаційних заходів. На сьогоднішній день проведені численні дослідження, на основі яких розроблені нормативні методики розрахунку навантажень. Останнім часом, у зв'язку із впровадженням частотно регульованого привода, одержують поширення різні антиперекісні системи керування рухом крана. У найближчому майбутньому можна чекати підвищення інтересу до обговорюваної проблеми, що пояснюється затребуваністю енерго/матеріалозбереження. У цьому зв'язку представляється важливим продовження досліджень із метою одержання більш діючих рекомендацій для практичного застосування.

Аналіз останніх досліджень. Наприкінці 60-х початку 70-х років минулого сторіччя були вироблені основи поглядів на фізичну картину процесів, що супроводжують рух кранів. Зокрема, стала очевидною визначальна роль бічних навантажень, що діють на колеса мостових кранів, установлених з монтажними перекосами. Ці навантаження обумовлені складною контактено-фрикційною взаємодією коліс із рейками.

Аналітичний підхід, прийнятний у рамках задач, що мають прямий розв'язок, був уперше застосований Хеннісом і Ганновером [1] для найнебезпечнішого виду руху з наявністю контакту напрямного елемента (реборди або бічного ролика) одного колеса з рейкою. Цей підхід надалі з деякими доповненнями прийнятий в DIN 15018 у якості розрахункової методики при оцінці бічних навантажень. У наш час методика перенесена в EN 13001, а в частині впливу на підкранові спорудження – в EN 1991-3 (Eurocode 1 Part 3). Головними допущеннями є абсолютна жорсткість мосту, ігнорування непрямолінійності рейок і монтажних перекосів окремих коліс, а також спрощений метод розрахунку параметрів, що відносяться до контактних явищ.

У наступних роботах були зроблені успішні спроби обійти частину перерахованих обмежень, в основному, поправочним чином.

Альтернативний підхід полягає в побудові розгорнутих моделей, що забезпечують урахування можливих станів в їхньому різноманітті ([2]; [3]). Необхідність ускладнення теорії була виявлена в ході випробувань кранів [2], при яких окремі параметри, включаючи навантаження на колеса, вимірялися з підвищеною точністю. Була відзначена короткочасність і низька ймовірність такого виду руху, який урахується в DIN 15018. З іншого боку, зафіксовані додаткові природні види рухів, що характеризуються навантаженнями такого ж рівня (рух без торкання реборд, з торканням реборд коліс однієї сторони, з діагональним торканням реборд).

Була констатована ускладненість і навіть неможливість побудови загального аналітичного розв'язку для декількох станів, тому

для кожного окремого випадку застосовувалася власна система диференціальних рівнянь (дев'ятого, восьмого й сьомого порядку при різних схемах контакту реборд коліс) [2]. Рівняння вирішувалися чисельними методами.

Останнім часом спостерігається деяке зниження інтересу до фундаментальної проблеми аналізу крана в русі. Рішення насамперед переводиться в практичну площину, що пов'язано з практикою впровадження більш досконалих систем керування рухом. Відповідно, зростає кількість теоретичних і експериментальних робіт, присвячених різним аспектам застосування цих систем керування ([4-7] і ін.). Окремо можна відзначити прогрес в області вивірки положення коліс.

На нашу думку, нові технічні можливості не виключають, а, навпаки, припускають подальший розвиток експериментально-теоретичних робіт в цілому. При цьому складність умов, абстрагованих у формі відомих рівнянь, зростає. Також повинні бути сформульовані додаткові цільові настанови: крім пошуку небезпечних станів бажано розглянути попереджуючі способи корекції руху, що є принципово більш складним завданням.

Відзначимо також важливу, але додаткову інформацію, отриману в експериментах Марквардта [8], Ганноверу [1] та інших авторів, що відноситься до процесу кочення кранового колеса по рейці. Мається на увазі виражена залежність сили зчеплення в поперечному напрямку від величини контактної тиску (рис.1, а), а також від стану поверхні (рис.1, б) Остання обставина пов'язана у тому числі з утворенням/видаленням поверхневих плівок окислів в залежності від інтенсивності руху.

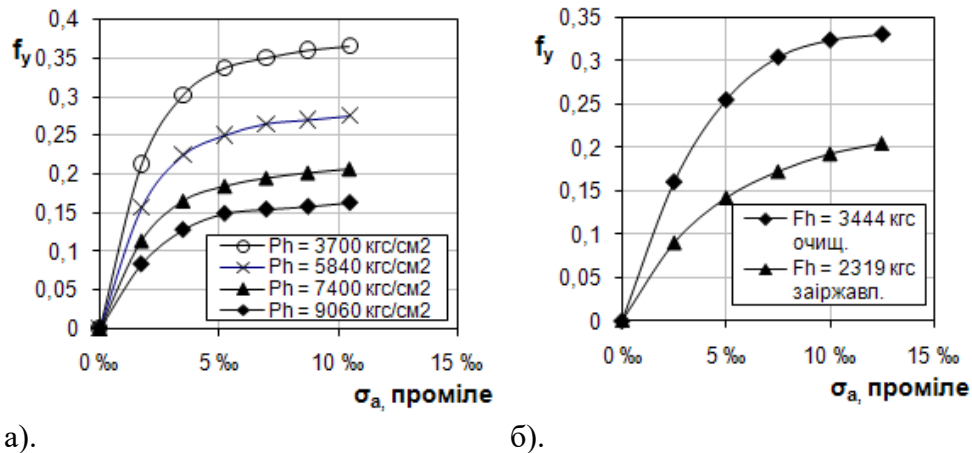


Рисунок 1 – Коефіцієнт поперечного силового замикання f_y в залежності від кута повороту колеса σ_a : а). при різних контактних поверхневих тисках за Герцем; б). при різних станах поверхні рейок (тут $f_y = F_h/F_v$, де F_h – поперечна складова сили зчеплення; F_v – вертикальна сила).

На наш погляд, також повинні братися до уваги зафіксовані в ході експериментів надзвичайно високі значення коефіцієнта поперечного зчеплення, рівного відношенню бічної сили зчеплення до вертикальної сили, що притискає (до 0,4 – 0,45 проти величини 0,3, прийнятої в DIN 15018).

Невирішені частини загальної проблеми. Ми виходимо з розгляду крана як механічної системи із множинними внутрішніми зв'язками, яка зазнає зовнішні впливи обурюючого характеру, пов'язані зі скривленнями рейок, зміною геометрії площадок контакту та стану їх поверхні, а також, можливо, обумовлені впливом системи керування. Наведені вище способи аналізу, що припускають різний склад системи рівнянь для різних станів у розглянутому випадку стають досить складними.

Іншою серйозною проблемою є неповнота даних, що характеризують умови експериментів. Відсутність інформації про установочні положення коліс, про геометрію рейкового шляху, ширину накатаної доріжки та стан поверхні рейок вносить істотну невизначеність при аналізі результатів.

Як і десятки років тому, актуальним є питання точності вимірів. Насамперед, мається на увазі найбільш важливий параметр – бічне навантаження на колесо.

Ціль статті. Розробка основних принципів математичного моделювання мостового крана в русі з використанням обчислювальних середовищ, що забезпечують необхідний рівень аналізу даних. Проведення стендових випробувань пружної моделі крана із залученням сучасних засобів вимірів фізичних параметрів. Оптимізація експериментальної моделі з метою підвищення точності вимірів. Залучення табличного процесора для обробки результатів експерименту. Попередній аналіз результатів. Використання результатів експерименту для оцінки коректності математичної моделі.

Основний матеріал. Значну увагу ми приділили пошуку обчислювального апарата, адекватного розглянутому завданню, що має не тільки можливість виконання математичних дій, але й перевірки множинних логічних умов. Також цей апарат має забезпечувати зберігання й наочне представлення масивів даних різної структури. При цьому ми допускали обґрунтоване спрощення підходів при збереженні фізичності та причинно-наслідкових відносин між окремими явищами, які були умовно розділені на 3 групи [9]:

1). Процеси, пов'язані з поздовжнім рухом. Проводяться розрахунки опорів пересуванню, приведення мас, визначення рушійних сил з урахуванням характеристик двигунів – роздільно для сторін крана. Знаходяться кінематичні параметри в наступний момент часу за допомогою розв'язку системи диференціальних рівнянь руху методом Рунге-Кутта;

2). пружна модель рами, що включає головні та кінцеві балки мосту. У рамках моделі знаходяться навантаження, що діють на деформовану конструкцію. Для цього використовується розв'язок системи канонічних лінійних рівнянь методу сил;

3). процеси, пов'язані з поперечним рухом. При визначенні бічних зсувів кожного колеса враховуються поточні кути накочування. Береться до уваги найбільш повна модель фрикційно-контактної взаємодії. Далі визначається кут повороту крана як жорсткого тіла, після чого розраховуються деформаційні переміщення окремих точок металоконструкції крана.

Ми не виділяли штучно яку-небудь групу в якості основної, що пов'язане зі значною різноманітністю конструкцій кранів. При збільшеній жорсткості металоконструкції й умовно жорсткому поперечному зчепленні коліс із рейками превалюють процеси другої та третьої груп. Такі параметри мають мостові крани з середніми та малими прогонами. Напроти, для мостових кранів з великими прогонами, а також козлових кранів визначальними є процеси першої групи. В останньому випадку очікується істотний позитивний ефект від застосування антиперекісних систем керування.

Ми акцентуємо увагу на можливості розширення надалі кола розглянутих питань без кардинальної перебудови розрахункового ядра. Перелічимо деякі можливі додаткові завдання: оцінка сил, що діють на обстежуваний кран при відомих відхиленнях форми рейкового шляху й установочних кутах коліс; розробка розрахункової методики визначення найбільших статичних навантажень (потрібен розв'язок для несприятливої комбінації впливаючих факторів); розробка розрахункової методики визначення спектра навантажень, необхідного для перевірки витривалості конструкції (потрібен статистичний аналіз за результатами серії розрахунків); підбір оптимальних антиперекісних заходів з урахуванням їх ефективності й вартості (потрібна мінімізація відповідної функції цілі).

Експериментальна частина роботи має основною метою підтвердження коректності теоретичної частини.

Стендова модель (рис. 2) спроектована з характерною для мостових кранів комбінацією жорсткостей головних і кінцевих балок. Модель зібрана на болтових з'єднаннях, що забезпечує підвищену точність форми та відсутність додаткових зварювальних напруг. Модель також має достатню податливість у вертикальній площині. У результаті відмінність рівнів рейок не викликає значних додаткових напруг. Вузол установки колеса дозволяє регулювати його положення. На одному колесі наклеєна пластмасова шестірня для передачі обертання на енкодер.

Переміщення коліс у горизонтальній площині контролюються за допомогою тензометричних ножів, що відгинаються і ковзають по

базових лінійках, які закріплені на підкранових балках. Ножі виконані з тонкої листової сталі, тому сила їх притиснення до лінійок незначна. На контактуючих поверхнях закріплені антифрикційні смужки із фторопласта.

Виміри величин проводяться однотипно. Кожний вимірювальний вузол містить у собі пластину, що деформується, на бічні поверхні якої наклеєні тензорезистори, включені в диференціальну мостову схему. Так виконані датчик активного зусилля та датчики бічних сил. Ми відмовилися від стандартної коробчастої форми кінцевих балок і застосували смугу. У результаті була вирішена відома проблема чутливості при вимірах бічних сил.

Зміна опору тензорезисторів, з'єднаних за мостовою схемою, викликає зміну потенціалів у плечах мосту Уїтстона, яке підсилюється блоками первинної обробки сигналу АЦП, спеціалізованими для тензометрії. Інформація передається по радіолінії на комп'ютер із установленою програмою, що формує текстовий файл із результатуючими даними.

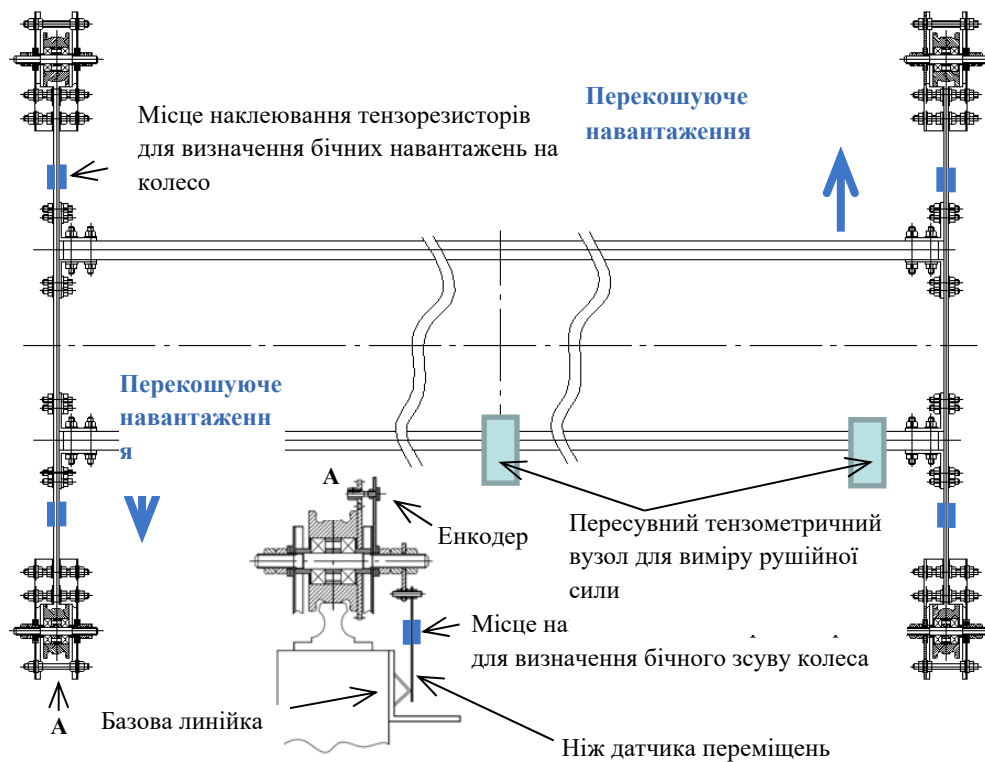


Рисунок 2 – Експериментальна модель

Модель крана переміщується від руки. Активна рушійна сила прикладається до датчика навантаження, закріпленого на головній балці. Сили опору імітуються прикладенням зовнішніх навантажень,

створюваних наборами мірних вантажів, які можна з'єднувати з різними точками крана через переставні блоки.

У такий спосіб створюються перекошуючі навантаження, а також бічне навантаження (див. рис. 3).

Активна сила прикладалася по осі вантажів. Для кожної з комбінацій рівнів навантажень і способів їх прикладення були виконані прогони моделі вперед-назад. Далі, була змінена геометрія рейок та кут установки одного з коліс у плані, після чого серія вимірів була повторена.

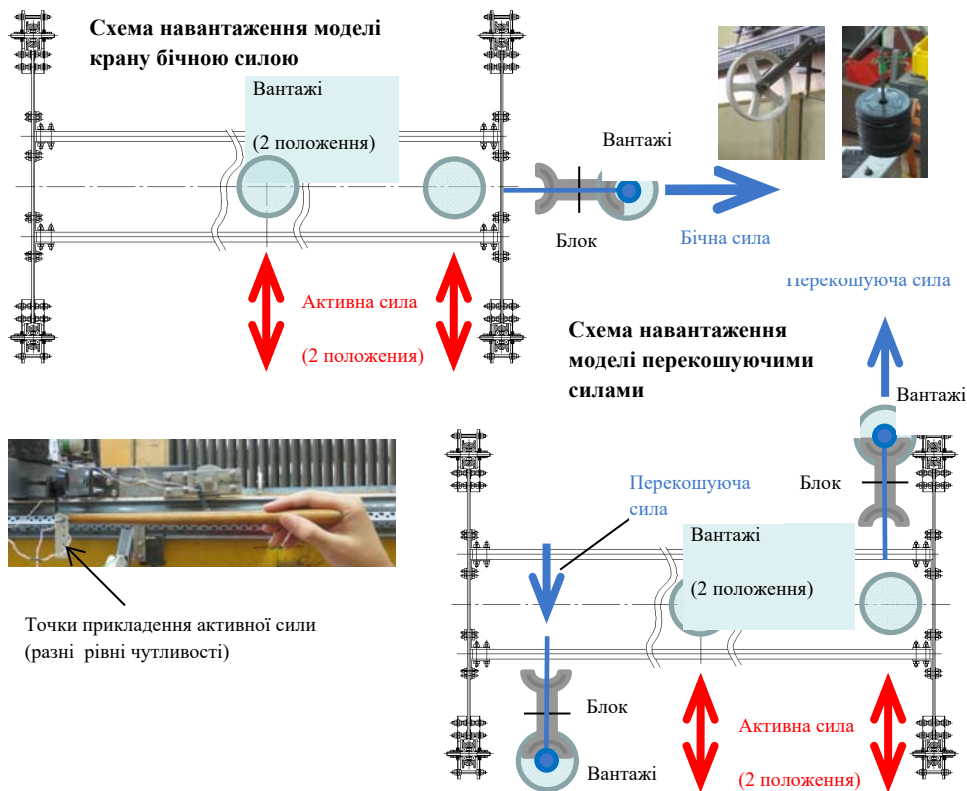


Рисунок 3 – Схема навантаження експериментальної моделі

Метою ще однієї додаткової серії було визначення фрикційно-контактних характеристик пари колесо/рейка. Для цього колесо навантажувалося вертикальною та бічною силами. Вимірялося пружне поперечне переміщення (крип), а також опір ребордного тертя.

У кожній серії (включаючи фрикційний експеримент) проводилося поступове незалежне збільшення вертикального навантаження, рушійної сили та додаткових обурюючих сил. Сили доводили до рівня свідомо перевищуючого характерні навантаження кранів. Ми вважаємо це важливим, оскільки додаткова інформація дозволяє судити про ступінь універсальності математичної моделі. 3

аналогічною метою був проведений окремий цикл випробувань із навантаженням моделі бічним зусиллям, що також не характерно для кранів. В останньому випадку були отримані цікаві результати, наприклад, був неодноразово зафіксований тривалий рух без торкання реборд.

Велика увага була приділена одержанню коректних тарувальних залежностей. При таруваннях датчиків сили проводилося багаторазове роздільне навантаження окремих сторін підвишеними вантажами, з'єднаними з кінцевими балками за допомогою синтетичних тросиків, перекинутих через блоки з мінімальним тертям. Навантаження кожним набором вантажів проводилося кілька раз. Отримані дані потім осереднювались засобами електронних таблиць.

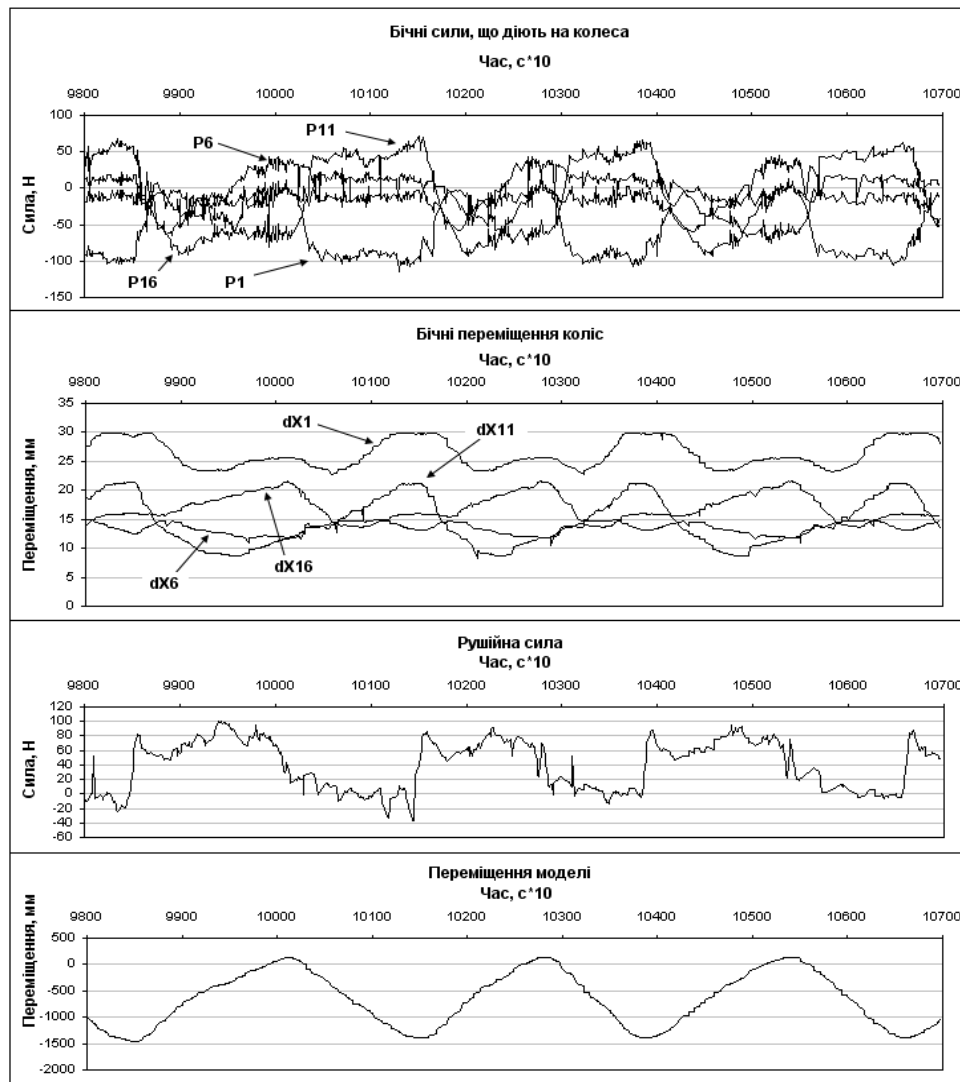


Рисунок 4 – Фрагмент результатів експерименту (рух моделі при наявності перекісного навантаження)

Перед кожною серією випробувань проводилася прокатка моделі зі зняттям показників датчиків бічних переміщень коліс. При цьому забезпечувався почерговий контакт зовнішніх і внутрішніх реборд.

При обробці результатів вимірів урахувалися додаткові навантаження, пов'язані з відхиленнями рейок у вертикальній площині.

У ході експерименту було отримано великий обсяг інформації, яка повинна бути використана для аналізу коректності математичної моделі. Приклади оброблених даних з урахуванням тарувань наведені на рис. 4.

Висновки. В роботі проаналізовані існуючі принципи теоретичного та експериментального дослідження мостових кранів у русі. Пропонується комплексний підхід з використанням нових можливостей обробки та зберігання даних. Проведені стендові випробування пружної моделі крана з підвищеною точністю вимірів основних параметрів. Результати випробувань використовуються для перевірки коректності математичної моделі, яка надалі може бути застосована для аналізу руху натурних кранів.

Результати дослідження можуть бути корисні при розробці уточненої методики розрахунків перекісних навантажень та відповідних опорів пересуванню для кранів мостового типу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Hannover H. Fahrverhalten von Brukkenalranen. / Hannover H. // Fördern und Heben. 21. – 1972. – 22 (1972): 5.
2. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 232 с.
3. Д.Н. Спицына. Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны при наличии неровностей подкрановых путей / Д.Н. Спицына, А.Н. Юрин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение 6 [675] 2016. с. 33–41
4. А.А. Дорофеев. Разработка и исследование систем электроприводов, обеспечивающих бесперекусное движение мостовых кранов. Диссертация. Липецк-2010
5. Орловский И.А. Уточненная математическая и имитационная модели электропривода перемещения мостового крана / Орловский И.А., Бут Ю.С. // Электротехника та електроенергетика. – 2007. – №2. – С. 39 – 51.
6. Д.В. Кочевинев Управление движением мостового крана с коррекцией перекуса и поперечного смещения / Д.В. Кочевинев, В.М.

Сканцев, В.Н. Федяев, Е.А. Федяева БГТУ, г. Брянск // Проблемы механики современных машин, 2012, т. 1

7. Бондаренко Л. Н. Параметры привода передвижения мостового крана в период пуска с учетом трения качения колеса по рельсу / Л. Н. Бондаренко, С. В. Ракша // Вісник Дніпропетровського національ-ного університету т залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – 2006. – № 10. – С. 29–31.

8. Marquardt H. Berechnungsmodell für die Horizontalkraften Brückenkränen Während der gleichformigen Fahrbewegung / Marquardt H. // Wissenschaftliche Zeitchrift TH Magdeburg. – 1973. – 17 (1973): 6.

9. Grigorov O.V. Motion of cranes of bridge type simulation in the MS Excel environment / Grigorov O.V., Stepochkina O.V. // Advanced Logistic Systems, Vol. 8, No. 1 (2014), pp. 33–40.

УДК 621.876.1:624.042.8

Зубко Н.Ф., к.т.н.; Немчук А.О., к.т.н.

Одесский национальный морской университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМАХ ПОДЪЁМА ПРИ НАЛИЧИИ СЛАБИНЫ КАНАТОВ

Предложены универсальная для возможных законов управления при пуске крановых механизмов подъёма программа и алгоритм моделирования динамических нагрузок в упругих связях при наличии первичной слабину грузовых канатов. Полученные результаты дают возможность прогнозировать значения коэффициентов динамичности в упругих связях механизмов в процессе их проектирования, а также оптимальной, в части динамических нагрузок механизмов, настройки систем управления приводами бесступенчатого регулирования скорости.

Ключевые слова: грузоподъёмные краны, слабина канатов, прогнозирование, динамические нагрузки.

Запропонована універсальна для можливих законів управління при пуску кранових механізмів підйому програма і алгоритм моделювання динамічних навантажень в пружних зв'язках при наявності первинної слабину вантажних канатів. Отримані результати дають можливість прогнозувати значення коефіцієнтів динамічності в пружних зв'язках механізмів в процесі їх проектування, а також оптимальної, в частині динамічних навантажень механізмів, настройки систем управління приводами безступенчатого регулювання швидкості.

Ключові слова: вантажопідйомні крани, слабина канатів, прогнозування, динамічні навантаження.

A universal program for possible control laws for launching crane lifting mechanisms and an algorithm for modeling dynamic loads in elastic bonds in the presence of primary slack of cargo ropes are proposed. The obtained results make it possible to predict the values of the dynamic coefficients in the elastic bonds of the mechanisms in the process of their design, as well as the optimal adjustment of the control systems for the drives of stepless speed control, with respect to the dynamic loads of the mechanisms.

Keywords: hoisting cranes, ropes slack, prediction, dynamic loads.

Введение. Слабина канатов при пуске механизмов подъёма грузоподъёмных машин вызывает существенное увеличение

динамических нагрузок в их элементах. Наличие этого фактора неизбежно для многих технологических вариантов работы универсальных грузоподъемных кранов. Например, применительно к порталным кранам это характерно в процессе разгрузки судов, по причине ограниченной видимости крановщиком размещения груза в трюме, вследствие некачественной настройки грейферного автомата при перегрузке навалочных грузов, в случаях использования грузовых электромагнитов, ручных захватных приспособлений и многих других случаях. Следовательно, исследование этого влияния при различных параметрах переходного процесса при пуске механизмов является актуальным.

Методам расчёта динамических нагрузок в механизмах подъёма при наличии слабины канатов посвящено достаточно много исследований. В первую очередь это работы Комарова М.С. [5], Казака С.А. [4], Волкова Д.П. [1], Зарецкого А.А. и других авторов. При этом вследствие громоздкости и сложности получаемых решений рассматривались в основном наиболее неблагоприятные случаи работы механизмов: пусковой момент двигателя принимался постоянным или соответствовал линейным механическим характеристикам реостатного пуска в крановых приводах с асинхронными электродвигателями. Влияние наличия слабины канатов на величину динамических при других характерных законах изменения движущего момента, в частности, в электроприводах с частотным регулированием скорости исследованы мало.

Постановка задачи. Задачей данной работы является разработка для разных законов управления при пуске крановых механизмов универсального алгоритма моделирования динамической нагрузки в упругих связях и определение влияния первичной слабины грузовых канатов на величину коэффициентов динамичности.

Примечание: Приводимые ниже графические зависимости и значения коэффициентов динамичности получены применительно к грейферному порталному крану грузоподъемностью 16 т. При этом с учётом неравномерного распределения нагрузки в грейферном режиме каждая лебёдка рассчитывалась на грузоподъемность 9 т при скорости подъёма 1 м/с и времени разгона до номинальной скорости 1,5 с.

Расчёты проводились с использованием программ Mathcad.

Результаты исследования. Системы электропривода с частотным регулированием в последние годы являются основным типом привода механизмов грузоподъемных кранов. Эти системы позволяют обеспечивать достаточно благоприятные законы управления в отношении динамических нагрузок в их упругих связях.

Исследование проведено относительно двух достаточно характерных для современных систем кранового электропривода законов пускового ускорения: трапецеидального и косинусоидального.

Прямолинейная трапеция:

$$a_1(t) = a_{11}(t) + a_{12}(t) + a_{13}(t) \quad (1)$$

При этом $a_{11}(t) = \left[\frac{v_y}{(t_p - t_n)} \right] \frac{t}{t_n}$ для $t < t_n$; (2)

$$a_{12}(t) = \frac{v_y}{(t_p - t_n)} \quad \text{для} \quad t_n < t < (t_p - t_n); \quad (3)$$

$$a_{13}(t) = \left[\frac{v_y}{(t_p - t_n)} \right] \frac{(t_p - t)}{t_n} \quad \text{для} \quad (t_p - t_n) < t < t_p. \quad (4)$$

Заметим, что $\max a_1(t) = \frac{v_y}{(t_p - t_n)}$. (5)

Косинусоида: $a_2(t) = \frac{v_y}{t_p} [1 - \cos(\frac{2\pi t}{t_p})]$. $\max a_2(t) = \frac{2v_y}{t_p}$. (6)

Условные обозначения в формулах:

t – текущее время; t_p – время разгона механизма до установившейся скорости v_y , t_n – время нарастания ускорения до $\max a(t)$ в прямолинейной трапеции.

Графические зависимости скорости и ускорения представлены на рис.1.

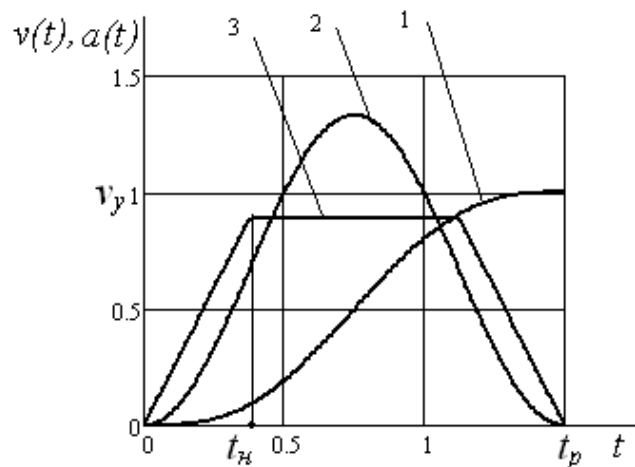


Рис. 1. Законы изменения скорости и ускорений, принятые для анализа динамических нагрузок (формулы (1) и (6)): 1- $v(t)$; 2 - $a_2(t)$; 3 - $a_1(t)$.

В ряде ранее выполненных исследований, в частности в работах [1, 3], установлено, что с достаточной точностью расчёт динамических нагрузок в механизмах грузоподъёмных кранов можно выполнять на

основе двух массовых расчётных схем с постоянными массами, коэффициентами жёсткости упругих звеньев и силами статического сопротивления. При этом фактор демпфирования упругих колебаний, в частности грузовых канатов, на начальной стадии переходного процесса можно не учитывать.

В этом случае деформация упругой связи системы, например, деформация канатов грузовой лебёдки крана, $s(t)$, определяется зависимостью [2]:

$$s(t) = s(0) \cos(kt) + \frac{\partial s(0)}{\partial t} \frac{\sin(kt)}{k} + \frac{k}{c} \int_0^t G \sin k(t-u) du + \frac{1}{m_1 k} \int_0^t P_{изб}(u) \sin k(t-u) du, \quad (7)$$

где G – сила тяжести груза; t – текущее время; u – промежуточная переменная интегрирования; m_1 – масса движущихся элементов механизма, приведенная к концам канатов, сбегающих с грузового барабана; m_2 – масса груза; $P_{изб}(t)$ – избыточный момент двигателя в период пуска механизма; $s(0)$ – начальная деформация канатов в точках сопряжения составного закона управления (1) в процессе пуска механизма; c и k – соответственно, коэффициент жёсткости и основная частота собственных колебаний канатной подвески груза. При этом

$$k = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)c}{m_1 m_2}}, \text{ период собственных колебаний системы}$$

$$T = \frac{2\pi}{k} \text{ и}$$

$$P_{изб}(t) = (m_1 + m_2) a(t). \quad (8)$$

Избыточное усилие двигателя $P_{изб}(t)$ должно обеспечивать разгон механизма до установившейся скорости v_y за заданное время t_p , то есть должно на основании зависимости (8) отвечать условию:

$$(m_1 + m_2) \int_0^{t_p} a_i(t) dt = v_y. \quad (9)$$

Расчёт динамических нагрузок в упругих связях крановых механизмов в процессе пуска при наличии слабины канатов включает три этапа:

1. Выборка слабины канатов с прогибом длиной L .
2. Нагрузка канатов до статического сопротивления G ;
3. Подъём груза с ускорением до номинальной скорости.

Выборка слабины канатов осуществляется при управлении по скорости или при управлении по моменту двигателя с предпусковой характеристикой, обеспечивающей ограничение скорости этой выборки.

А. Трапецеидальный закон изменения ускорения при пуске механизма (рис. 1, кривая 3 – $a_1(t)$).

1-й этап. Выборка слабины канатов.

На этапе выборки слабины канатов движется только первая масса с ускорением $a_c(t)$. Параметры этого ускорения, допускаемая скорость выборки слабины каната v_c , время разгона первой массы до этой скорости t_c и время нарастания ускорения на этом этапе t_{nc} выбраны из условия сохранения величины основного максимального ускорения (5), то есть поэтапно на участках:

$$a_c(t) = \max a_1(t) \left(\frac{t}{t_{nc}} + 1 + \frac{t_c - t_{nc}}{t_{nc}} \right). \quad (10)$$

Движущее усилие на предпусковой ступени, соответствующее заданному закону движения первой массы (10):

$$P_{dc}(t) = m_1 a_c(t) + G_c, \quad \max P_{dc}(t) = m_1 \max a_c(t) + G_c. \quad (11)$$

Здесь G_c – сила тяжести свисающей части канатного полиспада. В большинстве случаев $G_c \ll G$ и этой силой можно пренебречь. Графическая зависимость $P_{dc}(t)$ приведена на рис. 2а.

Скорость выборки слабины каната $v_n(t)$ до достижения её допустимого значения v_c :

$$v_n(t) = \begin{cases} \int_0^t a_c(t) dt & \text{для } v_n(t) < v_c. \\ v_c & \text{для } v_n(t) > v_c. \end{cases} \quad (12)$$

График выборки слабины канатов показан на рис. 2б. Время выборки t_L слабины канатов с прогибом длиной L определяется с учётом (11) из соотношения:

$$\int_0^{t_L} v_n(t) dt = L. \quad (13)$$

Решение уравнения (13) при допустимой скорости $v_c=0.2$ м/с и прогиба канатов $L=0.1$ м даёт значение времени его выборки $t_L=0.62$ с (см. рис. 2б). Это время является окончанием 1-го этапа движения механизма и определяет начальные условия следующего этапа.

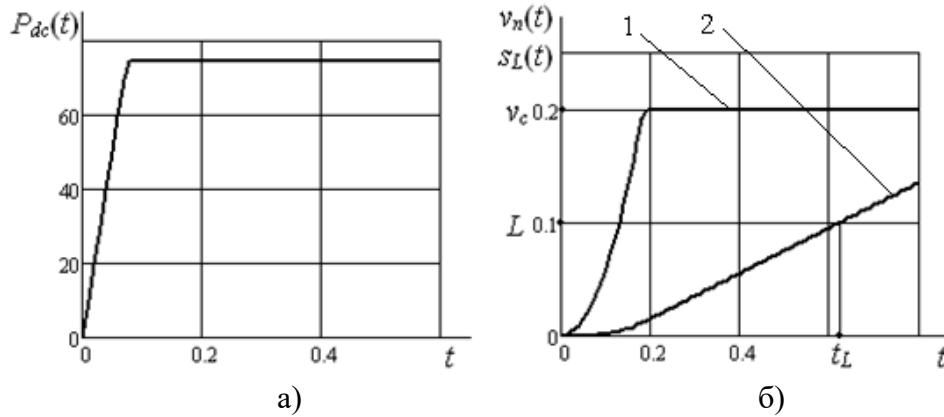


Рис.2. Графики изменения движущего усилия $P_{dc}(t)$ кН (рис. 2а), 1- скорости $v_n(t)$ м/с и 2 –длины прогиба $s_L(t)$ м (рис. 2б) в процессе выборки слабины канатов.

График движущего усилия, приведенного к грузовым канатам на последующих этапах движения механизма показан на рис.3.

На интервале времени $[0-t_{ng}]$ происходит нарастание движущего усилия до значения статической нагрузки G . Время t_{ng} назначалось из условия сохранения значения максимального ускорения (5) при пуске механизма. Это условие сокращает общее время переходного процесса и обеспечивает непрерывность линейной формы нарастания движущего усилия от нуля до максимального пускового значения, что допускает автоматический переход от натяжения канатов до подъема груза (рис. 3).

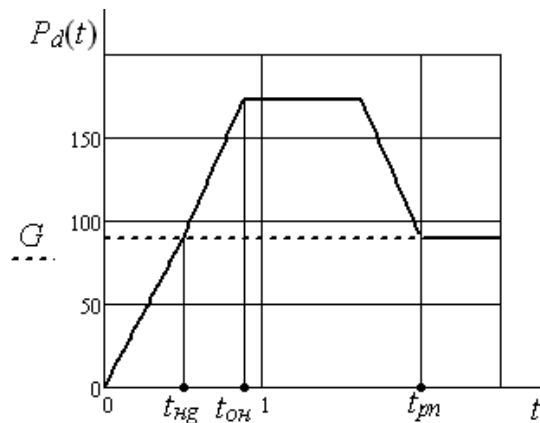


Рис.3. График движущего усилия при подъеме груза после выборки слабины канатов.

Общее время нарастания движущего усилия от 0 до $maxP_d(t)$ равно $t_{он} = t_{ng} + t_n$. На величину t_{ng} увеличивается также полное время пуска механизма $t_{пр} = t_{ng} + t_p$. В условиях примера $t_{ng} = 0,5$ с, как и в

большинстве других случаев, это увеличение не велико и существенно не влияет на продолжительность рабочего цикла машины.

На интервале $[t_{нг} < t < t_n]$ выполняется ускорение механизма до номинальной скорости в соответствии с трапецеидальной зависимостью (8) для $P_{изб}(t)$.

2-й этап. Натяжение канатов до статической нагрузки G.

Зависимость движущего усилия на 2-ом этапе:

$$P_{d2}(t) = G \frac{t}{t_{нг}}, \quad (14)$$

где $t_{нг}$ – время нарастания движущего усилия от нуля до значения статической нагрузки G .

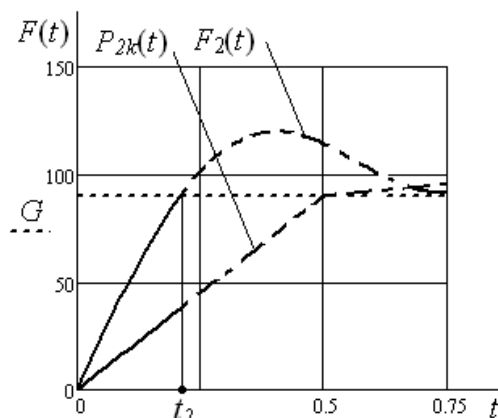


Рис.4. Зависимости нагрузки в канатах $F_2(t)$ и движущего усилия $P_{2к}(t)$ на 2-ом этапе движения.

Уравнение движения системы на 2-ом этапе при начальных условиях $s_2(0) = 0$, $ds_2(0)/dt = v_c$:

$$s_2(t) = \frac{v_c}{k_2} \sin(k_2 t) + \frac{1}{m_1 k_2} \int_0^t P_2(u) \sin(k_2(t-u)) du. \quad (15)$$

Здесь u – промежуточная переменная интегрирования;

$k_2 = \sqrt{c/m_1}$ - частота собственных колебаний системы при движении только первой массы.

Зависимости нагрузки в канатах на этом этапе $F_2(t) = cs_2(t)$ и движущего усилия в механизме $P_{2к}(t)$ показаны на рис.4.

Очевидно, что момент времени окончания 2-го этапа t_2 определяется уравнением:

$$F_2(t_2) = G, \quad (16)$$

то есть моментом достижения статической нагрузки в канатах.

Применительно к нашим расчётам (см. рис. 4) время $t_2 = 0,21$ с, то есть достижение нагрузки в канатах статического значения наступает значительно раньше, чем движущего усилия $P_{2к}(t)$,

При $t > t_2$ в движение приходят обе массы и уравнение (15) становится недействительным.

3-й этап $t > t_2$. В движение приходят обе приведенные массы.

3.1. Интервал движения $[t_2 \div t_{он}]$ - продолжение нарастания движущего усилия до максимального значения $\max P_d(t)$.

На этом участке закон движущего усилия $P_{31}(t) = P_d(t + t_2)$.
Расчётные значения движущего усилия в контрольных точках:

$$P_{31}(0) = 37,8 \text{ кН}, P_{31}(t_{нг}) = 90 \text{ кН} = G, P_{31}(t_{он}) = 172,7 \text{ кН} = \max P_d(t).$$

Начальные условия движения:

$$s_{31}(0) = s_2(t_2); \quad \frac{ds_{31}(0)}{dt} = \frac{ds_2(t_2)}{dt}.$$

Решая уравнение (7) при указанной зависимости $P_{31}(t)$ и начальных условиях движения находим зависимость нагрузки в канатах $F_{31}(t)$ на этом этапе.

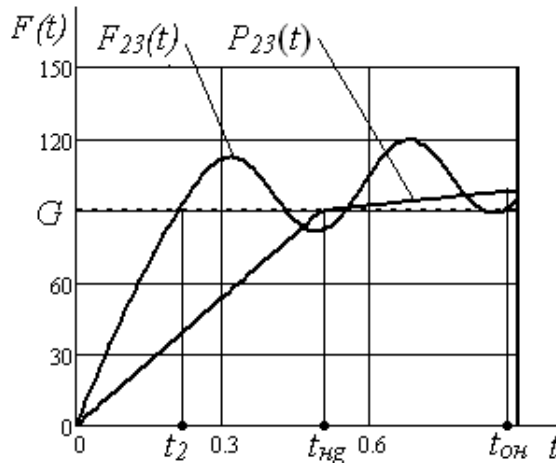


Рис. 5. Зависимость объединённой нагрузки в канатах $F_{23}(t)$ и движущего усилия $P_{23}(t)$ на полном интервале его нарастания $[0 \div t_{он}]$.

Объединённые зависимости нагрузки в канатах $F_{23}(t) = F_2(t) + F_{31}(t)$ и движущего усилия $P_{23}(t)$ на полном интервале его нарастания $[0 \div t_{он}]$ показаны на рис. 5.

Как следует из дальнейших расчётов, в условиях примера нагрузка в канатах достигает максимума ещё на этапе нарастания пускового усилия.

3.2. Интервал движения [$t_{он} \div (t_{pn} - t_n)$].

Движущее усилие на этом участке постоянно и равно максимальному значению, то есть $P_{32}(t) = \max P_d(t)$ (см. рис.3). Начальные условия движения:

$$s_{32}(0) = s_{31}(t_{он}); \quad \frac{ds_{32}(0)}{dt} = \frac{ds_{31}(t_{он})}{dt}.$$

Из уравнения (7) для этих начальных данных находим зависимость усилия в канатах $F_{32}(t)$.

3.3. Интервал движения [$(t_{pn} - t_n) \div t_{pn}$].

Движущее усилие на этом интервале $P_{33}(t) = P_d(t + (t_{pn} - t_n))$ снижается до значения G , скорость груза достигает номинального значения. Начальные условия движения:

$$s_{33}(0) = s_{32}(t_{pn} - t_n); \quad \frac{ds_{33}(0)}{dt} = \frac{ds_{32}(t_{pn} - t_n)}{dt}.$$

Как и раньше на основании решения уравнения (7) находим нагрузку в канатах на этом этапе $F_{33}(t)$.

Общая зависимость усилия в канатах $F_3(t)$ на полном интервале разгона механизма [$0 \div (t_{pn} - t_n)$]:

$$F_3(t) = \begin{cases} F_{32}(t) & \text{если } t_{он} \leq t \leq (t_{pn} - t_n) \\ F_{33}(t - (t_{pn} - t_n)) & \text{если } (t_{pn} - t_n) < t \leq t_{pn} \end{cases} \quad (17)$$

3.4. Интервал установившегося движения [$t > t_{pn}$].

На интервале 3.3 механизм достигает номинальной скорости и на интервале 3.4 наступает установившееся движение. Движущее усилие равно статическому сопротивлению, то есть $P_{34}(t) = G$.

Начальные условия движения:

$$s_{34}(0) = s_{33}(t_{pn}); \quad \frac{ds_{34}(0)}{dt} = \frac{ds_{33}(t_{pn})}{dt}.$$

С учётом представленных зависимостей, используя уравнение (7), определяем усилие в канатах на последнем этапе $F_{34}(t)$.

Итоговая зависимость усилия в грузовых канатах в период пуска механизма подъёма при трапецеидальном законе изменения избыточного момента $F_T(t)$:

$$F_{321}(t) = \begin{cases} F_{23}(t) & \text{если } t \leq t_{он} \\ F_{32}(t - t_{он}) & \text{если } t > t_{он} \end{cases} \quad (18)$$

$$F_T(t) = \begin{cases} F_{331}(t) & \text{если } (t_{pn} - t_n) \leq t \leq t_{pn} \\ F_{34}(t - (t_{pn} - t_n)) & \text{если } t > t_{pn} \end{cases} \quad (19)$$

Общая зависимость натяжения канатов $F_T(t)$ по формуле (20), включая начало установившегося движения механизма, приведена на рис. 6.

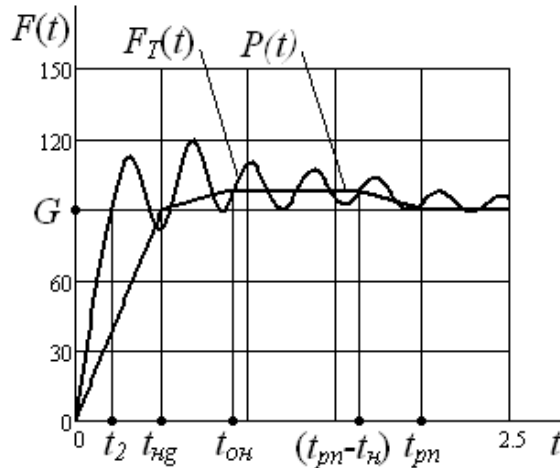


Рис. 6. Зависимость натяжения канатов $F_T(t)$ и движущего усилия $P(t)$ в процессе пуска механизма подъёма после выборки слабины канатов.

Графическая зависимость усилия в канатах и движущего усилия на рассматриваемом участке движения (19), то есть на полном интервале разгона механизма ($0 \div t_{pn}$) приведена на рис. 6.

Примечание: На рисунках 6 и далее 7 с целью выделения максимального значения нагрузки в канатах сразу после его появления условно введен коэффициент демпфирования колебаний. Этот коэффициент не может влиять на значение максимума.

В крановых механизмах подъёма приведенная масса привода иногда в сотни раз превосходит приведенную массу груза. Поэтому пусковое усилие двигателя даже в современных системах привода в значительной мере затрачивается на ускорение масс элементов привода. В частности в нашем примере на первой массе $\max P_d(t) = 172,7$ кН. На второй массе это усилие существенно меньше, $\max P(t) = G + m_2 \max a_I(t) = 98$ кН, (см. рис.6).

Максимальная нагрузка канатов $\max F_T(t) = 120$ кН (см. рис.6). При весе груза $G = 90$ кН общий коэффициент динамичности нагрузки в канатах $k_d = \max F_T(t) / G = 1,34$.

В. Косинусоидальный закон изменения ускорения при пуске механизма (рис. 1, кривая 2 – $a_2(t)$).

Для оценки влияния закона управления на коэффициент динамичности при подъёме груза с начальной слабиной каната рассмотрен второй вариант закона изменения ускорения: «косинусоида» (рис.1, кривая 2). При этом исходные данные, уравнения движения и алгоритм расчётов остались теми же, что и в предыдущем случае. Результат расчётов в форме зависимостей натяжения канатов $F_k(t)$ и движущего усилия $P(t)$ в процессе пуска механизма подъёма после выборки слабины канатов представлены на рис.7.

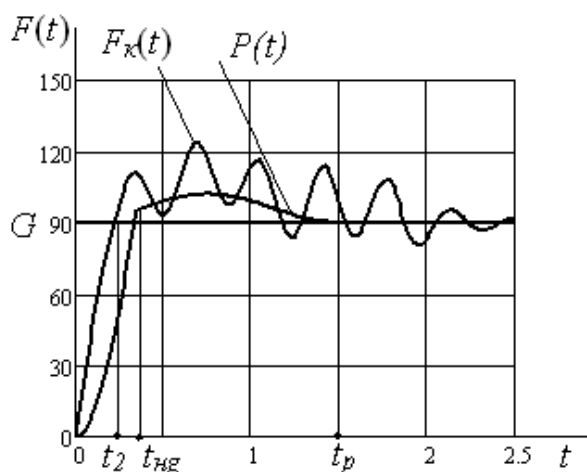


Рис.7. Зависимость натяжения канатов $F_k(t)$ и движущего усилия $P(t)$ в процессе пуска механизма подъёма после выборки слабины канатов.

Как и в предыдущем случае здесь натяжение канатов достигает максимума $\max F_k(t)=123.7$ кН во 2-ом периоде. Общий коэффициент динамичности нагрузки в канатах $k_{\partial K}=1.37$.

Таблица 1.

Результаты расчётов коэффициентов динамичности при разных предельных скоростях выборки слабины канатов v_c м/с.

v_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
$k_{\partial T}$	1.23	1.34	1.56	1.75	1.9
$k_{\partial K}$	1.4	1.37	1.56	1.75	1.92

В табл. 1 приведены результаты расчётов при прежних условиях примера коэффициентов динамичности для различных значениях

предельной скорости выборки слабины канатов v_c при трапецеидальном (k_{dT}) и косинусоидальном (k_{dK}) законах управления.

Как следует из приведенных в табл.1 результатов коэффициенты динамичности при разных значениях предельной скорости выборки слабины канатов достаточно близкие для обоих вариантов расчёта, то есть по этому показателю рассмотренные законы управления можно считать равноценными.

При расчёте рассматриваемой нами машины предусматривался коэффициент динамичности $k_d=1,4$. Следовательно, допускаемая скорость выборки слабины канатов не должна превышать $0,2$ м/с.

Выводы

1. Предложена универсальная для возможных законов управления при пуске крановых механизмов подъёма программа моделирования динамических нагрузок в упругих связях, в том числе при наличии первичной слабины грузовых канатов.

2. Полученные результаты дают возможность прогнозировать значения коэффициентов динамичности в упругих связях механизмов в процессе их проектирования, а также оптимальной, в части динамических нагрузок механизмов, настройки систем управления приводами бесступенчатого регулирования скорости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. – М: Машиностроение, 1965. – 463 с.
2. Герасимьяк Р. П., В. В. Субботин. Улучшение качества переходных процессов при выборе зазора в электромеханических системах // Электротехнические и компьютерные системы. – К.: Техника. – № 10 (86). – 2013.
3. Зубко Н.Ф. Квазиоптимальное управление динамической системой с нестабильными параметрами. Сб. «Системы и средства поддержки решений в процессах управления на транспорте». Институт кибернетики имени В.М. Глушкова АН Украины. – Киев, 1993.
4. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
5. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – Киев-Москва: МАШГИЗ, 1969. – 267 с.

УДК 677.72.0012

Мамаев Л.М.¹, к.т.н.; Ракша С.В.², д.т.н.; Солод В.Ю.¹, к.т.н.

¹Дніпровський державний технічний університет

²Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна

К РАСЧЕТУ БРОНИРОВАННЫХ КАБЕЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Разработана теория расчета бронированных кабелей повышенной работоспособности и надежности в эксплуатации. Получены формулы, которые могут быть использованы при конструировании бронированных кабелей.

Розроблена теорія розрахунку броньованих кабелів з підвищеною працездатністю та надійністю в експлуатації. Одержані формули, які можуть бути використані при конструюванні броньованих кабелів.

Es wurde die Berechnungstheorie für gepanzerten Kabeln mit hochwertiger Qualität und Sicherheit im Betrieb entwickelt. Es gibt Formeln, die wir für das Erzeugen der gepanzerten Kabeln gebrauchen können.

Постановка проблемы. Существующий в настоящее время метод статического расчета канатов и кабелей по коэффициенту запаса прочности не учитывает всей сложности их конструкции и действительной картины возникающих в них напряжений. Неполноценность расчета канатов и кабелей по условному статическому коэффициенту прочности давно побудила инженерную мысль к разработке более совершенной теории. Такая теория необходима как для правильного выбора типа каната или кабеля, так и для дальнейшего совершенствования их конструкций.

Работа канатов и кабелей при температурных воздействиях требует специфического подхода к вопросам конструирования, расчета, эксплуатации. Особенно существенно влияние температуры на прочность и долговечность конструкции сказывается на биметаллических витых системах: антенные, витые провода высоковольтных линий электропередач, каротажные кабели и т.д.

При циклическом нагреве происходит снижение прочности кабеля и его срока службы. Актуальным остается также изучение напряженного состояния каната или кабеля, покрытого шланговой оболочкой при изгибе на огибающих роликах и барабанах.

Целью настоящей работы является исследование напряжений

в конструкциях канатов и кабелей с учетом температурного фактора, вопросы рационального конструирования.

Бронированные каротажные кабели работают на растяжение свободно подвешенным грузом. Особенность работы подобных кабелей заключается в том, что под действием механической нагрузки и изменения температуры они испытывают кручение. В результате значительно возрастает их конструктивное удлинение, происходит резкое перераспределение нагрузки между отдельными элементами кабеля. Величина нагрузки на винтовой элемент при этом полностью зависит от геометрического положения его в поперечном сечении кабеля. Особенно перенапряженными оказываются токоведущие жилы, расположенные в центре кабеля. Поэтому узловым вопросом с точки зрения механической прочности и надежности в работе бронированного кабеля является обеспечение нераскручиваемости его под действием растягивающего усилия и изменения температуры.

При свободной подвеске груза деформации кабеля определяются по формулам [2]:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2^t &= \frac{B}{\Delta} T + \frac{B\lambda - C\gamma}{\Delta} t(x); \\ \theta = \theta_1 + \theta_1^t &= -\frac{C}{\Delta} T + \frac{A\gamma - C\lambda}{\Delta} t(x), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где ε, θ – продольная и поперечная деформации кабеля; $\varepsilon_1, \varepsilon_2^t$ – продольные деформации от механической и температурной нагрузок; θ_1, θ_1^t – поперечные деформации от механической и температурной нагрузок; A, B, C – агрегатные коэффициенты механической жесткости; λ, γ – агрегатные коэффициенты температурной жесткости; T – осевое усилие; $t(x)$ – температура нагрева каната;

$$\Delta = AB - C^2.$$

Очевидно, что кабель будет свободным от кручения, если выполняется условие

$$C = 0; \quad \gamma = 0. \quad (2)$$

В этом случае $\theta = 0$ и кабель испытывает минимальное удлинение, равное удлинению при чистом растяжении.

Расчеты показывают, что при определении коэффициентов C и γ с достаточной степенью точности можно пользоваться только первыми слагаемыми, зависящими от продольной жесткости кабеля [2]:

$$\left. \begin{aligned} C &= \sum E_i F_i \cos^2 \alpha_i \sin \alpha_i; \\ \gamma &= \sum E_i F_i r_i (v_i - \xi_i \sin^2 \alpha_i) \sin^2 \alpha_i, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $E_i F_i$ – жесткость проволоки при растяжении; r_i – радиус свивки проволоки; α_i – угол свивки проволоки; V_i – коэффициент линейного расширения материала проволоки; ξ_i – коэффициент, который характеризует изменение радиуса свивки проволоки при нагреве.

В этих уравнениях синус угла свивки входит в нечетной степени, поэтому изменяя направление повивов элементов кабеля и варьируя параметрами свивки токоведущих жил и проволок брони (радиусы свивки, углы свивки и модули упругости), можно получить значение коэффициентов C и γ необходимого знака и в итоге прийти к равенствам

$$C = \sum C_i = 0; \quad \gamma = \sum \gamma_i = 0. \quad (4)$$

Параметры токоведущих жил и диаметр сердечника кабеля, как правило, предопределяются условиями эксплуатации, характером исследования, требованиями электрических, теплофизических, механических свойств и т.д. Поэтому при построении уравновешенной некрутящейся конструкции бронированного кабеля можно считать параметры токоведущих жил и диаметр сердечника заведомо известными величинами. Поверх сердечника накладывается внутренний слой брони с параметрами: $r_i, \alpha_i, \delta_i, n_i$. Тогда внутренняя часть кабеля, включая токоведущие жилы и первый слой брони, имеет значение коэффициентов C_B и γ_B . Неизвестными величинами являются параметры внешнего слоя брони $r_2, \alpha_2, \delta_2, n_2$, а также значения коэффициентов C_n и γ_i для наружного слоя брони. Для нахождения этих величин используем условие уравновешенности кабеля:

$$C_B = C_i; \quad \gamma_B = \gamma_i. \quad (5)$$

Принимая во внимание, что площадь сечения проволоки $F = \frac{\pi \delta^2}{4}$, условие уравновешенности кабеля можно записать в виде:

$$n_2 \delta_2^2 r_2 \sin \alpha_2 \cos^2 \alpha_2 = \frac{4C_B}{\pi E}; \quad (6)$$

$$n_2 \delta_2^2 r_2 (v_2 - \xi_2 \sin^2 \alpha_2) = \frac{4\gamma_B}{\pi E}. \quad (7)$$

Полученные уравнения содержат четыре неизвестных. Дополнительные условия дают геометрические уравнения, учитывающие плотность укладки проволок в слое в процессе свивки:

$$\frac{n_2 \delta_2}{\cos \alpha_2} = 2\pi r_2; \quad r_2 = r'_B + \frac{\delta_2}{2}, \quad (8)$$

где r'_B – внешний радиус внутреннего слоя брони.

Совместное решение уравнений (6...8) позволяет определить искомые параметры элементов бронированного кабеля, которые обеспечивают полную его уравновешенность от кручения под действием растягивающей нагрузки и изменения температуры.

Для примера определим параметры внешнего слоя брони стандартного термостойкого бронированного кабеля КОБДФ-6, которые обеспечили бы его полную уравновешенность от кручения.

Данные к расчету: кабель имеет одну токоведущую медную жилу конструкции 1+6; диаметр проволоки $\delta_{жс} = 0,35$ мм; угол свивки $\alpha_{жс} = 19^\circ$, средний радиус свивки $r_{жс} = 0,35$ мм, радиус сердечника $r_c = 2,125$ мм; материал изоляции – фторопласт – 40 Ш. Внутренний слой брони содержит 14 стальных проволок; диаметр проволок $\delta_1 = 1,1$ мм; угол свивки $\alpha_1 = 22^\circ 50'$; средний радиус свивки $r_1 = 2,675$ мм. Модули упругости: для стали $E_{ст} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; для меди $E_m = 1,3 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициенты температурного линейного расширения для стали $\nu_{ст} = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/град; для меди $\nu_m = 17 \cdot 10^{-6}$ 1/град; для фторопласта $\nu_\phi = 90 \cdot 10^{-6}$ 1/град.

Значение коэффициентов C_B и γ_B для внутренней составляющей кабеля, включая первый повив брони:

$$C_B = 21,8 \cdot 10^2 \text{ Нм}; \quad \gamma_B = 98,5 \cdot 10^{-4} \text{ Нм/}^\circ\text{С.}$$

В результате получены следующие параметры внешнего слоя брони, обеспечивающие уравновешенность кабеля от кручения: $r_2 = 3,83$ мм; $\alpha_2 = 39^\circ$; $\delta_2 = 0,6$ мм; $n_2 = 28$.

Из расчета видно, что выполнение условия уравновешенности бронированного кабеля приводит к тому, что проволоки в наружном слое брони получаются тоньше, чем во внутреннем слое.

Однако, применение бронированных кабелей, имеющих утоненные стальные проволоки в наружном слое брони, вполне оправдывается только в тех случаях, когда кабель не подвержен поверхностному истиранию.

Применение подобных кабелей, например, в качестве каротажных для разведки буровых скважин оказывается нецелесообразным, так как такой кабель в процессе эксплуатации испытывает большой абразивный износ вследствие трения о стенки скважины. При этом утоненные проволоки внешнего слоя быстро истираются, рвутся и кабель преждевременно выходит из строя. Поэтому в бронированных кабелях, предназначенных для работы в условиях абразивного износа, игнорируя частично его

уравновешенностью от кручения, идут на применение утолщенных проволок. Это увеличивает износостойкость кабеля, но приводит к некоторому раскручиванию его под нагрузкой и перенапряжению токоведущих жил.

В связи с этим необходимо произвести оценку степени неуравновешенности конструкции кабеля и определить допускаемые пределы, в которых не происходит существенных изменений его силовых характеристик. Введем для этого понятие относительной неуравновешенности конструкции кабеля от действия механической нагрузки ψ_C и изменения температуры ψ_γ :

$$\psi_C = \frac{\Delta C}{C_m}, \quad \psi_\gamma = \frac{\Delta \gamma}{\gamma_m}, \quad (9)$$

где ΔC и $\Delta \gamma$ – неуравновешенная часть крутящего момента соответственно от механической нагрузки и изменения температуры; C_m и γ_m – максимально возможное значение этих коэффициентов в пределах данной конструкции.

В каждом конкретном случае пределы ψ_C и ψ_γ могут быть различными, зависящими от величины механической нагрузки, интервала температур, а также структурной неоднородности кабеля. Анализ бронированных кабелей в соответствии с условиями (9) позволяет выбрать пределы, в которых определенная степень неуравновешенности от кручения не приводит к значительному перераспределению напряжений в их элементах.

В конструировании бронированных кабелей представляет интерес такое построение токоведущих элементов жилы, при котором они не испытывают осевых деформаций удлинения под нагрузкой. Для получения жил, устойчивых к деформациям кабеля под нагрузкой, необходимо, чтобы максимально возможная упругая деформация брони не вызывала остаточных деформаций в токоведущих элементах жилы.

Относительное удлинение элементов кабеля (токоведущих жил, проволок брони) при растяжении определяется по формуле [3]

$$\varepsilon_S = \varepsilon (\cos^2 \alpha \pm \sin \alpha \cos \alpha). \quad (10)$$

Знак плюс в этой формуле выбирается в том случае, когда слой жилы закручивается, знак минус, когда слой жилы раскручивается. Если кабель сделать крутящимся под действием свободно подвешенного груза, то соответствующим выбором направления свивки токоведущих жил можно заставить их также раскручиваться. Путем соответствующего подбора величин членов, входящих в формулу (10), можно достичь такого положения, когда ε_S становится равным нулю и жила не получает осевой деформации. Это приводит к

следующему уравнению для выбора основных параметров свивки токоведущих жил

$$r_{\text{жс}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{жс}} = \frac{\varepsilon}{\theta}. \quad (11)$$

Отношение агрегатных деформаций кабеля $\frac{\varepsilon}{\theta}$ определяется в основном конструкцией брони и будет для данного кабеля величиной постоянной, очень слабо зависящей от нагрузки. Поэтому условие нерастяжимости токоведущих жил ($\varepsilon_S = 0$) практически будет сохраняться во всем диапазоне рабочих нагрузок. При более точных расчетах, если отношение $\frac{\varepsilon}{\theta}$ в силу возможной нелинейности деформаций будет изменяться с изменением нагрузки, величину отношения $\frac{\varepsilon}{\theta}$ и зависящие от этого параметры токоведущих жил подбирают для наиболее вероятных величин нагрузок.

Формула (11) имеет смысл при конструировании кабелей не только со спиральной двухслойной броней, но и для кабелей, свитых из бронированных токоведущих жил. При свободной подвеске груза отношение агрегатных деформаций можно представить в виде

$$\frac{\varepsilon}{\theta} = -\frac{B}{C} = \text{const}. \quad (12)$$

Проверим, насколько удовлетворяется условие (11) для токоведущих жил кабеля КОБДФ-6 из предыдущего примера. Отношение агрегатных коэффициентов $\frac{B}{C}$ для данного кабеля равно 3,46.

Учитывая, что

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{жс}} = \frac{2\pi r_{\text{жс}}}{h},$$

получим уравнение для выбора параметров токоведущих жил кабеля в виде

$$r_{\text{жс}}^2 = 0,55h.$$

Для центральной медной проволоки жилы условие нерастяжимости явно не выполняется. При заданном радиусе свивки слоя жилы, навитого на центральную проволоку, выполнение условия нерастяжимости достигается при $h = 0,22$ мм. Однако, это практически не осуществимо ввиду малых шагов свивки проволок жилы ($h < \delta_{\text{жс}}$).

При заданных параметрах брони кабеля условие (11) можно выполнить за счет увеличения радиуса жилы. Но это в свою очередь приводит к изменению толщины изоляционной оболочки, что необходимо увязывать с требованиями электрических и теплофизических характеристик кабеля.

Экспериментальная проверка влияния температуры на деформации кабеля осуществлялась путем нагрева образцов бронированного кабеля КОБДФ-1 длиной один метр в специальной электронагревательной установке при одновременном его растяжении свободно подвешенным грузом весом 590 Н. Температура нагрева образцов кабеля в процессе испытания поддерживалась постоянной по длине и изменялась в интервале 20 – 140°C, что не приводило к структурным превращениям материала изоляционной оболочки.

По данным опытов и расчета по приведенным формулам построены графики зависимости удлинения U и кручения кабеля V от температуры нагрева (рис.). Сплошной линией обозначены данные опыта, пунктирной – расчетные данные. При температуре нагрева близкой 100°C наблюдается полное совпадение температурных деформаций, полученных расчетным и экспериментальным путем. Дальнейший нагрев сопровождается постепенным ростом температурных деформаций по сравнению с расчетными зависимостями. Это явление можно объяснить влиянием температуры нагрева на физические характеристики материала проволок (E ; ν), что не учтено в расчете.

Агрегатные коэффициенты механической жесткости A , B и C проведены в работах М.Ф.Глушко [1].

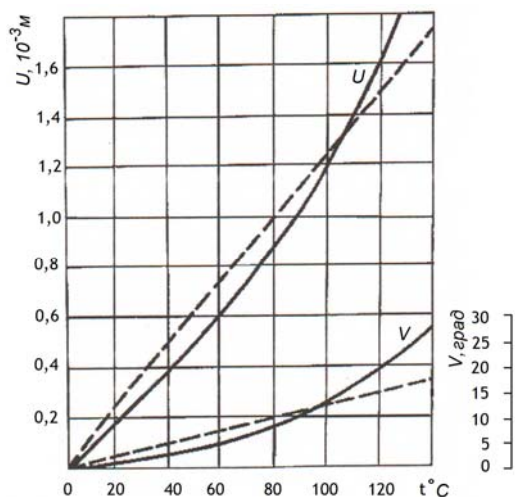


Рис. Графики зависимости удлинения и кручения кабеля от температуры нагрева

Проведенные опыты по изменению температурных деформаций кабеля и удовлетворительное совпадение полученных результатов с расчетом является убедительной проверкой агрегатных коэффициентов температурной жесткости λ и γ , а также подтверждением математической модели.

Выводы. Полученные теоретические зависимости имеют важное значение для практики конструирования бронированных кабелей, поскольку дают возможность значительно улучшить работу всех их элементов и, следовательно, повысить стабильность и надежность кабеля и процессе эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты, Киев, "Техніка", 1966.
2. Глушко М.Ф., Волоконский В.Ф., Мамаев Л.М. Расчет канатов и биметаллических тросов линий электропередач с учетом температурного воздействия, Сб. "Стальные канаты", № 5, 1968, С. 157 – 161.
3. Мамаев Л.М. Расчет кабель-канатов с учетом температурного воздействия, Сб. "Стальные канаты", № 6, Київ, "Техніка", 1969, С. 49 – 58.
4. Мамаев Л.М., Михайлусь А.С., Самойленко Д.С. Геометрические уравнения деформации каната с учетом температурного фактора, Сб. научных трудов Керченского морского технологического университета, № 6, Керчь, 2006, С. 33 – 34.
5. Мамаев Л.М., Шитиков Д.А., Самойленко Д.С. Исследование напряжений в кабель-канатах и тросах с учетом зависимости физических констант материала проволок от температуры нагрева, "Математичне моделювання", Науковий журнал. № 14, Дніпродзержинськ, 2005, С. 30 – 32.

УДК 621.86

Григоров О.В., д.т.н.; Ожунь А.О.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

УДОСКОНАЛЕННЯ КЕРУВАННЯ РУХОМ ВІЗКА КАБЕЛЬНОГО КРАНА ЗА ДОПОМОГОЮ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

Анотація. Стаття присвячена розробці експериментальної моделі кабельного крана та дослідженню переміщення візка кабельного крана під дією власної ваги при застосуванні автоматичної системи керування, яка оперує масивом параметрів кривої провисання каната, в результаті чого вантаж на гнучкому підвісі переміщується на задану відстань.

Ключові слова: кабельний кран, система «візок – вантаж», керування, підіймоно-транспортні машини, несучий канат.

Аннотация. Статья посвящена разработке экспериментальной модели кабельного крана и исследованию перемещения тележки кабельного крана под действием собственного веса при использовании автоматической системы управления, которая оперирует массивом параметров кривой провисания каната, в результате чего груз на гибком подвесе перемещается на заданное расстояние.

Ключевые слова: кабельный кран, система «тележка – груз», управление, подъёмно-транспортные машины, несущий канат

Abstract. The article is devoted to the development of an experimental model of a cable crane and to the investigation of the cable crane trolley movement under the influence of its own weight using an automatic control system that operates with an array of parameters of a sagging curve of a rope, as a result of which a cargo on a flexible suspension moves at a desired distance.

Key words: cable crane, “carriage-cargo” system, control, lifting and transport machines, tracking cable.

Вступ.

Кабельні крани є незамінним засобом транспортування у різних галузях від лісного господарства до гідроенергетики з різними характеристиками і різними задачами в умовах обмеженої доступності й простору, при відсутності під'їзних шляхів і складному рельєфу навколишнього середовища, що перешкоджає традиційному

© Григоров О.В., Ожунь А.О.

використанню автотранспорту та іншого підйомно-транспортного обладнання для логістики матеріальних потоків.

Проте значні початкові витрати при транспортуванні та монтажі не дозволяють розширювати географію використання кабельних кранів.

Аналіз попередніх публікацій.

Удосконаленню конструкції та керування кабельними кранами присвячена значна кількість наукових робіт та технічних рішень у вигляді патентів [1–10]. Використання нових конструкційних рішень поліпшує економічні та технічні показники використання кабельних кранів, але лише у визначеному діапазоні, оскільки основні конструкційно-компонувальні рішення схожі: крановий візок рухається за допомогою тягового каната уздовж несучого каната, який закріплено між двома опорами, а підймання вантажу забезпечується підймальним канатом [12]. Також увага дослідників приділяється удосконаленню керування, що є достатньо складною задачею. Застосування таких рішень ще більше підвищує вартість експлуатації кабельних кранів. Тому проблема удосконалення конструкції, або керування рухом кабельного крана актуальна задача сьогодні.

Мета і постановка задачі. Мета роботи – розробити експериментальну модель кабельного крана та дослідити переміщення візка кабельного крана під дією власної ваги при застосуванні автоматичної системи керування, яка оперує масивом параметрів кривої провисання каната, в результаті чого вантаж на гнучкому підвісі переміщується на задану відстань.

Конструкція кабельного крана.

Як зазначалося у [13] в основу запропонованого технічного рішення покладено задачу підвищення продуктивності за рахунок зменшення енерго- та ресурсовитрат, що призведе до зменшення собівартості крана і зростання ефективності його роботи.

Конструкція кабельного крана запропонована в [13], зображена на рис. 1, складається з опор, які оснащені ходовими гвинтами та напрямними, вздовж яких переміщуються повзуни із закріпленими за допомогою муфт кінцями несучого каната, яким пересувається крановий візок під дією власної ваги.

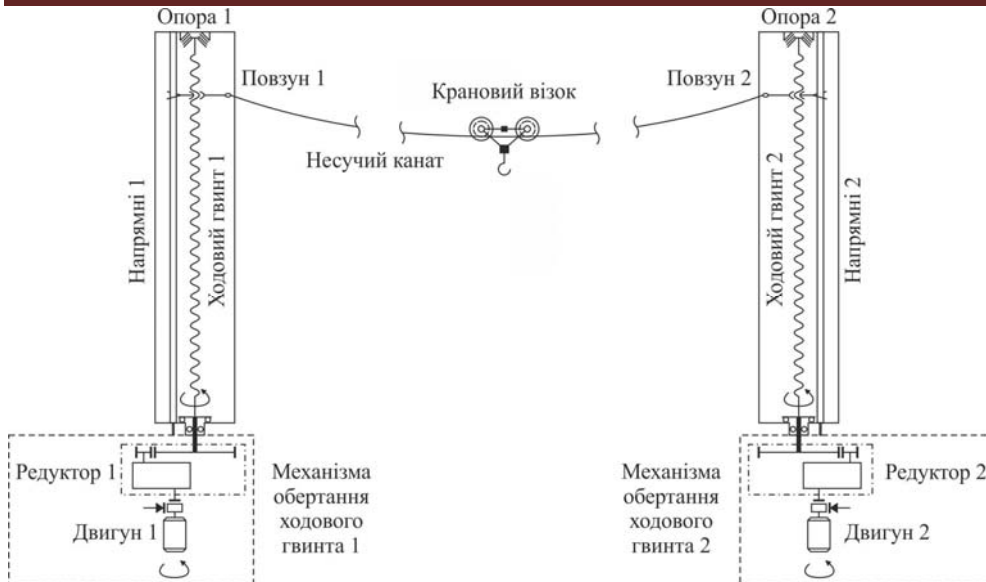


Рис. 1 Схема конструкції кабельного крана

Запропонована конструкція дозволяє за рахунок усунення механізму пересування візка (не використовується тяговий канат), усунення підтримок та механізму підймання вантажу (не використовується підймальний канат) зменшити енерго- та ресурсовитрати, а також знизити собівартість кабельного крана.

Керування рухом візка кабельного крана.

Для керування кабельними кранами на провідних підприємствах-виробниках використовується система зі зворотним зв'язком. Кабельні крани мають систему відеоконтролю з постійним відеоспостереженням усіх опор та прогону.

Привод, а також інші елементи крана керуються за допомогою дистанційної системи з місця, де знаходиться центр керування логістикою всього будівельного майданчика. Оператор системи відстежує весь шлях через систему відеоспостереження. Елементи (вузли) крана радіокеровані, а деякі технічні системи, такі як відеомоніторинг шляху, є системами підтвердження.

Доволі часто керування приводами здійснюється шляхом використання панелі керування за допомогою маніпулятора типу "джойстик", сенсорним екраном та дисплеєм на станції рульового керування. Пункт керування знаходиться в критому корпусі, захищеному від будь-якого впливу навколишнього середовища [14].

Керування візком кабельного крана у повністю автоматичному режимі достатньо трудомістка задача. Рівняння руху візка кабельного крана описуються складною системою рівнянь [15], де одним з основних параметрів є довжина несучого каната. Багато авторів оприлюднили апроксимуючі формули, котрі вони знайшли за

допомогою рядів Тейлора [16]. Ці апроксимуючі формули корисні для рівномірно розподіленого навантаження. Коли завантажений візок рухається уздовж несучого каната, відхилення збільшується через пружне подовження каната, та через те, що канат випрямляється.

Як відомо [17] значення максимального провисання f_{\max} несучого каната повинно бути у межах 3–8 % від довжини прогону. Тоді виходячи з цього обмеження можна визначити довжину несучого каната за виразом (1) [18].

$$s = L + \frac{h^2}{2L} + \frac{g^2 l^3}{24H^2 \cos^2 \beta} + \frac{x(L-x)}{2LH^2} Q \left(Q + \frac{gl}{\cos \beta} \right), \quad (1)$$

де L – довжина прогону; h – різниця між висотами точок кріплення несучого каната; H – натяг несучого каната; g – погонна вага несучого каната; x – відстань до заданої точки провисання каната; Q – вага вантажу та кранового візка; β – кут нахилу дотичної до кривої.

Слід зауважити, що при розташуванні опор на одному рівні $h = 0$ та $\cos \beta = 1$.

Згідно [19] траєкторія руху візка кабельного крана визначається кривою провисання каната, початок координат віднесений до верхньої точки опори

$$y = x \operatorname{tg} \beta + \frac{x(L-x)}{2H} \left(\frac{g}{\cos \beta} + 2 \frac{Q}{L} \right). \quad (2)$$

Провисання несучого каната під дією вантажу представляє собою суму провисань від рівномірно розподіленого навантаження і від зосередженого навантаження

$$f_x = \frac{gx(L-x)}{2H \cos \beta} + Q \frac{x(L-x)}{HL}, \quad (3)$$

а максимальне провисання буде

$$f_{\max} = \frac{gL^2}{8H \cos \beta} + \frac{QL}{4H}. \quad (4)$$

Також варто зазначити, що співвідношення величини провисання несучого каната у довільній точці прогону до максимальної її величини при навантаженні каната рівномірно розподіленим і зосередженим навантаженням, а також співвідношення для випадку навантаження тільки рівномірно розподіленим навантаженням

$$\frac{f_x}{f_{\max}} = \frac{4x(L-x)}{L^2}. \quad (5)$$

Співвідношення для обох випадків навантаження однакові. Тобто крива провисання, яку описує вантаж при русі уздовж каната, який знаходиться під дією рівномірно розподіленого навантаження, має таку ж форму, що і крива провисання каната під дією тільки рівномірно розподіленого навантаження. Ця крива представляє собою параболу з максимальним провисанням посередині прогону, яка визначається з рівняння (3).

Далі для визначення потрібної кривої провисання каната для обраної точки розвантаження/завантаження на робочому майданчику необхідно визначити Δh – різницю між кінцями каната на опорах (рис. 2).

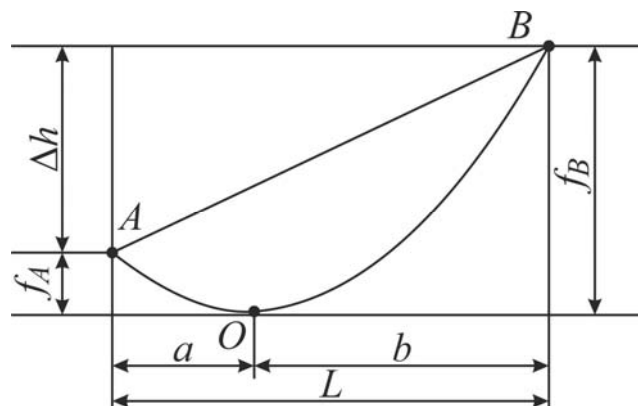


Рис. 2 – Крива провисання каната

Відповідно до рис. 2 $\Delta h = f_B - f_A$. Для визначення значень провисання f_A і f_B підставимо відповідні значення абсцис a і b у рівняння кривої провисання каната, для зручності розрахунків початок координат віднесений до нижньої точки O

$$f_A = \frac{ga^2}{2H}; \quad f_B = \frac{gb^2}{2H}. \quad (6)$$

Оскільки $a + b = L$ або $a = L - b$, то підставляючи значення f_A і f_B з рівняння (6) і замінюючи b різницею $L - a$, маємо

$$\Delta h = f_B - f_A = \frac{gL}{2H}(2b - L). \quad (7)$$

Таким чином, отримаємо різницю відміток точок закріплення каната Δh , від якого залежить положення візка крана. Варто зазначити, що при зміні величини натягу H і погонної ваги каната g , зміниться і положення найнижчої точки кривої провисання каната.

Експериментальна модель та результати дослідження.

У лабораторії кафедри "Підйомно-транспортні машини і обладнання" НТУ "ХП" було створено експериментальну модель, зображену на рис. 3 для реалізації вищенаведеного технічного рішення з мікроконтролерною системою керування.

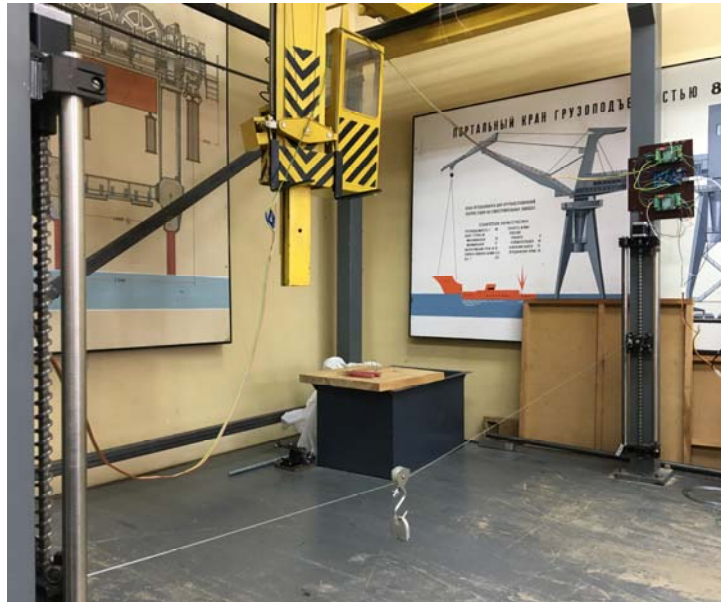


Рис. 3 – Експериментальна модель кабельного крана з автоматичною системою керування

У якості системи керування використовується відкрита програмована апаратна платформа для роботи з різними фізичними об'єктами і представляє собою плату з мікроконтролером, а також спеціальне середовище розробки для написання програмного забезпечення мікроконтролера.

Автоматична система керування без зворотного зв'язку заснована на визначенні значення різниці між точками закріплення несучого каната. Але для цього випадку потрібно внести точні параметри кабельного крана з мінімальною похибкою.

У спеціальному середовищі для написання програмного забезпечення для мікроконтролера була створена програма визначення кривої провисання несучого каната, за допомогою якої можна заздалегідь задати точку розвантаження та завантаження, тобто вирішується задача точного позиціонування.

Досліджувана конструкція кабельного крана була оснащена автоматичним керуванням на основі мікроконтролера ATmega2560. Схематично експериментальна модель представлена на рис. 4. Нижні й верхні кінці опор оснащено кінцевими вимикачами для безаварійної роботи системи.

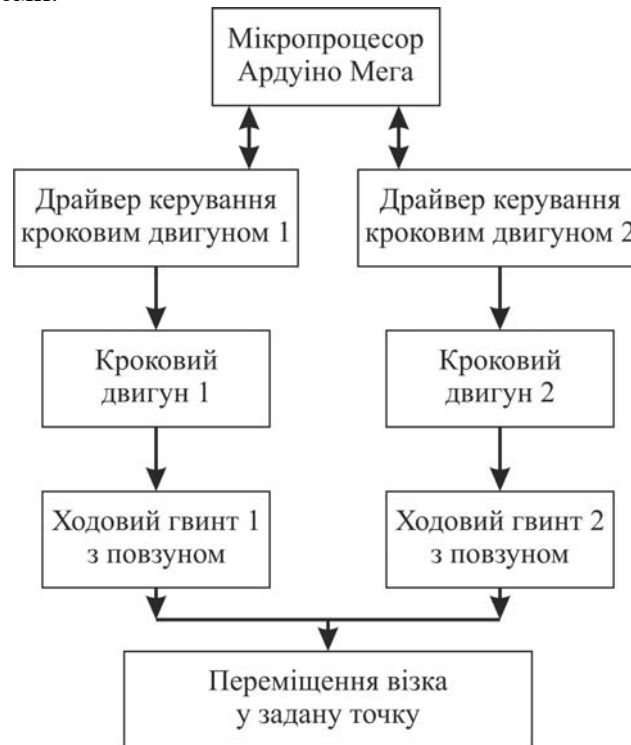


Рис. 4 – Схема системи автоматичного керування

Як вже відзначалося вище, рух візка кабельного крана відбувається під дією власної ваги за рахунок перепаду висот між повзунами, до яких кріпляться кінці несучого каната. Повзуни рухаються уздовж ходових гвинтів, які розміщуються на опорах крана. Для здійснення обертання ходових гвинтів нами використовуються двофазні крокові двигуни, з'єднані з драйверами керування, які керуються за допомогою мікроконтролера, котрий в свою чергу під'єднано до комп'ютера.

У пакеті прикладних програм MATLAB отримано розв'язання задачі технічного обчислення керування рухом візка кабельного крана за таким алгоритмом.

1. Введення обмежень та початкових значень фізичних величин (вага візка та вантажу, довжина прогону та ін.).

2. За формулами розраховується крива провисання каната та задається точка призначення. Визначається траєкторія руху візка.

3. Отримана траєкторія руху реалізується за допомогою автоматичної системи керування.

Працездатність алгоритму керування рухом візка кабельного крана за фактором позиціювання підтверджена серією експериментальних досліджень. Похибка склала 2 %.

На етапі 2 алгоритму при задалегідь розрахованих варіантах кривої провисання несучого каната (незмінна довжина прогону, вага вантажу й візка, а також величина провисання каната) створено масив відповідних значень із кроком точності позиціювання 1 см. При завданні точки завантаження/розвантаження автоматична система здійснює лише пошук потрібної кривої провисання каната для подальшої реалізації без розрахунку.

Висновки. Експериментально досліджена можливість застосування конструкції кабельного крана при здійсненні переміщення візка кабельного крана під дією власної ваги за допомогою автоматичної системи керування, яка оперує масивом параметрів кривої провисання каната. Задача керування рухом динамічної системи «візок – вантаж» вирішується засобами мікроконтролерної техніки в результаті чого виконується точне позиціювання вантажу на гнучкому підвісі у заданій задалегідь точці.

ЛІТЕРАТУРА

1. Optimizing GPS-guidance transit route for cable crane collision avoidance using artificial immune algorithm / H. Wu, Y. Yin, S. Wang, W. Shi, K.C. Clarke, Z. Miao // *GPS solutions* : Springer, 2016. – 12 p. DOI 10.1007/s10291-016-0573-6.
2. Optimal Control of long cable crane systems / J. Vogelsang, C. Büskens // *PAMM Proc. Appl. Math. Mech.* 8, 2008. – PP. 10151–10152. DOI 10.1002/pamm.200810151.
3. Wirtschaftliche Lasten-Förderung C. Vorwerk, K.-H. Wehking // *Hebezeuge Fördermittel* : Berlin. – Vol. 47. – 2007. – Issue 10. – PP. 536-538.
4. Discrete Model and Calculation Method for Rope – Rod Structures / D. Pataria // *Problems of Mechanics*. – Tbilisi, 2008. – PP. 15–27.
5. Пат. CN 102649466 A, МПК (2006.01) B 63 B 27/16. Port Cable Crane / Y. You, заявник і власник патенту. – № CN2011147046 20110226; заявл. 26.02.2011 ; опубл. 29.08.2012.
6. Пат. CN1107119 A, МПК 7 B 66 C 13/48. Computer Control method for Cable Crane System / Y. Mao, H. Chen, Y. Chen, заявники; Science Inst China Changjiang, власник патенту. – № CN1994108421 19940722; заявл. 22.07.1994 ; опубл. 23.08.1995.
7. Пат. CN106044579 A, МПК (2006.01) B 66 C 21/00, B 66 D 1/00. Structure and Method for Assisting Traction Skyline to Cross River by Cable Crane Traveling Trolley / Y. Junhan, L. Chang, L. Mengmeng,

- В. Xiaocao, Z. Jian, Z. Qiang, Y. Zhenzhen, Y. Yong, Z. Guirong, M. Lijuan, заявники; Changjiang Survey Planning Design Res Co Ltd, власник патенту. – № CN20161618962 20160801; заявл. 08.01.2016 ; опубл. 26.10.2016.
8. Пат. JP2015067455 А, МПК (2006.01) В 66 С 21/02. Cable Crane / Т. Kiyohiro, О. Hitoshi, О. Makoto, М. Takaya, О. Nobuhiro, заявники; Kajima Corp, власник патенту. – № JP20130206342 20131001; заявл. 01.10.2013 ; опубл. 13.04.2015.
9. Пат. US5392935 А, МПК 7 В 66 С 21/00. Control System for Cable Crane / К. Keizo, Т. Kiichiro, Т. Eiji, N. Michio, заявники; Ohbayashi Corp, власник патенту. – № US19930105979 19930813; заявл. 13.08.1993 ; опубл. 28.02.1995.
10. Пат. JPH0881179 А, МПК 7 В 66 С 13/22, В 66 С 13/48, В 66 С 21/00. Operating Method for Cable Crane / S. Shuntaro, M. Shigeki, M. Yasuma, S. Takakazu, H. Fumiaki, заявники; Ishikawajima Harima Heavy Ind., власник патенту. – № JP19940217390 19940912; заявл. 08.05.2001 ; опубл. 22.11.2002.
11. Пат. WO02076873 А1, МПК 7 В 66 С 13/06. Arrangement for Placing Crane Mechanisms / Н. Про, заявник; KCI Konecranes Int. PLC, власник патенту. – № WO2002FI00245 20020322; заявл. 22.03.2002 ; опубл. 03.10.2002.
12. Куйбида Г.Г. Кабельные краны. – М. : Машиностроение, 1989. – 288 с.
13. Кабельний кран нової конструкції / О.В. Григоров, А.О. Окунь // Вісник НТУ "ХПІ". Серія : Нові рішення в сучасних технологіях. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2014. – № 7. – С. 3–6 с.
14. 20 Ton Heavy Duty Material Ropeway : рекламний буклет / LCS Cable Cranes. – 8 р.
15. Удосконалення математичної моделі руху для задачі керування підйомно-транспортними машинами / О.В. Григоров, А.О. Окунь // Автомобільний транспорт. – № 40. – 2017.
16. Winch and Cable Sstems / I. Samset. – Springer Science+Business Media Dordrecht, 1985. – 540 р.
17. Специальные грузоподъёмные машины : учебн. пособие: В 8 кн. Кн. 4 : Козловые краны и мостовые перегружатели. Краны кабельного типа / А.П. Кобзев, В.П. Пономарёв; под ред. К.Д. Никитина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 140 с.
18. Кабельные краны / И.Е. Барат, В.И. Плавинский. – М. : Машиностроение, 1964. – 340 с.
19. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. – М.–Л. : Машиностроение, 1966. – 481 с.

УДК 621.9.02:621.9.14

Грицай І.Є., д.т.н.

Національний університет «Львівська політехніка»

ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ СИЛОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ МОДИФІКУВАННЯМ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ НА ОСНОВІ РАДІАЛЬНО-КОЛОВОГО СПОСОБУ ЗУБОНАРИЗАННЯ

Актуальність проблеми. Зубчасті передачі сучасних машин працюють в умовах зростаючих навантажень і робочих швидкостей та зменшення енергетичних втрат. Ці вимоги актуальні для силових передач підйомно-транспортних машин, які використовуються в металургії, гірничо-видобувній галузі, в машинах для земляних, дорожніх і лісогосподарських робіт тощо. Особливістю передач таких машин і механізмів є робота на малих і середніх робочих швидкостях, можливість використання коліс 8-10 ступенів точності при підвищених вимогах до параметрів повноти контакту зубчастих поверхонь у спряженнях та забезпечення довговічності і безвідмовності за дії значних статичних і динамічних навантажень. У цьому зв'язку основним показником ефективності і якості силових зубчастих передач є навантажувальна здатність, яка найповніше характеризується згинною міцністю зубців. Важливим чинником також є опірність циклічній втомі, оскільки навіть в передачах, які працюють без реверсу на середніх швидкостях зубці піддаються періодичному впливу циклічного навантаженню та розвантаженню.

Успішні конструктивні та технологічні рішення, які б забезпечили ці вимоги, дали б змогу зменшити масогабаритні параметри передач і редукторів та скоротити витрати на їх виготовлення, тому проблема підвищення експлуатаційних характеристик силових зубчастих передач є актуальною у наш час.

Одним із ефективним засобів для досягнення поставленої мети може служити модифікація профілів зубців, яка полягає в утворенні асиметричних відносно площини їх симетрії профілів. Дослідження зубчастих коліс з асиметричним профілем зубців ведуться у США (А. Капелевич та Ю. Шехтман), в Росії (В.Л. Дорофєєв, В.Н., Кудрявцев, Ю.Н. Кірдяшев), в Болгарії (К.Б. Арнаудов). Відомі праці присвячені, в основному інженерним розрахункам, метрології, геометричним параметрам і зачепленню в таких передачах. Область використання коліс з несиметричними зубцями обмежується редукторами літальних апаратів, наприклад, редуктора авіаційного двигуна ТВ7-117 [].

На рис.1 наведено зубчасту пару коліс з асиметричними

профілями, а на рис.2 – блок-шестерню редуктора приводу хвостового гвинта гелікоптера з симетричними зубцями (а) та блок-шестерню, що має колесо з несиметричними зубцями після модернізації редуктора [2, 3].



Рис.1. Передача з несиметричними зубцями



а



б

Рис.2. Блок шестерні редуктора гелікоптера до модернізації (а) та після модернізації (б)

Схематичне зображення вказаних профілів, яке показує відмінності в зачепленні асиметричних зубців представлено на рис.3. [4].

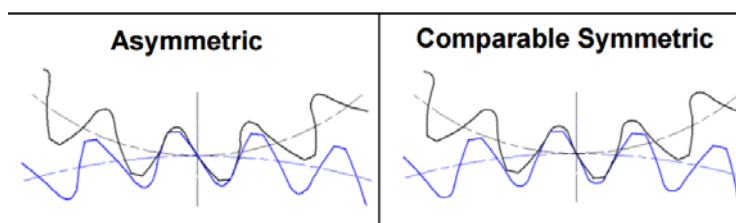


Рис.3. Схематичне зображення передач з асиметричними і симетричними зубцями

Модифікація зубців, описана вище, стосувалися евольвентних зубчастих передач, які на даний час вважаються найбільш універсальними та досконалими, та які отримали найширше розповсюдження у машинобудуванні. Разом з тим, на сьогодні відома передача, які мають вищі, ніж евольвентні, експлуатаційні властивості – це синусоїдальні передачі. Теоретично обґрунтовано та перевірено експериментально, що зубчасті колеса з синусоїдальним профілем

мають значні переваги порівняно з евольвентними колесами: менший на 3,5-4 дБ (12-15%) рівень шуму в передачі; до 40% вища навантажувальна здатність, контактна і циклічна міцність; значно більший ресурс; можливість зменшити до 30% масогабаритні параметри редукторів і передач; відсутність подрізання навіть при кількості зубців, рівній 3. Важливо також, що ці передачі можуть бути як силовими, так і швидкісними, а також можуть поєднувати ці вимоги одночасно [5,6].

Відомі результати досліджень евольвентних асиметричних передач були скеровані лише на умови контакту і показали, що напруження у спряженні похилих асиметричних евольвентних профілів зменшуються на 6-9% [4], проте напруження в основі зубців не досліджувалися. Разом з тим, синусоїдальні зубці в основі ніжок мають іншу, ніж евольвентні, перехідну поверхню, яка істотно впливає на навантажувальну здатність передач, тому аналіз напружень на цих поверхнях має практичне значення для оцінки міцності зубців.

Мета статті: приймаючи до уваги переваги синусоїдального зачеплення, необхідно дослідити, як змінюється навантажувальна здатність синусоїдальних зубців з модифікованими асиметричними профілями порівняно з евольвентними зубцями, та можливість їх використання в приводах підйомно-транспортних машин.

Шляхи вирішення проблеми.

1. Дослідження передач на основі твердотілого моделювання. Для аналізу міцності і навантажувальної здатності передач в системі *Solid Works* змодельовано робочі поверхні евольвентних та несиметричних синусоїдальних зубців для коліс з однаковими параметрами (модуль 5 мм, кількість зубців 40; ширина вінця $B = 35$ мм, матеріал - сталь 40X: $\sigma_T = 210^8$ МПа; $\sigma_B = 620$ МПа; $\rho = 7700$ кг/м³). Тиск на ділільному діаметрі дорівнював 310 МПа, що відповідає крутному моменту на осі коліс 21,5 Нм. Зубчасті колеса, як об'єкти твердотілого моделювання бібули розбиті на тетраїдальні елементи (всього 74690) з параболічною апроксимацією граней і автоматичною зміною кроку сітки на фасках та округленнях. Границі розмірів елементів становлять 0,25 мм - 1 мм (рис.4).

На рис.5 наведені хромограми розподілення біля основи зубців напружень, які виникають в результаті прикладання вказаної статичної сили, що діє в передачі. Як видно, у зубців з евольвентним профілем виникають інтенсивні напруження згину, які концентруються біля ніжки зубця і розподілені у вигляді клина по нормалі до евольвентної поверхні. Висока концентрація напружень і клиноподібна дія сприяє швидшому виникненню мікротріщин у цій ділянці, яка в часі експлуатації переростає в макротріщину, що, в підсумку, призводить до ламання зубця. Щоб запобігти цьому, треба було б збільшити радіус

перехідної поверхні евольвентного зубця не менш, ніж у 3 рази, але стандарті черв'ячні фрези мають радіус при вершині зубця, який не перевищує 0,2 величини модуля.

В колеса з синусоїдальними асиметричними зубцями напруження біля основи ніжки зубців до 50% менші та розподілені за іншими закономірностями. Відсутній градієнт збільшення напружень в напрямку тіла зубця, а напруження рівномірно розподілені по дну впадини. За такого розподілу напружень в зубців з асиметричними синусоїдальними профілями колеса будуть мати значно вищу навантажувальну здатність і опір згинному моменту.

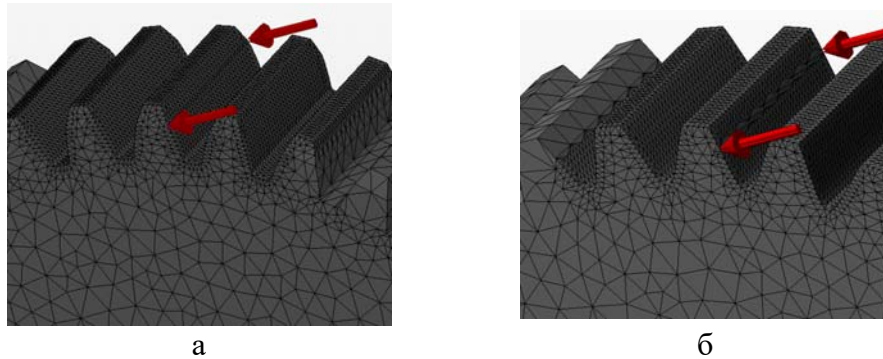


Рис.4. Евольвентне симетричне (а) та асиметричне синусоїдальне (б) зубчасті колеса з сіткою точок

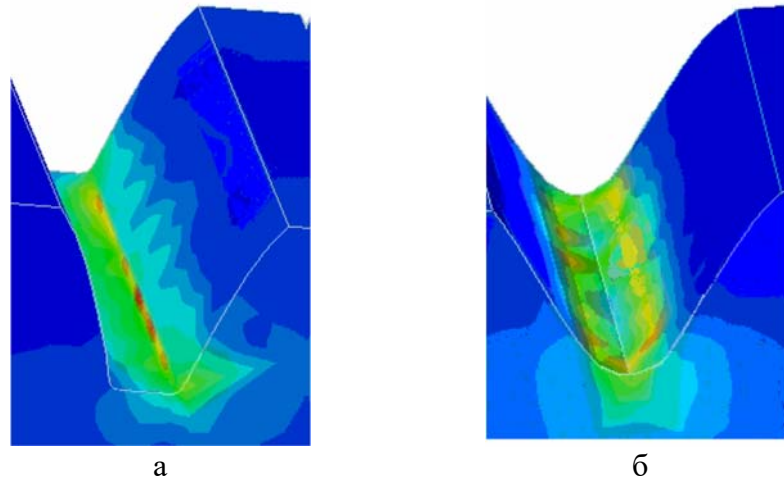


Рис.5. Напруження згину в ділянці основи ніжок евольвентного симетричного та синусоїдального асиметричного зубця під дією зовнішнього навантаження

На рис.6, а, б наведені графіки розподілення напружень в зубцях по висоті профілів при навантаженні нормальною силою, прикладеною до ділильного діаметра і пружні деформації зубців під

дією однакових сил. З результатів аналізу випливає, що в асиметричних синусоїдальних зубцях напруження на ділільному діаметрі на 16-18% менші, ніж в евольвентних, при цьому асиметричні зубці на діаметрі виступів деформуються на 23-28% менше, ніж синусоїдальні при тих же умовах.

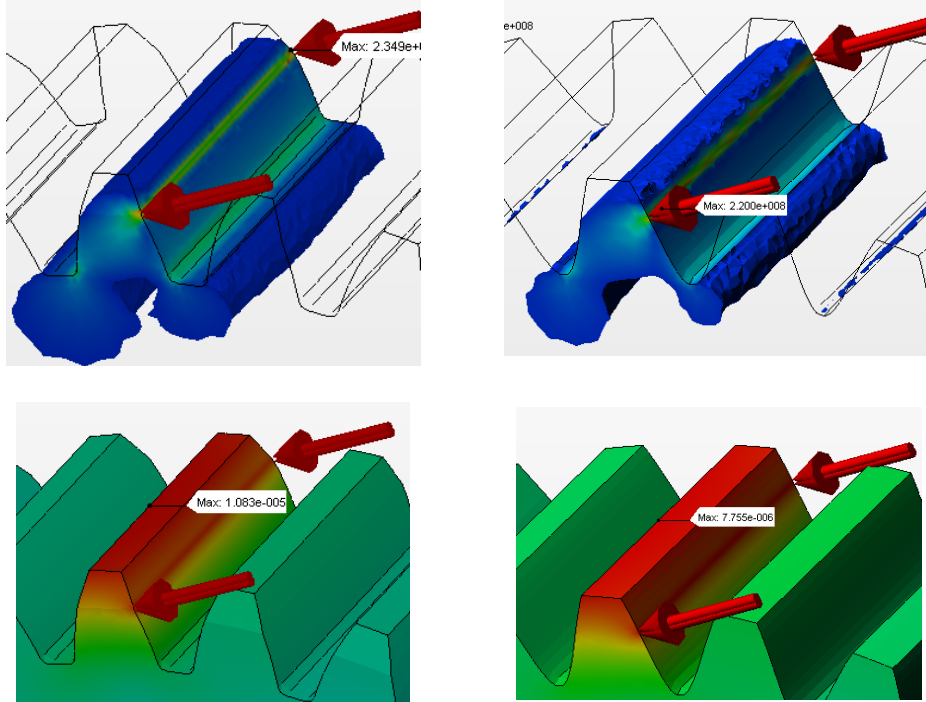


Рис.6. Розподілення напружень в зубцях по висоті профілів при навантаженні нормальною силою, прикладеною до ділільного діаметра (а, б) і пружні деформації зубців під дією однакових сил (в,г): а, в – симетричний евольвентний зубець; б, г - синусоїдального асиметричний зубець

Отримані результати підтверджують, що синусоїдальні передачі з колесами з асиметричними профілями мають вищу навантажувальну здатність, ніж передачі на основі традиційного евольвентного зачеплення. Використання на практиці цієї переваги дає змогу зменшити масогабаритні параметри редукторів, наприклад, як показано на рис.7, а також та витрати на їх виготовлення.

2. Спосіб нарізання синусоїдальних асиметричних коліс. На даний час розроблено новий ефективний технологічний спосіб зубонарізання, який може бути використаний для виготовлення коліс з асиметричними профілями – це радіально-коловий спосіб. Технологія цього універсального способу дає змогу на одному зубофрезерному верстаті простим інструментом – дисковою фрезою нарізати колеса

різних видів: прямо- і косозубчасті, черв'ячні і глобоїдальні, з прямолінійними і гвинтовими зубцями. Крім того, один інструмент можна використовувати не лише для нарізання коліс з різною кількістю зубців, але й різних модулів шляхом зміни ексцентриситету без обмеження його величини, а процес різання здійснюється при неперервному обточуванні, як при нарізанні коліс черв'ячною фрезою [7, 8].

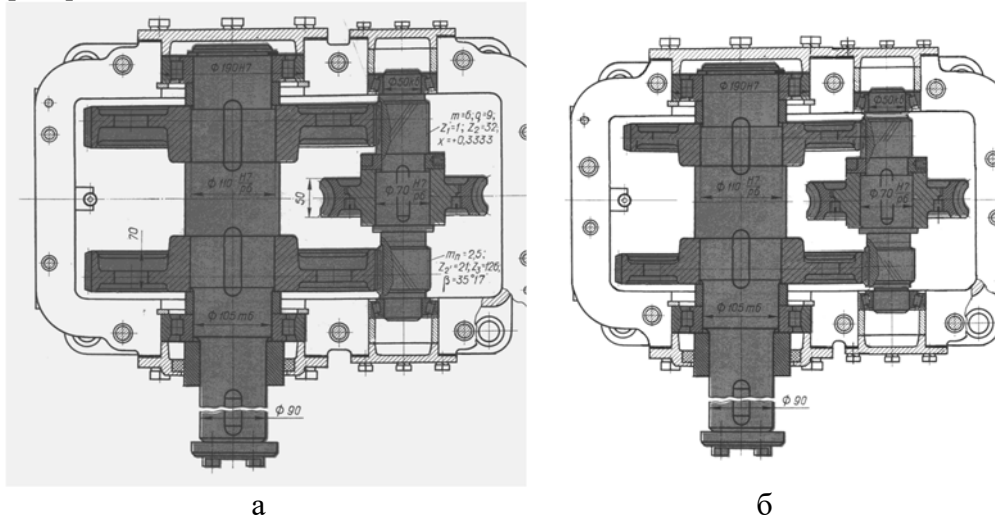


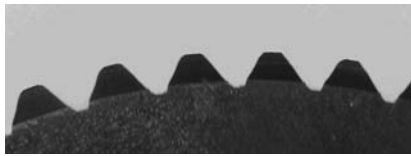
Рис. 7. Зменшення масогабаритних характеристик редукторів із синусоїдальними передачами: а – редуктор з евольвентними зубчастими колесами; б – синусоїдальний редуктор з колесами з асиметричними профілями

Періодичне, з постійною швидкістю, зворотно-поступальне переміщення дискової фрези, встановленої ексцентрично стосовно осі її обертання в РК-способі забезпечує утворення синусоїдальних профілів без будь-яких змін в законі руху фрези. Для нарізання зубців з асиметричними профілями у радіально-коловому способі нарізання достатньо тільки змістити дискову фрезу в осьовому напрямку на необхідну величину, яка відповідає заданому параметру асиметричності контура зубця (рис.8).

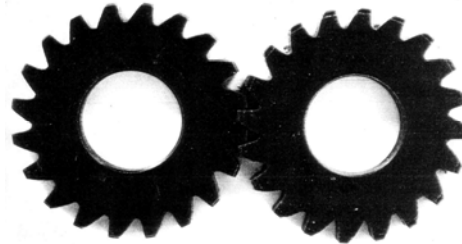
На рис.9 наведено асиметричні зубці синусоїдального колеса і два спряжені колеса з асиметричними синусоїдальними зубцями, нарізані даним способом.



Рис.8. Дискоса фреза, встановлена зі зміщенням в радіальному напрямку для нарізання коліс за радіально-коловим способом



а



б

Рис.9. Асиметричні синусоїдальні зубці циліндричного колеса (а) та спрження двох коліс з асиметричними зубцями, нарізаними дисковою фрезою радіально-коловим способом (б)

Висновки .

1. Дослідження, результати яких наведені у цій статті показали, що напруження, які виникають в основі ніжок асиметричних зубців синусоїдальних коліс порівняно з евольвентними зменшуються до 30% за величиною та змінюються за картиною розподілу в тілі колеса. Ці зміни виключають умови виникнення мікротріщин в ділянці ніжок зубців під навантаженням, підвищують опірність зубців згинним деформаціям та збільшують навантажувальну здатність передач, побудованих на основі синусоїдальних асиметричних зачеплень.

2. Впровадження зубчастих передач з синусоїдальними асиметричними зубцями, які мають вищу, ніж традиційні навантажувальну здатність дає змогу зменшити масогабаритні параметри редукторів підйомно-транспортних машин і механізмів та зменшити витрати на їх виготовлення при однаковій вхідній і вихідній потужності редукторів.

3. Технологія виготовлення синусоїдальних зубчастих коліс з асиметричними профілями зубців базується на радіально-коловому способі зубонарізання дисковою фрезою при неперервному обкочуванні та не потребує складного і дорогого спеціального обладнання та оснащення.

4. Використання радіально-колового способу зубонарізання є ефективним як при серійному випуску редукторів, так і умовах

ремонтного виробництва внаслідок простоти та універсальності. Заміна під час ремонту пари спряжених коліс колесами з синусоїдальними асиметричними профілями підвищить експлуатаційні характеристики редукторів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Novikov A.S., Paikin A.P., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L. Application of Gears With Asymmetric Teeth in 60 Turboprop Engine Gearbox // Gear Technology, January/February 2008, s.60-65.

2. Kapelevich, A.L. "Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth," Mechanism and Machine Theory, 35 (2000), 117–130.

3. Kapelevich A.L. Direct Gear Design [Text] / A. L. Kapelevich. - CRC Press, 2013. - 324 p.

4. Rating of Asymmetric Tooth Gears / A.L. Kapelevich, Y.V. Shekhtman, AKGears, LLC: American Gear Manufacturers Association. Virginia- 2015. 15 p.

5. Грицай И.Е., Благут Е.Н. Зубчатые передачи и технологии их изготовления: новое в традиционном. - Оборудование и инструмент: Международный информационно-технический журнал. - №2 (61) 2004. – С.36-40.

6. Грицай І.Є., Литвиняк Я.М. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення. Зб.: Вісник Національного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ». – 2009, №19. – 168 с. – с. 43 – 53.

7.Грицай І.Є., Громнюк С.І. Підвищення ефективності процесу нарізання зубчастих коліс на основі радіально-обертового методу в умовах обкочування. – Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць Донбаської державної машинобудівної академії. -Вип. 32-2013. Краматорськ, 2013. - С.226-229.

8. С.І.Громнюк, І.Є.Грицай. Концепція зубофрезерного верстату на основі радіально-колового способу зубонарізання [Текст] // Сучасні технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – С.142-152.

УДК 621.865.8-781.2.001.63

Погребняк Р.П., к.т.н.

Національна металургійна академія України

**СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ
СПАРЕНОГО СТРИЖНЬОВОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ
ЗАХВАТА РОБОТА**

Анотація. Виконаний структурний аналіз механізму кулісного захвата як механізму змінної структури із зовнішніми зв'язками. Здійснений пошук надлишкових зв'язків та їх усунення у внутрішніх та зовнішніх контурах механізму. Запропоновані раціональна схема та модель захвата без надлишкових зв'язків.

Виконаний у безрозмірній формі кінематичний аналіз і геометричний синтез паралелограмного механізму кулісного захвата. За критерії оптимального синтезу вибрані відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки та кут тиску. Отримані аналітичні залежності і графіки допомагають вибрати основні розміри та розташування ланок кулісного захвата.

Ключові слова: надлишкові зв'язки, зовнішні зв'язки, швидкісна функція, кут тиску

Аннотация. Выполнен структурный анализ механизма кулисного схвата как механизма переменной структуры с внешними связями. Определены и устранены избыточные связи во внутренних и внешних контурах механизма. Предложены рациональная схема и модель схвата без избыточных связей.

Выполнен в безразмерной форме кинематический анализ и геометрический синтез паралелограмного механизма схвата. Критериями оптимального синтеза выбраны отношение скорости зажимных губок к скорости ведущего звена и угол давления. Полученные аналитические зависимости и графики помогают выбрать основные размеры и расположение звеньев кулисного схвата.

Ключевые слова: избыточные связи, внешние связи, скоростная функция, угол давления

Abstract. It is performed structural analysis of the mechanism of the gripping device with the connecting link as a mechanism with variable structure and with external connections. It is found and removed the redundant connections in the internal and external contours of mechanism. It is proposed rational scheme and model of the gripping device without redundant connections.

It is made in the dimensionless form kinematic analysis and

geometrical synthesis of mechanism of the gripping device with the connecting link. The ratio of the velocity of the clamping jaws to the velocity driving link and the angle of pressure are chosen as optimal criterions. Analytical functions and graphics help to choose the basic sizes and location of links of the mechanism of the gripping device with the connecting link.

Keywords: *redundant connections, external connections, function of the velocity, angle of pressure.*

Вступ. Захватним пристроєм(захватом) промислового робота називають його робочий орган призначений для захоплення і утримання об'єкту маніпулювання. Сьогодні накоплений значний досвід дослідження і проектування різних схем і конструкцій захватів різного призначення[1,2,3]. Доцільна подальша розробка та використання універсальних захватних пристроїв, які можуть утримувати різні об'єкти за розмірами, масою і конфігурацією. Захват стає більш гнучким та універсальним, якщо має можливість до затиску деталей значного діапазону розмірів та ваги без переналадки та заміни робочих елементів.

Вибір кінематичної схеми захвата залежить від форми і розмірів об'єкту, вимог до точності позиціонування, ін. Часто використовують схеми з кулісою, що рухається поступально зі спареним механізмом, який забезпечує поступальний рух затискних елементів. Відомо, що внесені при проектуванні надлишкові зв'язки (далі НЗ) суттєво зменшують надійність та безвідмовність експлуатації механізмів. Наявність у механізмах НЗ робить схему статично невизначеної з виникненням додаткових реакцій, що не викликані дією зовнішніх сил. Збирання та рух механізму механізмів з дефектами структури без примусу можливий тільки при високій точності виготовлення деталей і рухливих з'єднань, за наявності зазорів або за рахунок деформації ланок.

Найважливішими вимогами до захватних пристроїв роботів є утримання об'єкту під час розгону та гальмування руки маніпулятора та збереження деталі та її поверхні під час її затискання й переміщення. Важливо щоб швидкість затискних елементів в момент контакту з об'єктом маніпулювання була сталою та мінімально можливою для уникнення динамічних перенавантажень. З цієї ж причини кутові швидкості та кутові пришвидшення вихідних ланок механізму також повинні бути мінімальні.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Виконання поконтурного структурного аналізу механізму із зовнішніми зв'язками не може бути виконаний засобами традиційної структурної теорії ідеальних механізмів з внутрішніми зв'язками. Далі цей аналіз виконується на базі універсальної структурної теорії

О.Озолса [4] з побудовою наочної структурної схеми (або графів Л.М.Решетова [5]), що полегшує пошуки і усунення НЗ - найважливішого структурного критерію механізму.

Кінематичний аналіз та синтез механізму захвата виконується в безрозмірній формі для розповсюдження результатів на різні розміри об'єкта, а за критеріальний параметр приймемо швидкісну функцію - відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки захвата. З умови сталості потужностей рухомих сил P_p і сил опору P_o та зневажаючи силами інерції рухомих мас механізму, маємо $P_p \cdot V_{ex} + P_o \cdot V_{вих} = 0$, або $P_p = P_o \frac{V_{вих}}{V_{ex}} = P_o U$, тобто при $P_o = const$ зусилля

P_p на вході механізму змінюються за законом зміни U і енергетичні витрати тим менші, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U \rightarrow 1$ [6]. Інші і подібні критерії якості передачі руху використані в роботах [7,8,9].

У роботі [10] приведена загальна методика проектування захоплюючого пристрою, де відмічається урахування «кінематико-конструктивних особливостей». Нажаль у методиці відсутній структурний аналіз та кінематичний синтез механізму. Задача проектування схеми кулісного захвату без надлишкових зв'язків, енергетично раціонального та з мінімальними динамічними навантаженнями і з високим ККД є доцільною і актуальною.

Основний матеріал та результати досліджень. Нескладна схема однорухомого стрижньового кулісного механізму захвата (рис.1) використовується доволі часто в механізмах роботів. Такі ЗП застосовують в маніпуляторах з підвищеною вантажопідйомністю. Куліса 1, що рухається поступально і прямолінійно симетрично впливає на поковзні 3, що шарнірно з'єднуються з коромислами 4, які виконані у вигляді ломаних важелів до яких шарнірно встановлені шатуни 6 (затискні елементи). Такі захватні пристрої відносять до центруючих, рух затискних елементів – плоскопаралельне за рахунок використання паралелограмного механізму. Без спеціального профілювання губок об'єктом маніпулювання є призматичні деталі або деталі коробчастої форми.

Структурний аналіз. Механізми захватів є механізми змінної структури і працюють в режимі періодичної дії, тому структурний аналіз захвата виконують, по побудованих структурних схемах плоского зображення механізму, за О. Озолсом в два етапи - до затиску, та в момент затиску об'єкта. Механізми захватів містять зовнішні зв'язки та їх рухомість W розглядають двояко: ізольовано від зовнішніх сил, з якими ланки мають зовнішні зв'язки (W_ϕ), і в робочому стані, коли діють зовнішні зв'язки ($W_{роб}$). Перший випадок відповідає стану механізму захвата до початку затиску об'єкта, другий

- коли починається процес затиску об'єкта губками; потім структура механізму змінюється - відносний рух ланок захвата припиняється.

Перший етап - до затиску деталі (рис.1,б). Механізм складається з десяти ланок ($n = 10$) зі станиною, чотирьох змінювальних контурів ($k = 4$). Схема має 13 внутрішніх однорухомих з'єднань п'ятого класу ($p_1 = 13$) при одній ступені свободи ($W = 1$). Загальне число рухомостей всіх з'єднань $f = p_1 = 13$. За відомою формулою Озолса[4]

$$\sigma = W + 6k - f, \quad (1)$$

кількість надлишкових зв'язків складе $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 13 = 12$, які, як видно зі схеми, при однакових контурах, розподіляються по 3 в кожному з них. У контурах 1-2-3-4 і 1-2-7-8 через неточності виготовлення при складанні останньої пари 2-3 «поковзень-напрямна» буде мати місце натяг трьох видів: поковзень не потрапить в напрямні через її перекося, перекося повзунного пальця, непаралельності осі шарнірів коромисла. У контурах паралелограмів 1-4-6-5 і 1-8-10-9 можлива непаралельність осей шарнірів викличе вигин коромисел і скручування шатуна, причому ці деформації не викликані дією технологічної сили. Поліпшити схему і позбавити механізм всіх внутрішніх НЗ можливо кількома конструктивно виправданими варіантами: замінивши 6 однорухомих пар 1-4, 3-4, 4-6, 1-8, 7-8, і 8-10 трирухомими сферичним ($f = 7 \cdot 1 + 6 \cdot 3 = 25$, $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 25 = 0$); зменшити число сферичних шарнірів (як менш технологічних і дорожчих), виконавши пари 1-2, 2-3 і 2-7 дворухомими циліндричними поковзнями, а пари 3-4 і 7-8 залишити однорухомими шарнірами. Тоді при незмінній рухомості механізму, загальне число рухомостей всіх з'єднань складе $f = 6 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 24$, а кількість НЗ в схемі буде мінімально: $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 24 = 1$.

Другий етап - затиск заготовки (рис.1, а,в). Після затиску об'єкту a в схемі утворюється ще один незалежний контур 6-5-1-9-10, а механізм втрачає робочу рухомість $W_{роб} = 0$. Якщо губки схвата пласкі, то кожна з них при затиску накладає по $5\frac{1}{2}$ зв'язків: $2\frac{1}{2}$ геометричних, що дозволяють передати 2 моменти навколо осей z і y і одну однобічну силу вздовж вісі x . Тут обмеження переміщення здійснюються тільки в одному напрямку (неутримуючий зв'язок), а рівняння зв'язку описуються нерівністю [11]. Крім цього, за наявності досить великого тертя між губками і об'єктом, зовнішні з'єднання накладають ще по 3 голономних фрикційних зв'язка, здатні передати 2 сили вздовж осей z і y і момент навколо вісі x . Важливо відзначити, що зовнішні з'єднання голономні зв'язки тільки, якщо обидві губки затискають об'єкт.

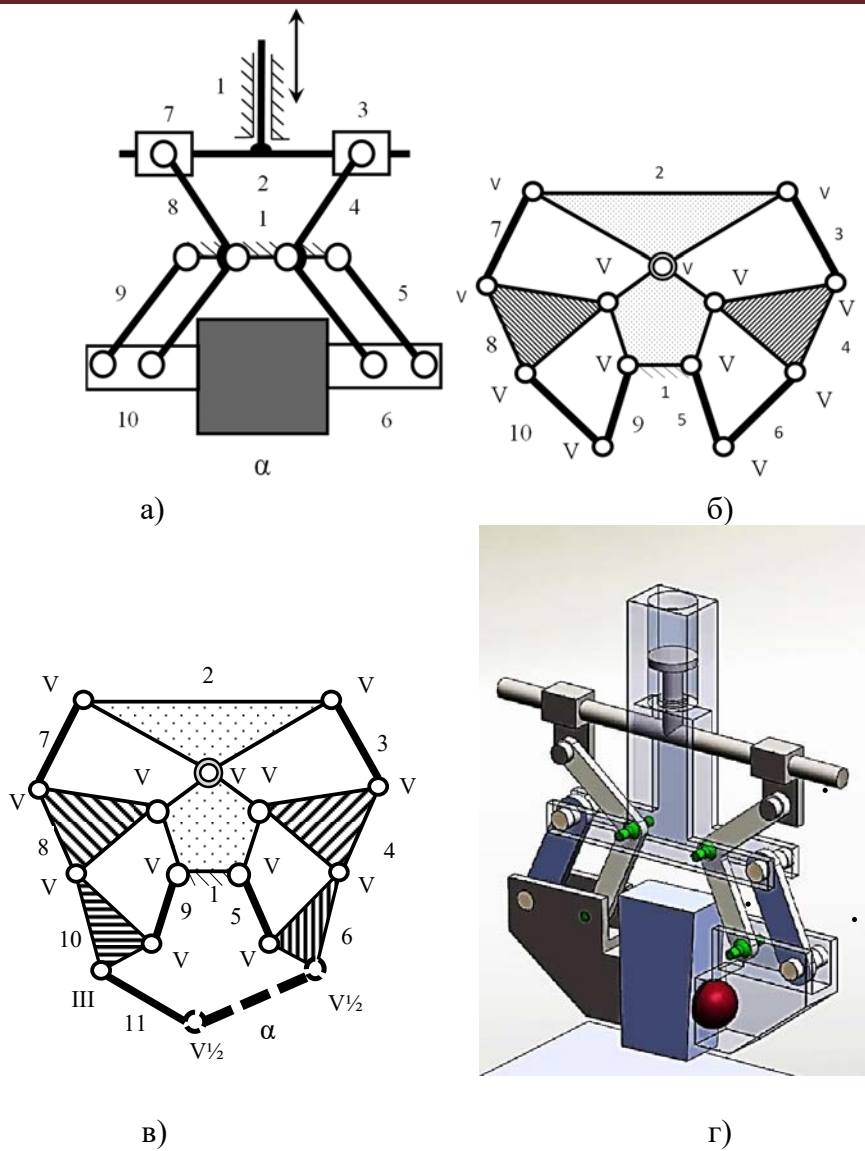


Рисунок 1– Кінематична(а), структурні(б, в) схеми і модель(г) без надлишкових зв’язків механізму кулісного захвата

Для визначення кількості зовнішніх НЗ в схемі з внутрішніми і зовнішніми зв’язками потрібно застосування узагальненої структурної формули[4].

$$W_{\text{роб}} = c + b + d, \tag{2}$$

$$\sigma_a = S_a - [(W_{\text{ф}} - W_{\text{роб}}) + W_a - S_{\text{ai}}]. \tag{3}$$

Тут: c, b, d – число основних, додаткових місцевих рухомостей та число динамічних зв'язків; σ_a - число зовнішніх НЗ; S_a - число зовнішніх зв'язків; $W, W_\phi, W_{роб}$ - загальна, фактична і робоча рухомість механізму; W_a - число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків; S_{ai} - число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму[12].

Якщо внутрішніх НЗ в схемі немає, то всі виявлені НЗ - зовнішні, тобто утворюються при затиску об'єкту. Вираз в круглих дужках у формулі (3) показує скільки зовнішніх зв'язків витрачається на зменшення рухливості ланок механізму і зовнішніх тел. Після підстановки чисел отримаємо $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$. Три НЗ утворюються при накладанні фрикційних голономних зв'язків, двічі обмежують передачу моменту навколо вісі x і передачу сил уздовж осей y і z . Кінематично було б достатньо, щоб зазначені фрикційні зв'язку накладала одна губка схвата. Решта дві з виявлених зовнішніх НЗ вимагають суворого дотримання паралельності губок схвата і бічних поверхонь заготовки в двох взаємно перпендикулярних площинах. Для їх усунення без зміни форми контактуючих поверхонь необхідне введення в схему розвантажувального з'єднання, здатного компенсувати перекося при затиску об'єкта. Таким з'єднанням може бути сферична пара 10-11. Після її введення непаралельність сторін заготовки буде компенсована самоустановкою. Усунення цих НЗ тим більше важливо, що їх дія, що має імпульсний характер, багаторазово повторюється при затисканнях і породжує два реактивних моменти, які не викликані дією сил опору.

На рис. 1,в показана структурна схема механізму розглянутого схвата, позбавленого шкідливих НЗ. Після введення трирухомого розвантажувального з'єднання перед накладенням зовнішніх зв'язків $W_{роб} = 1 + 3 = 4$. Тут $b = 3$, так як ланка 11 механізму до накладення зовнішніх зв'язків мала 3 рухомості. Тепер отримаємо $\sigma_a = 10 - [(4 - 0) + 6 - 1] = 1$, тобто залишився один голономний зовнішній НЗ, дія якого не шкідлива. Її наявність підвищує вантажопідйомність механізму схвата. Покращена схема буде відрізнятися безсумнівними перевагами, її модель представлена на рис.1,г.

Кінематичний синтез. Для цього механізму захвату розглянемо задачу аналітичної кінематики і оптимізаційного геометричного синтезу. У відповідності з позначеннями на кінематичній схемі (рис.2) прийемо у розрахунок два безрозмірних параметра $\sigma = \frac{S_A}{R}$ и $\rho = \frac{r}{R}$, а за критеріальний параметр – швидкісну функцію U_{CA} - відношення швидкості V_C затиску губок до швидкості куліси V_A , що приводиться від гідроциліндру.

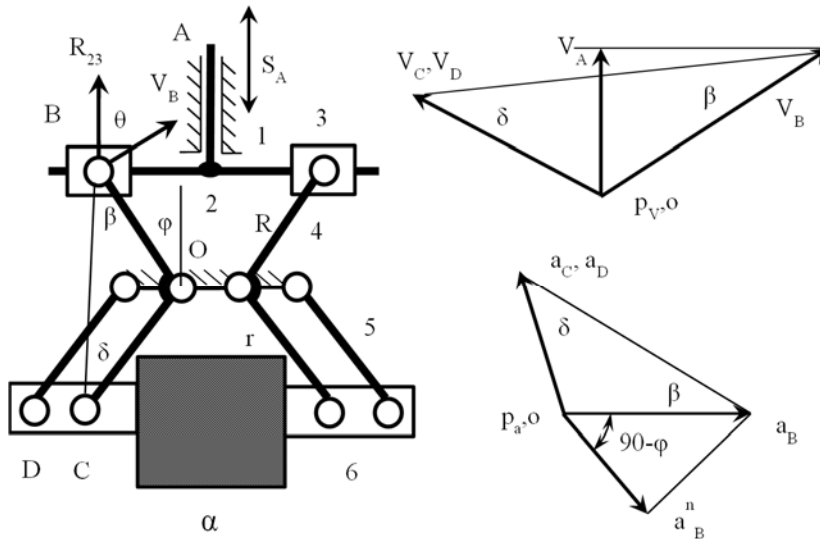


Рисунок 2 – Кінематична розрахункова схема і плани швидкостей та пришвидшень стрижньового кулісного механізму захвата

Прийнявши $V_A = const$ і за початок відліку крайнє верхнє положення куліси, з кінематичної схеми та плану швидкостей (рис.2) знайдемо:

$$\cos \varphi = \frac{R - S_A}{R} = 1 - \sigma \tag{1}$$

$$U_{BA} = \frac{V_B}{V_A} = \frac{l}{\sin \varphi} = \frac{l}{\sqrt{1 - \cos^2 \varphi}} = \frac{l}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{2}$$

$$U_{CA} = \frac{V_B \cdot V_C}{V_A \cdot V_B} = U_{BA} \frac{\sin \beta}{\sin \delta} = U_{BA} \frac{r}{R} = \frac{\rho}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{3}$$

$$\frac{d\varphi}{dS_A} = \frac{d\varphi/dt}{dS_A/dt} = \frac{\omega_3}{V_A} = \frac{l}{R} \cdot \frac{l}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{4}$$

$$\omega_3 = \frac{V_A}{R} \cdot \frac{l}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 &= \frac{\overline{a_B^t}}{R} = \frac{\overline{a_B}}{R} \cdot \operatorname{ctg} \varphi = \frac{V_B^2}{R^2} \cdot \operatorname{ctg} \varphi = \\ &= \omega_3^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi = \frac{V_A^2}{R^2} \cdot \frac{1 - \sigma}{2\sigma - \sigma^2} \end{aligned} \tag{6}$$

З отриманих формул видно, що функція U_{CA} існує, якщо $0 < \sigma < 2$ і $R > S_A/2$, а U_{CA} тем менше, чим менше ρ . U_{CA} залежить від двох відносних параметрів схеми, раціональне геометричне існування яких суттєво обмежене. На рис.3,а побудований графік цієї залежності(3) у діапазоні додатних значень. Просторова фігура перетнута площиною $U_{CA} = 1$, що відповідає критерію оптимізації. Як видно, параметр U_{CA} під час зміни параметру σ (при переміщенні S_A) не залишається постійним і має відхилення від бажаної одиниці. На рис. 3,б представлені криві перетону для 10% відхилення від $U_{CA} = 1$. Очевидно, що проектування механізму з величиною $\rho > 1$ не раціонально, бо U_{CA} в цьому випадку буде завжди більша за одиницю. Оптимальне значення слід шукати у напрямку де $\rho < 1$.

Додаткові обмеження за допустимим кутом тиску у стрижневих механізмах суттєво обмежать діапазон пошуку оптимального результату. Для синтезу напрямних важільних механізмів приймемо $[\theta] \leq 45^\circ$ [13], корективи можуть бути внесені на величину кута тертя в напрямних. Кут тиску (між вектором реакції R_{23}

та вектором швидкості точки В V_B) визначимо з рівнянням $\theta = \left| \frac{\pi}{2} - \varphi \right|$,

тоді для цього механізму робочий діапазон зміни кута φ складе $135^\circ > \varphi > 45^\circ$. Для цих умов хід ведучої ланки визначиться як $S_A = R(1 - \cos\varphi)$, а параметр σ змінюється у діапазоні $1,707 > \sigma > 0,293$.

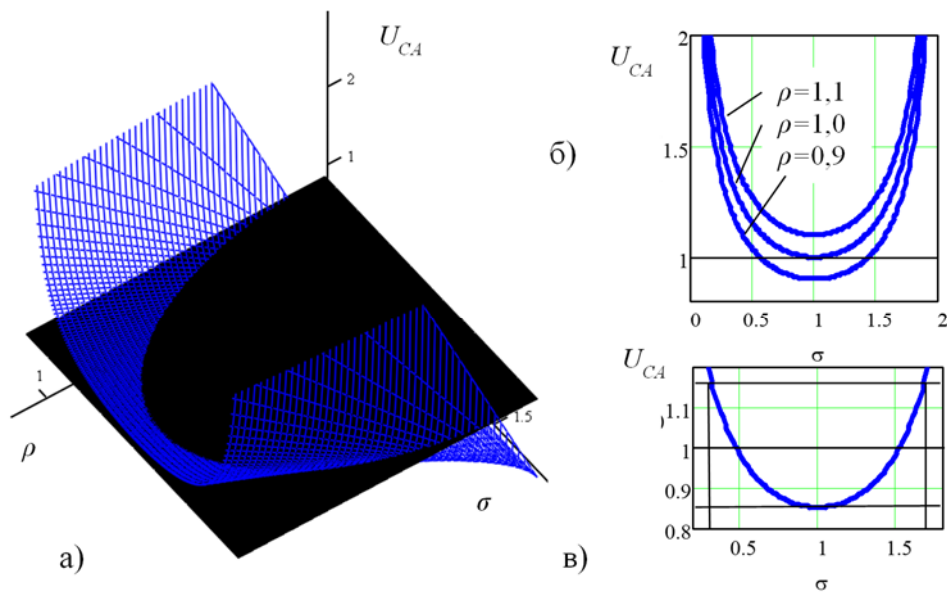


Рисунок 3 – Перетин поверхні $U_{CA}(\rho, \sigma)$ площиною $U_{CA}=1$ в області існування дійсних та позитивних рішень

Як видно за попереднім аналізом механізм з параметр $\rho=1$ має значення $U_{CA}=1$ тільки в одному положенні, де φ приймає значення 90° ($\sigma=1$). У всіх інших положеннях раціонального діапазону механізму $U_{CA} > 1$, тому оптимальне значення ρ де U_{CA} буде мати симетричне відхилення від $U_{CA}=1$ для прийнятого кута тиску складе $\rho=0,853$. При цьому параметр $U_{CA} > 1$ буде змінюватися у діапазоні $1,17 > U_{CA} > 0,83$ (рис. 3,в).

Висновки. Виконаний структурний аналіз стрижньового механізму захвата як механізму змінної структури із зовнішніми, в тому числі неутримуючими і голономними зв'язками. Запропонована раціональна схема кулісного з паралелограмом механізму захвата з усунутими шкідливими надлишковими зв'язками.

Виконаний у відносних величинах кінематичний синтез геометричних параметрів кулісного стрижньового механізму захвата за критеріями швидкісної функції і кута тиску. Знайдені оптимальні значення геометричних параметрів механізму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Боренштейн Ю. П. Исполнительные механизмы захватывающих устройств. Л.: Машиностроение, 1982. 302 с.
2. Челпанов И. Б., Колпашников С. Н. Схваты промышленных роботов.— Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.— 287 с.
3. Belfiore, N. P. and Pennestri, E., An atlas of linkage-type robotic grippers. Mech. Mach. Theory, 1997, Vol. 32, No. 7, pp. 811-833.
4. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов/ О.Г.Озол - Рига,: Звайгзне, 1979, 360 с.
5. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы/ Л.Н.Решетов - М.: Машиностроение, 1979, 334 с.
6. Кожевников С.Н. Аппаратура гидро, -пнеumo и электроавтоматики металлургических машин./С.Н.Кожевников.-М-К.: Машгиз, 1961, 550с.
7. Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров / Под ред. К.В.Фролова.- М. Машиностроение, 1988.- 232с.
8. J.E. Holte, T.R. Chase, A force transmission index for planar linkage mechanisms, in: Proceedings of the ASME Mechanisms Conference, 1994, pp. 377–386.
9. Lin, C. C. and Chang, W. T. The force transmissivity index of planar linkage mechanisms. Mech. Mach. Theory, 2002, 37(12), 1465–1485.
10. Павленко І. І. Загальна методика розрахунку та проектування конструкцій захватних пристроїв промислових роботів/ Павленко І. І., Годунко М. О., Кіріченко І. Д. – Кіровоград: КНТУ,

2013. – С.67-70.- (Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація; вип.26).

11. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики Т.П. Динамика. М., Наука, 1983, 640 с.

12. Погребняк Р.П. Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів/ Р.П.Погребняк // Металлургическая и горнорудная промышленность. Дніпропетровськ, 2015. -№ 7(296).- С.91-95.

13. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 659 с.

УДК 621.865.8

Михайлов Є.П., к.т.н.; Скринник А.І., магістр.

Одеський національний політехнічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОБІЛЬНИХ РОБОТІВ

Анотація. Розглянуті засоби переміщення мобільних роботів з різними типами приводів. Наведені залежності для визначення траєкторії переміщення мобільних роботів з використанням простих алгоритмів. Дослідження, проведені на макетах роботів з різними типами двигунів показали, що траєкторія переміщення відповідає отриманим залежностям.

Ключові слова: мобільний робот, привод переміщення, траєкторія переміщення.

Аннотация. Рассмотрены средства передвижения мобильных роботов с различными типами приводов. Приведены зависимости траектории перемещения мобильных роботов с использованием простых алгоритмов. Исследование, проведенное на макетах роботов с различными типами двигателей, показали, что траектория перемещения соответствует полученным зависимостям.

Ключевые слова: мобильный робот, привод перемещения, траектория перемещения.

Zusammenfassung. Es wurde die Fahrzeuge von mobilen Robotern mit verschiedenen Antrieben werden ausgelegt. Sind die Abhängigkeiten der Bewegungsbahn von mobilen Robotern werden anhand einfacherer Algorithmen dargestellt. Die Testprobe, die an Modellen von Robotern mit verschiedenen Motortypen durchgeführt wurde, zeigte, dass die Bewegungsbahn der Bewegung den erhaltenen Abhängigkeiten entspricht.

Stichworte: mobiler Roboter, Verschiebeantrieb, Bewegungsbahn.

Постановка проблеми

Мобільні роботи знаходять все ширше використання у таких сферах, як обслуговування складських приміщень та автоматизація виробничого процесу. При цьому однією з найважливіших задач є забезпечення ефективності засобів переміщення робота.

Сучасні мобільні роботи можуть мати різні голономні та неголономні засоби руху. Перевагою голономних засобів руху є можливість здійснювати переміщення у будь-якому напрямку без розвороту. При переміщенні мобільних роботів по заданим траєкторіям важливо використовувати відносно прості алгоритми

керування, що дозволяє зменшити вимоги до пристроїв керування.

Для дослідження різних засобів руху та порівняння їх можливостей доцільно використовувати макети мобільних роботів з різними типами приводів, засобів навігації та керування, за допомогою яких можна визначити відповідність отриманих теоретичних залежностей практичним результатам та точність переміщення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Для переміщення мобільних роботів використовують різні засоби руху. При використанні мобільних роботів для задач обслуговування складських приміщень та автоматизації виробничого процесу найчастіше використовують колісні засоби переміщення, оскільки переміщення здійснюється по рівній поверхні. При цьому застосовують мобільні роботи з диференціальним приводом, приводом типу трицикл та з всеспрямованими приводами, такими як поворотні приводи та приводи з омніколесами, наприклад, з меканум-колесами [1 -- 10].

Кінематика засобів пересування на основі таких приводів досить добре вивчена [7, 8]. Аналіз цих робіт показує, що кінематика траєкторії пересування по довільній траєкторії та її зв'язок з параметрами приводів потребує досить складного математичного апарата. Це значно ускладнює алгоритм керування для здійснення автоматичного пересування мобільних роботів

Постановка мети та задач дослідження

Метою роботи є дослідження можливостей різних засобів переміщення мобільних роботів по вказаному маршруту з урахуванням типів приводів, що використовуються для переміщення робота, основною задачею котрих є знаходження простих алгоритмів керування.

При цьому були розглянуті мобільні роботи з диференціальним приводом, приводом типу трицикл та з чотирма поворотними приводами, що використовують крокові двигуни та сервоприводи для повороту колеса.

Для експериментального дослідження були розроблені макети мобільних роботів з різними типами приводів з використання крокових двигунів та сервоприводів.

Задачі дослідження полягали у визначенні простих алгоритмів для переміщення та залежності точності переміщення від параметрів приводів, що використовують для програмування траєкторії переміщення.

Викладка основного матеріалу

Розглянуті три типа приводів переміщення роботів, що використовуються найчастіше, а саме, диференційний привод, привод типу трицикл та чотири поворотних приводів (всеспрямовані приводи) - (рис. 1).

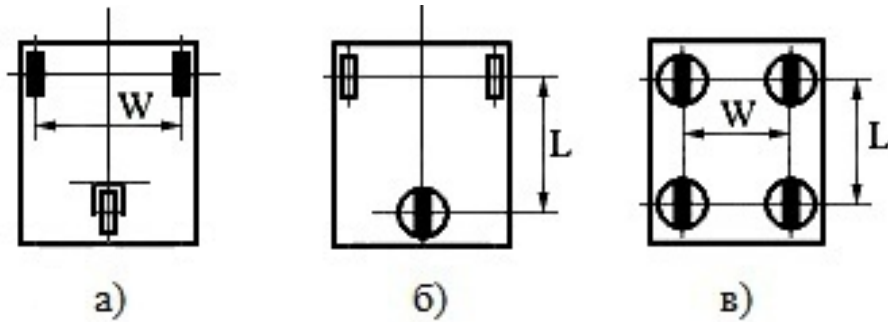


Рис.1. Мобільні роботи з диференційним приводом (а), приводом типу трицикл (б) та з всеспрямованими приводами (в)

Як показано в [4, 11], найбільш простим є алгоритм переміщення з використанням кусочно-ламаної траєкторії. Для програмування шляху переміщення роботів при цьому використовують переміщення по прямій та поворот на місці.

При цьому основним параметром є шлях, який проходять ведучі колеса. Для визначення цього шляху l при використанні крокових двигунів знайти кількість імпульсів n_l , яка залежить від кількості імпульсів на одне обертання колеса n_c та його діаметра d .

$$n_l = \frac{n_c l}{\pi d}$$

Схема повороту на місці мобільних роботів з диференційним приводом, приводом типу трицикл та з всеспрямованими приводами наведена на рис. 2.

Як показано в [11] для повороту робота з диференційним приводом на кут $\Delta\theta$ маємо таку кількість імпульсів:

$$n_{\Delta\theta} = \frac{n_c W \Delta\theta}{d}$$

де W - відстань між колесами робота.

Для повороту робота з приводом типу трицикл на кут $\Delta\theta$ маємо таку кількість імпульсів:

$$n_{\Delta\theta} = \frac{n_c L \Delta\theta}{d}$$

де L - відстань між осями ведучого рульового та опірних коліс робота.

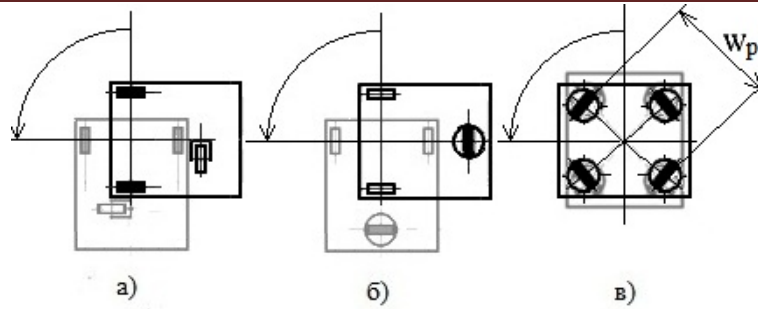


Рис. 2. Схема повороту на місці мобільних роботів з диференційним приводом (а), приводом типу трицикл (б) та з всеспрямованими приводами (в)

При цьому для мобільних роботів з всеспрямованими приводами пропонується використовувати поворот з колесами, що повернуті на 90° відносно діагоналі розташування коліс. Якщо відстань між колесами по довжині та ширині однакові, то колеса треба повернути на 45° відносно вихідного положення коліс.

При цьому для повороту на кут $\Delta\theta$ маємо таку залежність, як для диференційного приводу, де треба тільки замінити W на W_p .

Для дослідження засобів переміщення таких мобільних роботів були розроблені макети з використанням крокових двигунів для ведучого колеса та сервоприводів для повороту колеса. Зовнішній вигляд крокового двигуна та сервопривода наведені на рис. 3. В макетах мобільних роботів використовується система керування на базі контролера Arduino Mega, що дає можливість підключати досить велику кількість різних приводів та датчиків.

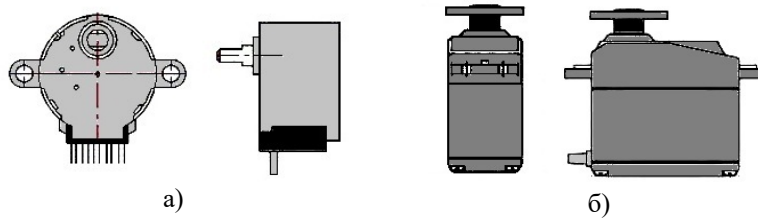


Рис.3. Зовнішній вигляд крокового двигуна (а) та сервопривода (б).

Для дослідження мобільних роботів з диференціальним приводом використовується макет, наведений на рис.4

Макет має два ведучих та одне опорне колесо.

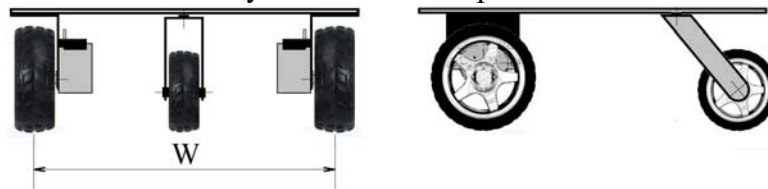


Рис.4. Зовнішній вигляд візка з диференційним приводом.

Для дослідження мобільних роботів з приводом типу трицикл використовується макет, наведений на рис.5.

Макет має одне ведуче поворотне колесо та два опорних колеса.

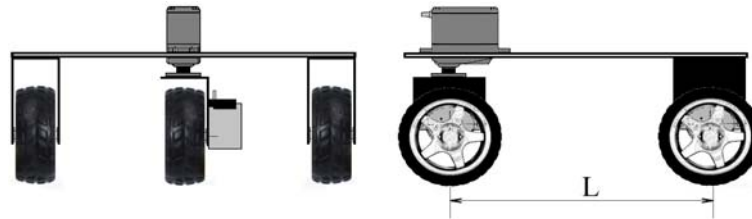


Рис.5. Зовнішній вигляд візка з приводом типу трицикл.

Для дослідження мобільних роботів з всеспрямованими приводами використовується макет, наведений на рис.6.

Макет має чотири ведучих поворотних коліс.

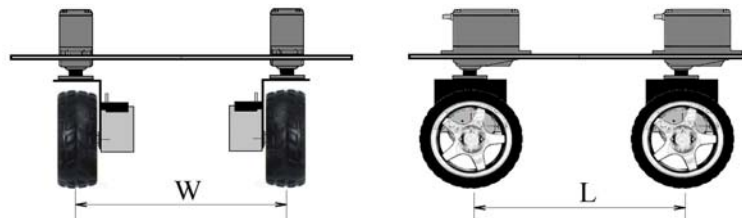


Рис.6. Зовнішній вигляд мобільного робота з всеспрямованими приводами.

Використання крокових двигунів дає можливість встановлювати шлях та кут переміщення без датчиків кута обертання, а також досить точним встановленням швидкості обертання, що визначається частотою імпульсів. Обраний кроковий двигун має 2048 імпульсів на одне обертання. Сервопривод, що здійснює поворот колеса, може обертатися в діапазоні від 0 до 180° з точністю 1°.

Були проведені дослідження траєкторій переміщення з кусочно-ламанною апроксимацією, які показали, що переміщення мобільного робота відповідає наведеним залежностям.

Висновок:

Розглянуті засоби пересування мобільних роботів з різними типами приводів.

Наведені залежності для переміщення вказаних роботів по кусочно-ламаній траєкторії.

Розроблені макети для дослідження мобільних роботів з диференційним приводом, приводом типу трицикл та з всеспрямованими приводами.

Дослідження, проведені на макетах роботів з різними типами двигунів показали, що траєкторія переміщення мобільного робота відповідає наведеним залежностям.

ЛІТЕРАТУРА

1. Антонов А. Описание движения мобильного робота. // 23 июня, 2014. Робототехника. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://robotosha.ru/robotics/robot-motion.html>.
2. Мартыненко Ю. Г. Управление движением мобильных колёсных роботов // Фундаментальная и прикладная математика, 2005, том 11, № 8, с. 29—80.
3. Мартыненко Ю. Г., Митрофанов И. Е., Письменная Е. В., Формальский А. М. О супервизорном управлении мобильной платформой на четырех поворотных колесах // Известия РАН. Теория и системы управления, 2011, № 2, с. 147–157.
4. Михайлов Е.П., Ременюк Б.С. Реализация перемещения мобильного робота в автоматизированном складе // Электротехнические и компьютерные системы. 2016. № 23.
5. Mobile Robots – Current Trends, Edited by Zoran Gacovski p. cm. ISBN 978-953-307-716-1 Published by InTech, Janeza Trdine 9, 51000 Rijeka, Croatia, First published September, 2011, p. 414, Printed in Croatia, A free online edition of this book is available at www.intechopen.com.
6. Siegwart R. Nourbakhsh I. R. Introduction to Autonomous Mobile Robots. A Bradford Book The MIT Press Cambridge, Massachusetts London, England © 2004 Massachusetts Institute of Technology p. 336.
7. Кампион Г., Бастен Ж., Д’Андреа-Новель Б. Структурные свойства и классификация кинематических и динамических моделей колесных мобильных роботов, Нелинейная динамика, 2011, том 7, № 4, с. 733–769.
8. Килин А.А., Бобыкин А.Д. Управление тележкой с омниколесами на плоскости. Нелинейная динамика. 2014. том 10. № 4. с. 473–481.
9. Liu Y., Zhu J. J., Williams II R. L., Wu J. Omni-directional mobile robot controller based on trajectory linearization. Robotics and Autonomous Systems 56 (2008) p.461–479
10. Краснодубец Л.А., Морозова Е.Ф. Управление движением колесной платформы с тремя степенями свободы // Міжнародний науково-технічний журнал “Інформаційні технології та комп’ютерна інженерія” 2010, №2(18). – с. 14 – 19.
11. Михайлов Є.П., Скринник А.І. Дослідження засобів локальної навігації мобільних роботів // Підъемно-транспортная техника. – 2017. – № 3 (48), с. 55–61.

**ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ
У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»**

Структура, конструкція, кінематика машин
Динаміка, міцність, стійкість
Приводи і системи керування
Діагностика, експлуатація і ремонт
Технологія виробництва машин
Логістика і механізація вантажно- розвантажувальних робіт
Робототехніка
Організація виробництва, економіка, екологія
Науково-методичні питання

ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи (Постанова Президії ВАК України від 15.01.03 №97-05/1):

постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Редакційна колегія журналу звертається до авторів з проханням надсилати статті, підготовлені за наступною структурою:

Текст **повинен** бути набраний у текстовому редакторі MS Word відповідно наступних вимог:

параметри сторінки - формат "Другой" **17x26 см**; відступи від краю аркушу до тексту: зверху - 2см, знизу - 2,5 см, ліворуч - 2,0 см, праворуч 2,0 см.

УДК: лівий верхній кут, шрифт Times New Roman Cyr 12 pt Автори (П.І.Б, учений ступінь, *місце роботи*): шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю.

НАЗВА СТАТТІ: шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, напівжирний, літери прописні, відступ першого рядка 1,27 см, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

основний текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання - за шириною, стиль - Normal, міжрядковий інтервал - **одинарний**.

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

редактор формул MS Equation 3.0 - стиль: "Текст", шрифт Times New Roman,; "Матрица-вектор", "Числа", "Функция", "Переменная" - шрифт Times New Roman, нахилений; "Стр. греческие", "Пр. греческие" - шрифт Symbol, нахилений;

“Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

Таблиця повинна мати номер і через дефіс - назву. Шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по лівому краю. Таблицю не розривати, орієнтація таблиці - тільки книжна.

Ілюстрації виконуються тільки засобами машинної графіки (за винятком фотографій). На всі ілюстрації повинні бути зноски у тексті, пронумеровані арабськими цифрами (1,2,...) у порядку згадування у тексті. Ілюстрації повинні мати: надпис „Рисунок”, номер та назву (через дефіс) і розміщуватись під рисунком. Написи на рисунках повинні бути виконані, за можливістю шрифтом розміром 12...8 pt. Товщина ліній - не менше 0,5 pt. Рисунки та фотографії повинні бути вставлені у текст статті і додатково представлені в окремих файлах формату *.tif, *.psx.

Посилання на **літературу** повинні слідувати у порядку їх появи у тексті. Номер посилання у квадратних дужках повинен слідувати за якимось ствердженням, положенням або за прізвиськом автора. ЛІТЕРАТУРА - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по середині. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, без відступів та виступів. Опис літератури повинен включати: прізвище автора та ініціали (якщо число авторів менше трьох, то слід привести усіх авторів, а якщо більше - то ім'я першого та “інш.”); для журналів вказати назву статті, журнал, том і номер, місяць та рік видання, номер сторінки включно. Для книг вказати авторів, назву, том, найменування та місце видання, рік і кількість сторінок.

Звернути увагу на відсутність розділових знаків у кінці назви статі, відомостей про авторів, найменування заголовків, таблиць, підрисуночного підпису і слова ЛІТЕРАТУРА.

Анотації трьома мовами (українська, російська, німецька - окремими абзацами) повинні бути представлені після **НАЗВИ СТАТТІ**. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по ширині. Об'єм 50-70 слів.

Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:

1. Стаття надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) у двох екземплярах і підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.

2. Стаття в електронному вигляді.

3. Експертний висновок про можливість опублікування.

4. Додаток з відомостями про авторів (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).

5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті здобувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.