

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

СТУКАЛЕНКО ОЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ

УДК 629.5.065(043)

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ
ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ ПРИСТРОЇВ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень.

Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають
посилання на відповідне джерело.



О. М. Стукаленко

Науковий керівник: Козьмініх Микола Анатолійович,
кандидат технічних наук, доцент

Одеса – 2021

АНОТАЦІЯ

Стукаленко О. М. Підвищення ефективності експлуатації суднових вантажопідйомних пристроїв. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Національний університет "Одеська морська академія", м. Одеса, 2021.

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача розробки методів розрахунку параметрів безпечних здвоєних поліспаств та визначення умов, за яких забезпечується підвищення ефективності експлуатації суднових вантажопідйомних пристроїв за рахунок утримання вантажу при обриві троса.

Проаналізовані особливості конструкції суднових вантажопідйомних пристроїв та вимоги Регістра до забезпечення безпеки після відмови елементів їх конструкції. Проведено класифікацію основних типів відомих технічних рішень безпечних здвоєних поліспаств з різними типами зрівняльних пристроїв для забезпечення утримання вантажу після обриву троса та успішного завершення вантажної операції. В результаті проведеного аналізу методів визначення параметрів зрівняльних пристроїв встановлено, що в відомих методах не визначений характер руху елементів фрикціона зрівняльного пристрою під час утримання вантажу. Також не врахований вплив довжини поліспастового підвісу на величину динамічних навантажень після обриву троса. Визначено, що при проведенні досліджень процесу утримання вантажу після обриву троса при використанні безпечного здвоєного поліспаства з постійним зусиллям опору фрикційного зрівняльного пристрою не були з'ясовані динамічні навантаження металоконструкції. Не виявлено досліджень з визначення

динамічних навантажень при утриманні вантажу або стріли за допомогою здвоєного поліспасти з балансиrom у суднових вантажопідйомних пристроях із гнучким підвісом стріли після обриву шкентеля або топенанта. Відоме технічне рішення здвоєного стрілового поліспасти із балансиrom з пружинним компенсатором-уловлювачем розраховане за статичною схемою розрахунків без урахування динамічних складників. У зв'язку з цим висунуто пропозицію в удосконаленні методики визначення динамічних навантажень у силовому ланцюзі суднового вантажопідйомного пристрою з пружною металоконструкцією після обриву шкентеля здвоєного поліспасти, яка відрізняється від відомих представленням процесу роботи фрикціона у зрівняльному пристрої як тертя з періодичними зупинками, урахуванням швидкості вантажу та деформації металоконструкції у момент обриву шкентеля, що дає змогу точніше визначати максимальні динамічні навантаження конструктивних елементів та ідентифікувати параметри зрівняльного фрикційного пристрою. Для суднових вантажопідйомних пристроїв з гнучким підвісом стріли запропонована методика розрахунків процесів у силовому ланцюзі після обриву топенанта або шкентеля здвоєного поліспасти, яка дає змогу розрахувати максимальні динамічні навантаження конструктивних елементів при використанні здвоєного поліспасти з балансиrom та з балансиrom із пружинним уловлювачем-компенсатором та визначити умови, за яких забезпечується утримання вантажу або стріли. Це визначило напрям дослідження і основні завдання дослідження.

Встановлено, що рухомі елементи фрикційного зрівняльного пристрою під час роботи фрикціона рухаються з періодичними зупинками, що дає змогу визначити розрахункові параметри фрикціона.

Визначений вплив довжини поліспастового підвісу на реально можливі максимальні динамічні навантаження суднового вантажопідйомного пристрою при нормальній роботі і при утриманні вантажу здвоєним поліспастом з балансиrom. Для розглянутої конструкції

мостового крана при мінімальній довжині поліспастового підвісу навантаження збільшуються і різниця в навантаженнях становить: при нормальній роботі для поліспастового підвісу 17%, а для металоконструкції 6%; при обриві топенанта для поліспастового підвісу 56 %, для металоконструкції 24 %.

Розроблені математичні моделі процесу утримання вантажу після обриву шкентеля за наявності пружної металоконструкції з урахуванням впливу швидкості вантажу та пружної деформації металоконструкції в момент обриву шкентеля. Для суднового мостового крана вантажопідйомністю 20 т виконано чисельне розв'язання отриманих рівнянь руху мас. Визначені максимальні розрахункові динамічні навантаження на поліспастовий підвіс та металоконструкцію після обриву шкентеля зведеного поліспаста з балансиrom та безпечного зведеного поліспаста із фрикційним зрівняльним пристроєм. Встановлено, що максимальні розрахункові динамічні зусилля у металоконструкції при використанні постійного опору фрикціона зрівняльного пристрою досягають величин, за яких коефіцієнти динамічності зусиль у металоконструкції перевищують регламентований запас її міцності. Запропоноване використання ступінчастого зусилля опору фрикціона для збільшення часу прикладення навантаження до металоконструкції з метою зменшення максимальних динамічних зусиль у ній і досліджена ефективність цього рішення. Для досліджуваної конструкції крана вантажопідйомністю 20 т при утриманні вантажу у процесі підйому максимальне розрахункове навантаження на металоконструкцію становить 488 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності 2,44. Використання ступінчастого опору дозволяє знизити розрахункове зусилля до допустимого значення 345 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_F = 1,73$. Для розглянутої конструкції крана коефіцієнт запасу міцності металоконструкції 2. Адекватність математичних моделей підтверджена експериментально у лабораторних умовах.

Розроблена методика розрахунків процесів у силовому ланцюзі суднового вантажопідйомного пристрою з гнучким підвісом стріли після обриву топенанта або шкентеля здвоєного поліспада. Визначені максимальні розрахункові динамічні навантаження конструктивних елементів при використанні здвоєного поліспада з балансиrom та з балансиrom із пружинним уловлювачем-компенсатором. В результаті було з'ясовано, що використання пружинного уловлювача-компенсатора балансира здвоєного стрілового поліспада не забезпечує максимальні динамічні навантаження у стріловому поліспаді у допустимих межах, що вимагає нових технічних рішень. Визначена допустима вага вантажу, за якою забезпечується утримання вантажу або стріли після відмови шкентеля або топенанта здвоєного поліспада з балансиrom.

Розроблені технічні рішення безпечних здвоєних поліспадів із зрівняльними фрикційними пристроями, захищені патентами України на винахід. Реалізація винаходу із зрівняльним штоком здійснена у підйомнику складу готової продукції.

Ключові слова: судновий вантажопідйомний пристрій; обрив троса; безпечний здвоєний поліспад; утримання вантажу; утримання стріли; зрівняльний фрикційний пристрій; пружинний компенсатор-уловлювач.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, у яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Стукаленко А. М. Влияние длины полиспастного подвеса на динамику подъема мостового крана при нормальной работе и обрыве каната / А. М. Стукаленко // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 96-97.
2. Семенюк В. Ф. Нагрузки мостового крана, оснащенного безопасным сдвоенным полиспастом у уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1999. – Вып. 1. – С. 44-47.

3. Стукаленко М. И. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. М. Стукаленко // Безопасность труда в промышленности: – 2005. – №11 – С.24-28.

4. Стукаленко М. И. Математическая модель подъема груза мостовым краном с основания «с подхватом» при обрыве каната / М. И. Стукаленко, **О. М. Стукаленко** // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2010. – вип. 38. – С. 594-598.

5. **Стукаленко О. М.** Математична модель утримання стріли стрілового крана після обриву троса / **О. М. Стукаленко**, Д. І. Василюк // Судостроение и морская інфраструктура (Shipbuilding & marine infrastructure). – 2018. – № 2(10). – С. 63-69.

6. Стукаленко М. І. Запобігання аварії мостового крана при обриві каната здвоєного поліспаста з балансіром / М. І. Стукаленко, **О. М. Стукаленко**, Д. І. Василюк // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2019. – Вип. 74. – С. 67-74.

7. Патент 76052 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М., Ясиновський О. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 20041210475; заявл. 20.12.04; опубл. 15.06.06, Бюл. № 6.

8. Патент 84575 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 С 15/00, В 66 D 1/54. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200603718; заявл. 05.04.06; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.

9. Патент 84630 Україна, МПК В 66 D 1/54, В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**,

Стукаленко В. М., Стебленко А. А., Ясиновський О. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200701446; заявл. 12.02.07; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.

10. Патент 90600 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200813853; заявл. 02.12.08; опубл. 11.05.10, Бюл. № 9.

11. Патент 99477 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 D 3/04, В 66 D 3/10, D 66 С 15/00. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 201004014; заявл. 06.04.10; опубл. 27.08.12, Бюл. № 19.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

12. Создание безопасных сдвоенных полиспадов с уравнительными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. Ф. Семенюк и др. // Сб. статей и тезисов докл. научно-практической конференции "Грузоподъемные машины в общественном производстве. Состояние и перспективы развития": 24-25 мая 2001 г. / НТА «Подъемные сооружения». Одесса, 2001. – С. 97-100.

13. Стендовые исследования работы безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Сборник статей и тезисов докладов второй Всеукраинской научно-практической конференции производителей и потребителей подъемных сооружений, г. Одесса, 22-23 ноября 2001 г./ НТА «Подъемные сооружения» - Одесса. – С. 199-200.

14. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспадов / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. М. Стукаленко и др. // Сб. тр. н.-

практ. конф. "Проблемы производства и безопасности эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России": – Одесса, 2004. – С. 203-209.

15. Повышение надежности судового грузового устройства / **А. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції «Енергетика судна: експлуатація та ремонт», 05.04.2011 – 07.04.2011. – Одеса: ОНМА, 2011. – С. 112-113.

16. Анализ динамических нагрузок судового стрелового крана при отказе топенанта сдвоенного стрелового полиспаста / **А. М. Стукаленко**, А. А. Кылыннык // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2012. – С. 32-33.

17. Определение эффективности использования амортизационных элементов в сдвоенном стреловом полиспасте с балансиром при отказе топенанта / **А. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013 – 22.03.2013. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2013. – С. 52-53.

18. Про можливість утримання вантажу після відмови шкентеля судового стрілового крану / **О. М. Стукаленко**, М. О. Маяков // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт", 26.03.2014-28.03.2014. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2014. – С. 38-40.

19. Анализ уравнительных устройств сдвоенных полиспастов / **О. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 24.03.2015-25.03.2015. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2015. – С. 38-40.

20. Дослідження здвоєного стрілового поліспаста з підпружиненим балансиром / **О. М. Стукаленко**, Л. М. Макаренко // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 83-88.

Публікації які додатково відображають наукові результати дисертації.

21. Семенюк В. Ф. Математическая модель безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко** // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 89-92.

22. Стукаленко М. И. Влияние направления движения груза на процесс его удержания безопасным сдвоенным полиспастом с уравнительным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, А. С. Хвищук // Стальные канаты. – 1999. – Вып. 1. – С.159-164.

23. Стукаленко М. И. Создание безопасных сдвоенных полиспастов с уравнительными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. Ф. Семенюк // Подъемные сооружения и специальная техника: – Одесса, 2001. – № 2. – С. 9-11.

24. Стукаленко М. И. Повышение безопасности работы мостового крана / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Стальные канаты. – 2001. – Вып. 2. – С. 218-225.

25. Патент 33449 Україна, МПК В 66 D 3/04, В 66 D 15/02. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Семенюк В. Ф., Хвищук О. С.; заявник і власник патенту Одес. держ. політехн. ун-т. № 99021042; заявл. 23.02.99; опубл. 15.01.01, Бюл. № 1.

ANNOTATION

Stukalenko O. M. Increase of operational efficiency of a cargo-handling gear of sea-going ships. – Qualifying scientific work on the rights of manuscript.

Dissertation on competition of a scientific degree of PhD in Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in the speciality 05.22.20 – operation and

maintenance of transport facilities. – National University "Odessa Maritime Academy", Odessa, 2021.

In the dissertation, the urgent scientific and technical problem of developing methods for calculating the parameters of safe dual tackle pulleys and determining the conditions under which it is possible to increase the efficiency of operation of ship hoisting devices due to cargo retention during cable breakage is solved.

The design features of ship lifting devices and the requirements of the Register for ensuring safety after failure of their structural elements are analyzed. The classification of the main types of well-known technical solutions safe double tackle, designed to ensure the retention of cargo after breaking the cable and the successful completion of the cargo operation. It is established that in the known methods for calculating safe double tackles, the nature of the movement of the friction elements of the leveling device during the holding of the cargo is not determined. Also, the influence of the pulley chain length on the value of dynamic loads after a cable break is not studied. It was determined that in studies of the process of holding the load after a cable break using a safe double tackle with a constant resistance force of the friction leveling device in the presence of an elastic metal structure, dynamic loads on it were not determined. No studies have been identified to determine the dynamic loads while holding a load or boom using a double tackle with a balancer in ship hoisting devices with a flexible suspension of the boom after a pendant or topenant break. It is established that the well-known technical solution of a double boom pulley with a balancer with a spring compensator-trap does not take into account the dynamic components. This determined the direction of the study and the main objectives of the study.

For the first time it was determined that the movable elements of the friction leveling device during operation of the friction clutch move with periodic stops, which makes it possible to determine its calculated parameters.

The influence of the length of the hoisting pulley on the really possible maximum dynamic loads of the ship hoisting device during normal operation and while holding the load with a double pulley with a balancer is investigated. For the design of the ship's bridge crane under consideration, the load increases with the minimum length of the hoisting block. For the maximum and minimum lengths, the difference in loads is: when lifting the load "with pick-up" for the cargo chain hoist 17%, and for metal construction 6%; with a break of the topenant for the cargo chain hoist 56%, for metal 24%.

Mathematical models of the process of holding the cargo after the break of the pendant in the presence of an elastic metal structure are made taking into account the influence of the speed of the load and the elastic deformation of the metal structure at the time of the break of the pendant. For a ship bridge crane with a lifting capacity of 20 tons, the obtained equations of mass motion are solved using the Runge-Kutta method. The maximum calculated dynamic loads on the chain hoist and metal structure after breaking the pendant of the double pulley with the balancer and the safe double pulley with the friction leveling device are determined. It has been established that the maximum calculated dynamic forces in the metal structure using constant drag of the leveling device and working with a load of nominal load capacity reach values at which the dynamic factors of the force in the metal structure exceed the regulated margin of its strength. For the investigated design of the crane with a lifting capacity of 20 tons while holding the load during lifting, the maximum design load on the metal structure is 488 kN, which corresponds to a dynamic coefficient of 2.44. For the considered crane design, the safety factor of the metal structure is 2.

The use of a stepped frictional drag force to increase the time of applying a load to a metal structure in order to reduce the maximum dynamic forces in it is proposed and the effectiveness of this proposal is investigated. The use of step resistance allows to reduce the design force to an acceptable 345 kN, which corresponds to a dynamic coefficient of 1.73. The adequacy of the developed mathematical models is confirmed experimentally in laboratory conditions.

A methodology for calculating dynamic processes in the power circuit of a ship's hoisting device with a flexible suspension of the boom after breaking a topper or a pendant of a double tackle has been developed. The maximum design dynamic loads of structural elements are determined when using a double pulley block with a balancer and with a balancer with a spring trap-compensator when working with a load of rated load capacity. As a result, it was determined that the use of a spring trap-compensator of the balancer of the double boom pulley does not provide the maximum dynamic loads in the boom pulley within the permissible limits, which requires new technical solutions. The permissible weight of the cargo is determined, at which the cargo or boom is retained after the failure of the pendant or topper of the double pulley with balancer.

Technical solutions for safe dual tackle belts with leveling friction devices are developed, protected by patents of Ukraine for invention. Implementation of the invention with equalizing rod carried out in the elevator of the finished goods warehouse.

Key words: ship lifting device; cable break; safe double pulley block; cargo retention; arrow holding; leveling friction device; spring compensator catcher.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT

Works, in which the main scientific results of the dissertation are published

1. **Стукаленко А. М.** Влияние длины полиспастного подвеса на динамику подъема мостового крана при нормальной работе и обрыве каната / **А. М. Стукаленко** // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 96-97.

2. Семенюк В. Ф. Нагрузки мостового крана, оснащенного безопасным сдвоенным полиспастом у уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко** // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1999. – Вып. 1. – С. 44-47.

3. Стукаленко М. И. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных вдвоенных полиспастов / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. М. Стукаленко // Безопасность труда в промышленности: – 2005. – №11 – С.24-28.

4. Стукаленко М. И. Математическая модель подъема груза мостовым краном с основания «с подхватом» при обрыве каната / М. И. Стукаленко, **О. М. Стукаленко** // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2010. – вип. 38. – С. 594-598.

5. **Стукаленко О. М.** Математична модель утримання стріли стрілового крана після обриву троса / **О. М. Стукаленко**, Д. І. Василець // Судостроение и морская інфраструктура (Shipbuilding & marine infrastructure). – 2018. – № 2(10). – С. 63-69.

6. Стукаленко М. І. Запобігання аварії мостового крана при обриві каната здвоєного поліспаста з балансиром / М. І. Стукаленко, **О. М. Стукаленко**, Д. І. Василець // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2019. – Вип. 74. – С. 67-74.

7. Патент 76052 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М., Ясиновський О. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 20041210475; заявл. 20.12.04; опубл. 15.06.06, Бюл. № 6.

8. Патент 84575 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 С 15/00, В 66 D 1/54. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200603718; заявл. 05.04.06; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.

9. Патент 84630 Україна, МПК В 66 D 1/54, В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**,

Стукаленко В. М., Стебленко А. А., Ясиновський О. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200701446; заявл. 12.02.07; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.

10. Патент 90600 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200813853; заявл. 02.12.08; опубл. 11.05.10, Бюл. № 9.

11. Патент 99477 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 D 3/04, В 66 D 3/10, D 66 С 15/00. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 201004014; заявл. 06.04.10; опубл. 27.08.12, Бюл. № 19.

Proceedings certifying approbation of the materials of the dissertation

12. Создание безопасных сдвоенных полиспастов с уравнительными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. Ф. Семенюк и др. // Сб. статей и тезисов докл. научно-практической конференции "Грузоподъемные машины в общественном производстве. Состояние и перспективы развития": 24-25 мая 2001 г. / НТА «Подъемные сооружения». Одесса, 2001. – С. 97-100.

13. Стендовые исследования работы безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Сборник статей и тезисов докладов второй Всеукраинской научно-практической конференции производителей и потребителей подъемных сооружений, г. Одесса, 22-23 ноября 2001 г./ НТА «Подъемные сооружения» - Одесса. – С. 199-200.

14. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов /

М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. М. Стукаленко и др. // Сб. тр. н.-практ. конф. "Проблемы производства и безопасности эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России": – Одесса, 2004. – С. 203-209.

15. Повышение надежности судового грузового устройства / **А. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції «Енергетика судна: експлуатація та ремонт», 05.04.2011 – 07.04.2011. – Одеса: ОНМА, 2011. – С. 112-113.

16. Анализ динамических нагрузок судового стрелового крана при отказе топенанта сдвоенного стрелового полиспаста / **А. М. Стукаленко**, А. А. Кылыннык // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2012. – С. 32-33.

17. Определение эффективности использования амортизационных элементов в сдвоенном стреловом полиспасте с балансиром при отказе топенанта / **А. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013 – 22.03.2013. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2013. – С. 52-53.

18. Про можливість утримання вантажу після відмови шкентеля судового стрілового крану / **О. М. Стукаленко**, М. О. Маяков // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт", 26.03.2014-28.03.2014. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2014. – С. 38-40.

19. Анализ уравнильных устройств сдвоенных полиспастов / **О. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 24.03.2015-25.03.2015. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2015. – С. 38-40.

20. Дослідження здвоєного стрілового поліспаста з підпружиненим балансиром / **О. М. Стукаленко**, Л. М. Макаренко // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 83-88.

Publications that further reflect the scientific results of the dissertation

21. Семенюк В. Ф. Математическая модель безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко** // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 89-92.

22. Стукаленко М. И. Влияние направления движения груза на процесс его удержания безопасным сдвоенным полиспастом с уравнительным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, А. С. Хвищук // Стальные канаты. – 1999. – Вып. 1. – С.159-164.

23. Стукаленко М. И. Создание безопасных сдвоенных полиспастов с уравнительными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. Ф. Семенюк // Подъемные сооружения и специальная техника: – Одесса , 2001. – № 2. – С. 9-11.

24. Стукаленко М. И. Повышение безопасности работы мостового крана / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Стальные канаты. – 2001. – Вып. 2. – С. 218-225.

25. Патент 33449 Україна, МПК В 66 D 3/04, В 66 D 15/02. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Семенюк В. Ф., Хвищук О. С.; заявник і власник патенту Одес. держ. політехн. ун-т. № 99021042; заявл. 23.02.99; опубл. 15.01.01, Бюл. № 1.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ Й ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ	28
1.1 Аналіз конструктивних особливостей суднових вантажопідйомних пристроїв.....	28
1.2 Конструкції безпечних здвоєних поліспастів.....	34
1.3 Розрахунки параметрів безпечних здвоєних поліспастів за одно- та двомасовою динамічними моделями	40
1.4 Обґрунтування вибору напрямку та постановка завдань дослідження	44
Висновки до розділу 1	53
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	56
2.1. Безпечний здвоєний поліспаст із зрівняльним фрикційним пристроєм	56
2.2 Вплив роботи привода СВПП і напрямку руху вантажу на процес його втримання	60
2.2.1 Підйом вантажу	61
2.2.2. Опускання вантажу	64
2.3. Математичні моделі утримання вантажу після обриву шкентеля поліспастового підвісу з балансиrom	67
2.3.1. Підйом вантажу після обриву шкентеля при підйомі «з підхопленням»	68
2.3.2. Опускання вантажу	75
2.4. Математичні моделі утримання вантажу після обриву шкентеля безпечного здвоєного поліспасти і постійному опорі фрикціона	80
2.4.1 Підйом вантажу «з підхопленням».....	80
2.4.2. Опускання вантажу	83

2.5. Дослідження ефективності застосування ступінчастого опору фрикціона	86
2.5.1. Підйом вантажу з основи «з підхопленням»	87
2.5.2. Опускання вантажу	91
2.6. Стріловий кран із тросовим підвісом стріли	95
2.6.1. Аналіз динамічних навантажень при відмові топенанта здвоєного стрілового поліспасти	95
2.6.2. Аналіз динамічних навантажень при відмові топенанта здвоєного стрілового поліспасти із підпружиненим балансиrom	99
2.6.3. Аналіз динамічних навантажень при відмові шкентеля здвоєного стрілового поліспасти	102
Висновки до розділу 2	107
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	110
3.1 Експериментальний стенд	110
3.2 Дослідження навантаження пружної металоконструкції СВПП при утриманні вантажу	113
Висновки до розділу 3	120
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАСОБІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ УТРИМАННЯ ВАНТАЖУ ПІСЛЯ ОБРИВУ ТРОСА У СВПП	121
4.1 Конструкції зрівняльних фрикційних пристроїв	121
4.2 Безпечна система у підйомнику	133
Висновки до розділу 4	138
ВИСНОВКИ	139
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	143
ДОДАТОК А. БЛОК-СХЕМИ АЛГОРИТМІВ ПРОГРАМ	160
ДОДАТОК Б. АКТИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	175
ДОДАТОК В. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ	181

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

- БЗП – безпечний здвоєний поліспаст;
- ВЗП – вантажний здвоєний поліспаст;
- ЗФП – зрівняльний фрикційний пристрій;
- ПКУ – пружинний компенсатор-уловлювач
- ПП – поліспастовий підвіс;
- СВПП – судновий вантажопідйомний пристрій.
- СЗП – стріловий здвоєний поліспаст

ВСТУП

Актуальність теми. Невід’ємною складовою експлуатації річкового та морського транспорту є використання обладнання та засобів забезпечення транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт – портових перевантажувальних комплексів та суднових вантажопідйомних пристроїв (СВПП). Судно, яке обладнане СВПП, спроможне завантажуватися та розвантажуватися у необладнаних кранами портах.

Наукові дослідження, що вирішують питання підвищення ефективності експлуатації СВПП, відносяться до проблем створення методологічних основ оптимального використання засобів транспорту (зокрема рухомого складу, *обладнання та засобів забезпечення транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт*), їх технічної експлуатації, технічного обслуговування і ремонту, вивченням закономірностей змінювання технічного стану засобів транспорту, розробленням технічних заходів щодо підвищення надійності функціональних і ергатичних транспортних систем, створенням умов для високоефективного використання засобів транспорту з дотриманням вимог охорони довкілля.

Однією з загроз, яка виникає при технічній експлуатації СВПП, є псування вантажу після обриву троса при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт та ремонтно-монтажних робіт у машинному відділенні крупнотонажних суден.

Наслідками таких аварій є не тільки матеріальні втрати, які пов’язані з псуванням вантажу, простоем судна під час ліквідації наслідків, витратами на ремонт СВПП та елементів судна, пошкоджених вантажем, а й людські жертви та екологічні катастрофи.

Проблему запобігання аварій у СВПП із напрямними вирішують використанням уловлювачів, які утримують вантаж або вантажонесучий елемент після відмови у механізмі підйому. У суднових підйомниках із

гнучким підвісом платформи за вимогами Регістру застосовуються чотири троси. Після обриву одного з тросів платформа утримується на трьох з можливістю переміщення платформи у положення, де можливе її розвантаження та заміна обірваного троса.

Для СВПП із вільним підвісом вантажу задача стоїть складніше. Одним із шляхів розв'язання проблеми є підвищення надійності СВПП за рахунок вирастання часткового навантаженого резервування у здвоєному поліспастовому підвісі. Рішення передбачає наявність двох окремих тросів, при обриві одного з них відбувається перерозподіл навантаження на другий. Таким чином стан СВПП з несправного непрацездатного переводиться у стан несправного працездатного з можливістю запобігання аварії та завершення вантажної операції.

Дослідження, пов'язані з питаннями запобігання падіння вантажу після обриву троса вільного підвісу, започатковані в Одеському політехнічному інституті на кафедрі ПТМ на замовлення Міністерства оборони СРСР, де основи теоретичних досліджень були закладені М. А. Козловим [79, 91-92, 94-96] , М. Н. Левченко [92] , Б. С. Номерованим [94] під керівництвом М. Ф. Глушка. Подальший внесок у розвиток методів дослідження зробили М. І. Стукаленко [84, 104-106, 108, 112, 115, 117-125, 137], В. П. Балан [84], Е. П. Михайлов, О. Т. Озернюк [105], С. А. Похилук [104], Ф. Семенюк [104, 106, 108, 117-119]. Також дослідження проводились такими вченими як А. С. Швачунов, А. В. Періг, Н. Ю. Дорохов, А. Н. Стадник [97-103].

При проведенні досліджень процесів у силовому ланцюзі після обриву троса не приділяли достатньої уваги навантаженню пружної металокопункції. Вважалося, по аналогії з дослідженнями процесів, що відбуваються при нормальній роботі вантажопідомного пристрою, що зусилля у металокопункції не перевищує зусиль у підвісі. Також не враховані вплив деформації металокопункції, напрям руху вантажу в момент обриву троса. Інформаційний пошук показав відсутність

досліджень процесів перерозподілу зусиль у силовому ланцюзі при наявності гнучкого підвісу стріли.

Отже недостатність результатів досліджень процесів, що відбуваються у силовому ланцюзі СВПП з вільним підвісом вантажу після обриву троса, обумовлює відсутність ефективних засобів для запобігання падіння вантажу.

Тому розробка методів розрахунку та засобів забезпечення утримання вантажу після обриву троса СВПП, чому присвячена дана робота, є актуальним і перспективним напрямком, що забезпечує зниження експлуатаційних витрат та підвищення безпеки експлуатації СВПП та судна в цілому та сприяє створенню умов для високоефективного використання засобів транспорту з дотриманням вимог охорони довкілля.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження здійснене відповідно до положень Транспортної стратегії України на період до 2030 року (розпорядження Кабінету Міністрів України від 30.05.2018 року, № 430-р), одними із завдань якої є: створення умов для запобігання аваріям на транспортних засобах, які можуть призвести до погіршення екологічного стану водних об'єктів (забруднення), що може шкідливо вплинути на здоров'я людей і стан водних екосистем; гарантування доставки «від дверей до дверей» та виконання «шести правил логістики» в ланцюгах поставок (вантаж, якість, кількість, час, місце, витрати); забезпечення належного рівня безпеки під час перевезення небезпечних вантажів.

Робота виконувалась в рамках держбюджетної теми Національного університету «Одеська морська академія» ДР № 0117U005138 «Удосконалення тактико-технічних і експлуатаційних характеристик суднових допоміжних і холодильних установок та пристроїв», у якій здобувач був відповідальним виконавцем.

Мета й завдання дослідження. Мета дослідження – підвищення ефективності та безпеки експлуатації СВПП річкового та морського транспорту.

Наукова гіпотеза полягає у тому, що існує можливість запобігання падіння вантажу після обриву троса лебідки СВПП під час проведення вантажних операцій, методами та засобами компенсуючих впливів, зокрема регулюючим зниженням динамічного навантаження на СВПП.

Головне завдання дослідження полягає у створенні методів розрахунку та засобу, що забезпечує гарантоване утримання вантажу після обриву троса у СВПП.

Задачі дослідження.

1. Аналіз відомих технічних рішень та методів розрахунку засобів для запобігання аварії після обриву троса.

2. Встановити вплив урахування маси фрикціона у процесі роботи зрівняльного фрикційного пристрою при утриманні вантажу після обриву троса.

3. Розробити математичні моделі утримання стріли та вантажу у СВПП з гнучким підвісом стріли у випадку обриву троса і провести аналіз перехідних процесів у ланках силового ланцюга СВПП.

4. Розробити засіб компенсуючого впливу на динамічні навантаження у силовому ланцюзі після обриву троса СВПП.

5. Удосконалити математичні моделі процесу утримання вантажу після обриву троса СВПП із урахуванням пружності металоконструкції.

Об'єктом дослідження є динамічні процеси, що відбуваються у силовому ланцюзі суднових вантажопідйомних пристроїв при втриманні вантажу у випадку обриву троса.

Предметом дослідження є методи та засоби підвищення ефективності експлуатації суднових вантажопідйомних пристроїв, зокрема забезпечення утримання вантажу та завершення вантажної операції після обриву троса.

Методи дослідження.

- аналізу й узагальнення, а також наукової класифікації – при проведенні інформаційного пошуку та дослідженні стану проблеми;
- експертного оцінювання – для вибору напряму та теми дисертаційної роботи;
- системного аналізу – для розробки технології наукового дослідження;
- теоретичні положення динаміки складних механічних систем – при розробці математичних моделей процесів, що відбуваються у силовому ланцюзі СВПП у випадку обриву тросу;
- числові методи розв’язання диференціальних рівнянь – при проведенні обчислювального експерименту;
- верифікація математичних моделей проведена на експериментальному стенді у лабораторних умовах.

Наукова новизна отриманих результатів у вирішенні актуальної науково-технічної задачі утримання вантажу після обриву троса суднового вантажопідйомного пристрою та подальшого завершення вантажної операції, що має практичне значення для підвищення ефективності експлуатації суднових вантажопідйомних пристроїв, що є невід’ємною складовою експлуатації морського транспорту. Розв’язання задачі полягає у створенні і удосконаленні методів розрахунку параметрів здвоєних поліспастів.

В результаті досліджень були отримані наступні наукові результати:

- вперше встановлено, що у процесі роботи зрівняльного фрикційного пристрою під час утримання вантажу маси фрикціона здійснюють рух із періодичними зупинками, що дає змогу ідентифікувати параметри фрикціона для забезпечення допустимих навантажень на елементи СВПП;
- вперше розроблені математичні моделі утримання стріли та вантажу у СВПП з гнучким підвісом стріли після обриву троса здвоєного

поліспасти, які дають змогу розрахувати максимальні динамічні навантаження ланок силового ланцюга та визначити умови, за яких забезпечується утримання вантажу або стріли;

– вперше запропонований засіб компенсуючого впливу на динамічні навантаження у силовому ланцюзі після обриву троса СВПП – зрівняльний пристрій із ступінчастим опором фрикціона, який забезпечує обмеження динамічних зусиль у допустимих межах не лише у вантажному підвісі, а й у пружній металоконструкції;

– удосконалені математичні моделі процесу утримання вантажу після обриву троса у здвоєному поліспастовому підвісі, які відрізняються від відомих урахуванням пружності металоконструкції, швидкості вантажу у момент обриву троса та впливу довжини підвісу, що дозволяє більш точно визначати максимальні динамічні зусилля у пружних зв'язках силового ланцюга.

Практична значимість отриманих результатів.

Результати виконаного дослідження можуть використовуватися при створенні конструкцій безпечних здвоєних поліспастів для оснащення судових вантажопідйомних пристроїв, а також для визначення умов, за яких можливе запобігання падінню вантажу та аварії судового вантажопідйомного пристрою після обриву троса здвоєного поліспасти.

Результати даної роботи використані при створенні експериментального зразка безпечного здвоєного поліспасти із зрівняльним фрикційним пристроєм для козлового крана КК-12,5 на Одеському металообробному заводі Міністерства оборони України (акт впровадження від 5.05.2005 р., акт експериментальної перевірки від 5.05.2005 р.).

Технічне рішення, захищене патентом на винахід України № 76052, реалізоване у підйомнику ПГ1.БКС триповерхового складу готової продукції (відзив про реалізацію від 5.02.2009 р.).

Результати роботи використані у навчальному процесі Національного університету «Одеська морська академія» на кафедрі суднових допоміжних установок і холодильної техніки у лекційних курсах дисципліни «Суднові допоміжні установки і система та їх експлуатація».

Особистий внесок здобувача.

Дисертаційна робота виконана здобувачем самостійно, без співавторів проведений інформаційний пошук і виконаний аналіз вимог Регістру до забезпечення безпеки після відмови елементів конструкції суднових вантажопідйомних пристроїв, розглянуті основні типи зрівняльних пристроїв безпечних здвоєних поліспастів, виконаний аналіз методів розрахунків параметрів безпечних здвоєних поліспастів, математичних моделей утримання вантажу за наявності пружної металоконструкції, методологічно обґрунтовано напрям та завдання дисертаційного дослідження, розроблено математичні моделі процесу утримання вантажу за наявності пружної металоконструкції та при гнучкому підвісі стріли, розраховані умови, за яких можливо утримання вантажу після обриву шкентеля здвоєного поліспасту або стріли після обриву топенанта здвоєного поліспасту, запропоновано використання ступінчастого опору фрикціона зрівняльного пристрою для зниження динамічних зусиль у металоконструкції до допустимих значень з метою підвищення ефективності експлуатації, розроблені технічні рішення зрівняльних пристроїв безпечних здвоєних поліспастів із постійним та ступінчастим опорами, результати упроваджені у виробництво та навчальний процес.

З опублікованих наукових робіт у співавторстві, у дисертації використані тільки ті положення, які належать автору особисто.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення роботи і її окремих розділів доповідалися й одержали схвалення на:

- Українській науково-практичній конференції «Грузоподъемные машины в общественном производстве. Состояние и перспективы развития» (м. Одеса, 2001 р.);
- Другій Всеукраїнській науково-практичній конференції виробників і споживачів піднімальних споруджень (м. Одеса, 2001 р.);
- Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми виробництва й безпечної експлуатації піднімальних споруджень в Україні й Росії» (м. Одеса, 2003 р.);
- науково-технічних конференціях «Енергетика судна: Експлуатація та ремонт» (м. Одеса, 2011, 2014 роки);
- науково-технічних конференціях «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» (м. Одеса, 2012, 2013 роки);
- науково-технічних конференціях «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт» (м. Одеса, 2015, 2019 роки).

Публікації.

Результати дисертації опубліковані в 25 роботах, у тому числі: статті в фахових виданнях – 6, у тому числі 1 – у зарубіжному фаховому виданні, що входить до бази Scopus, тези конференцій – 9, патенти України на винахід – 5, деклараційний патент України на винахід – 1.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ Й ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз конструктивних особливостей суднових вантажопідйомних пристроїв

Під час експлуатації будь-якого судна виникає необхідність у підйомі, опусканні або переміщенні різноманітних вантажів, предметів постачання й продовольства. Комплекс конструкцій і механізмів, що забезпечують виробництво таких операцій силами самого судна, називається судновим вантажопідйомним пристроєм (СВПП). СВПП повинен забезпечувати безпечне та інтенсивне проведення навантажувально-розвантажувальних робіт та збереження вантажів та тари під час роботи з ними.

Під час експлуатації СВПП відбувається зміна їх технічного стану внаслідок зношування та ушкодження конструкцій. Для зменшення впливу зазначених факторів виділяють, нормують і забезпечують сукупність експлуатаційних характеристик, які включають надійність, безпеку при відмовах, ремонтпридатність, технологічність обслуговування, та ін.

Важливість підвищення ефективності експлуатації СВПП диктується головним чином економічними міркуваннями. Відомо, що чистий експлуатаційний час судна, так званий навігаційний час, складається із часу, затраченого на переходи, і часу стоянки судна в портах при розвантаженні й навантаженні. Чим менше стоянковий час, тим більший економічний ефект приносить судно. Зменшення стоянкового часу може бути досягнуто за рахунок збільшення ефективності роботи вантажних пристроїв.

Цим пояснюється наявність на судах різних конструктивних типів вантажних пристроїв, що залежать від призначення судна, його розмірних і району плавання. СВПП призначені для перевантажувальних операцій у

морі й порту, виконання допоміжних робіт зі знаряддями лову, постановки й зняття кранцевого захисту й пересадження людей із судна на судно тощо. Для механізації ремонтно-монтажних робіт у машинному відділенні крупнотонажних суден застосовуються мостові крани

По конструктивному виконанню СВПП можна розділити на три основні групи: лебідки, підйомники і крани. До групи підйомників відносяться ліфти й елеватори. Суднові підйомні крани підрозділяються на стрілові, мостові та козлові.

Плавучі бази деяких типів мають спеціальні СВПП для спуска й підйому на борт ловців [1, 2]. Нарешті, на промислі знаходять використання безконтактні способи передачі улову з добувних судів на виробничі рефрижератори й плавучі бази. Нормальна експлуатація сучасного судна неможлива без СВПП, які служать для виконання вантажних операцій і обслуговують промислове, шлюпкове й інші пристрої. Порти не завжди можуть забезпечити своїми засобами суднові вантажно-розвантажувальні роботи, а рибний промисел і його обслуговування неминуче пов'язані з виробництвом вантажних операцій і переміщеннями вантажів на судні у відкритому морі. На промислових судах всі допоміжні промислові роботи неминуче пов'язані з використанням СВПП.

СВПП вантажопідйомністю 10 кН і більше підлягають нагляду Регістра й проходять щорічний огляд. Перевірка забезпечення безпеки експлуатації СВПП виконується випробуваннями й оглядами. Перед введенням в експлуатацію всі крани, підйомники й стріли з лебідками повинні випробовуватися пробним навантаженням, що перевищує на 25 % при вантажопідйомності менш 200 кН, 50 кН при вантажопідйомності від 200 до 500 кН і на 10 % при більшій вантажопідйомності. Нагляду Регістра підлягають суднові електроприводні пасажирські й вантажні ліфти вантажопідйомністю 2,5 кН і більше, рух яких здійснюється за допомогою тросів її швидкістю підйому й опускання не більше 1 м/с.

Одним з питань, яке вирішується при експлуатації СВПП, є безпека при руйнуванні елементів механізмів. Так нормами Регістру для кранів з гнучким підвісом стріли регламентується встановлення обмежувальних упорів, що запобігають спонтанному перекиданню стріли у бік, протилежний вильоту стріли, при відмові шкентеля. Також рами пересувних кранів і вантажних візків повинні бути обладнані опорними деталями, які розташовані на відстані не більше 20 мм від рейок і використовуються як опори на випадок поломки осей або коліс [3].

Слід зазначити, що одним з найбільш навантажених елементів СВПП є трос, який зазнає напруги згину й розтягу, а також інтенсивне зношування на шківках і барабанах, що підвищує імовірність його обриву. Обриви тросів призводять не тільки до великого матеріального збитку, але до екологічних катастроф, людських жертв тощо. Наприклад, у 1998 році під час підйому південного верхнього модуля платформи Petronius стався обрив троса, внаслідок чого модуль упав у Мексиканську затоку. Вартість оцінювалась приблизно у 116 мільйонів доларів США. У період з 1999 року по 2013 більш 60 чоловік загинули внаслідок обриву тросів і більш 65 пов'язаних з ними травмовано [4].

Суднові піднімальні платформи за вимогами Регістру при наявності ланцюгового або тросового підвісу платформи повинні мати не менше чотирьох незалежних несівних засобів. Кожний ланцюговий або тросовий підвіс має бути оснащений автоматичним вимикачем, який вимикає привод у разі розірвання або провисання несівного засобу. При поломці несівного засобу інші, що залишилися, мають бути розраховані на подальшу експлуатацію. Або забезпечується спуск платформи в підпірне або блоковане положення за допомогою допоміжного пристрою для звільнення платформи від вантажу. Також вимагається забезпечити взаємодію платформи з напрямними деталями після поломки одного несівного засобу.

Запобігання падіння платформи у разі обриву троса у ліфтах передбачено використанням уловлювачів, які утримують кліть на напрямних.

Значно складнішою є задача запобігання аварії та завершення вантажної або ремонтно-монтажної операції у аварійному режимі після обриву троса у СВПП з вільним гнучким підвісом.

СВПП за типом металоконструкції поділяються на три групи:

- СВПП, у яких механізм підйому розташований на основі, – ліфти, судові підйомні платформи, апарелі (рис. 1.1);
- СВПП із пружною металоконструкцією, зокрема палубні стрілові крани із гвинтовими, рейковими та механізмами вильоту стріли із гідроциліндрами (рис. 1.2, а), козлові крани контейнеровозів (рис. 1.2, б), мостові крани машинних відділень (рис. 1.2, в), крани, що обслуговують люкові закриття (рис. 1.2, г);
- СВПП із гнучким підвісом стріли, зокрема палубні стрілові крани та вантажні стріли (рис. 1.3).

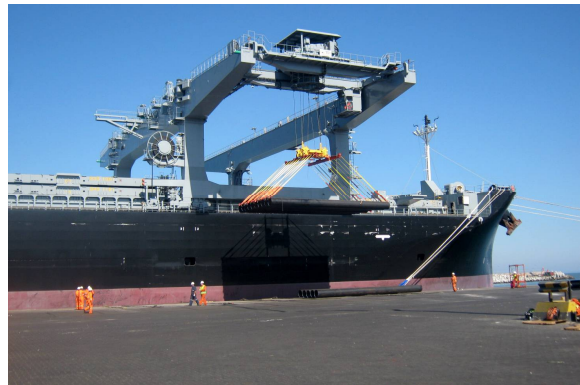


Рисунок 1.1 – Апарель з гнучким підвісом

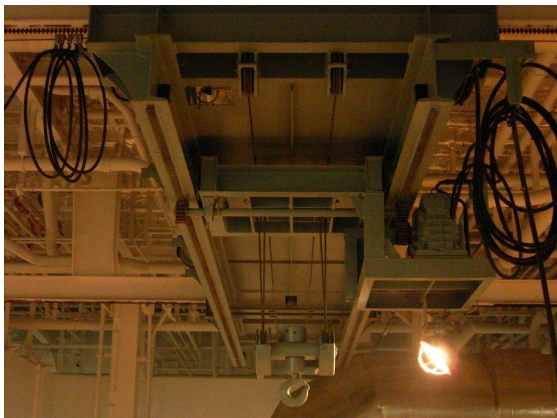
Останні мають особливість у порівнянні з іншими – гнучкий підвіс стріли не сприймає стискаючих зусиль на відміну від пружних металоконструкцій, які працюють і на стискання і на розтяг.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.2 – СВПП із пружною металоконструкцією

Аналіз схем поліспастових підвісів СВПП показує, що при застосуванні здвоєних поліспастів із балансиrom або зрівняльним барабаном присутнє паралельне з'єднання елементів у силовому ланцюзі поліспастового підвісу. Таким чином, з'являється часткове резервування, яке можна використати для запобігання падіння вантажу та завершення вантажної операції у випадку обриву одного з тросів. Також, можлива заміна зрівняльного блока на зрівняльний балансир або барабан та використання замість одного троса двох окремих з протилежним напрямом

звивання, що дає переваги, а саме: спрощується технологія заведення тросів у поліспаст через меншу довжину, збільшується структурна щільність тросів, виключається процес зношування троса на зрівняльному блоці.



Рисунок 1.3 – Палубні стрілові крани з гнучким підвісом стріли

Комплекс заходів, що стосується забезпечення безпеки експлуатації вантажопідіймальних пристроїв, містить два напрями. Перший напрям складається з профілактики відмов елементів конструкції пристроїв, містить методи контролю стану елементів, профілактичні заходи, обмеження динамічних навантажень під час роботи СВПП [5-24]. Другий напрямок полягає у боротьбі з наслідками відмови елементів конструкції СВПП. Стосовно обриву троса, проблема вирішена на високому науково-технічному рівні стосовно підйомників, ліфтів, підвісних канатних доріг і інших СВПП з напрямними або страхувальними елементами, на яких kabіни, кліті, платформи тощо за відмови троса утримуються за допомогою уловлювачів [27-35, 58-68]. Для СВПП з вільним поліспастовим підвісом

(ПП) вантажу запропоновані безпечні поліспасти, у яких при обриві однієї з віток ПП вантаж утримується на гілках, що залишилися цілими [69-95].

ПП, в яких застосовуються два окремих гнучких несівних елемента і передбачено утримання вантажу після обриву одного елемента на другому, отримали назву безпечних здвоєних поліспастів (БЗП).

1.2 Конструкції безпечних здвоєних поліспастів

Відомі конструкції БЗП [82-95] залежно від типу зрівняльного пристрою можна класифікувати на чотири групи. Першу групу становлять БЗП, які не містять яких-небудь пристроїв, що забезпечують зниження динамічних навантажень у випадку обриву троса [46-50]. Другу групу становлять БЗП, у зрівняльному пристрої яких присутні елементи, що амортизують і забезпечують зниження динамічних навантажень при аварійному утриманні вантажу [53, 69-74]. У третю групу входять БЗП із зрівняльними гідравлічними пристроями, в зрівняльному пристрої яких є гідравлічний демпфер [51, 75-87]. Четверту групу складають БЗП із зрівняльним фрикційним пристроєм (ЗФП), у складі якого є фрикціон [89, 90], що обмежує зусилля.

Характерним рішенням, що демонструє принцип дії БЗП з амортизаторами, є конструкція стрілового поліспаста, розроблена для плавкрана «Богатырь» [52, 53], в якій дві гілки тросів приєднані до балансира, що закріплений на штоку пружинного компенсатора-уловлювача (ПКУ), змонтованого на каркасі. При обриві однієї з гілок ПКУ зберігає постійну відстань між точками кріплення на каркасі й на стрілі цілої гілки троса, чим забезпечується статичне подвійне її навантаження.

На рис. 1.4 зображений СЗП, загальний вид; на рис. 1.5 – ПКУ.

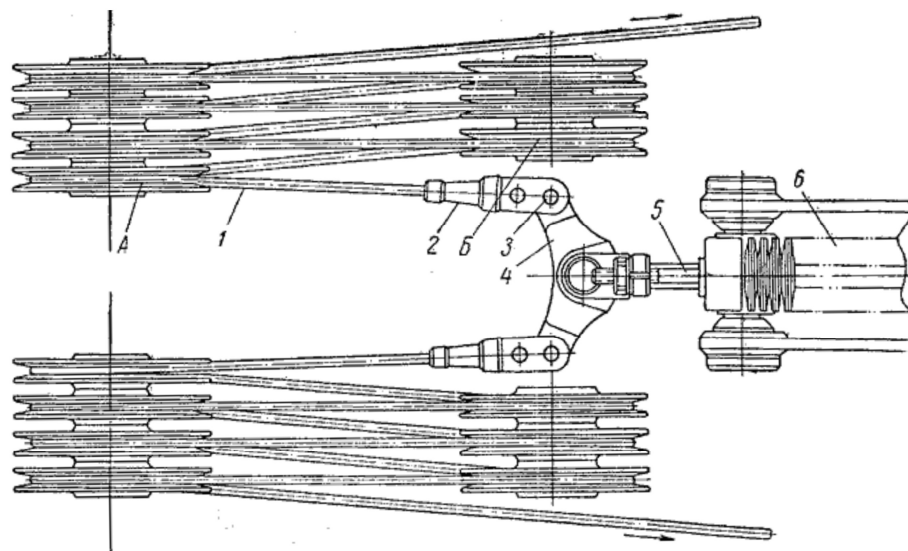
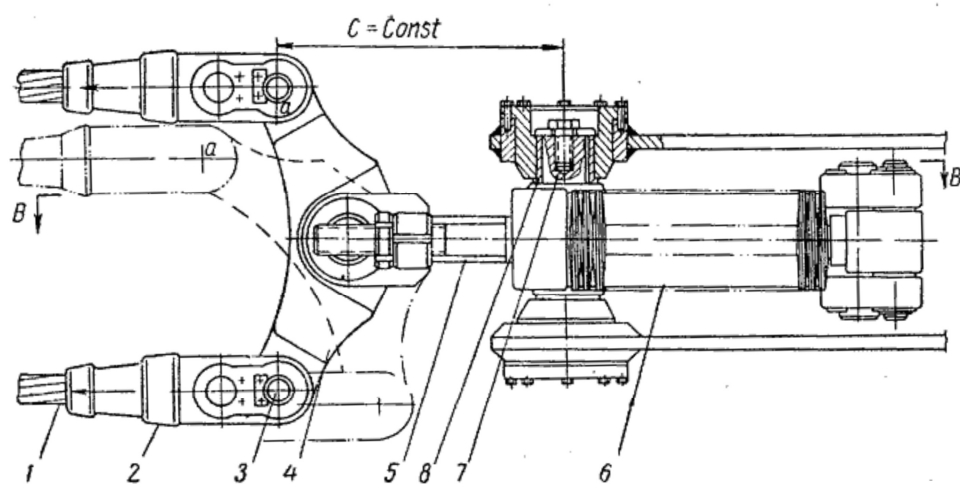
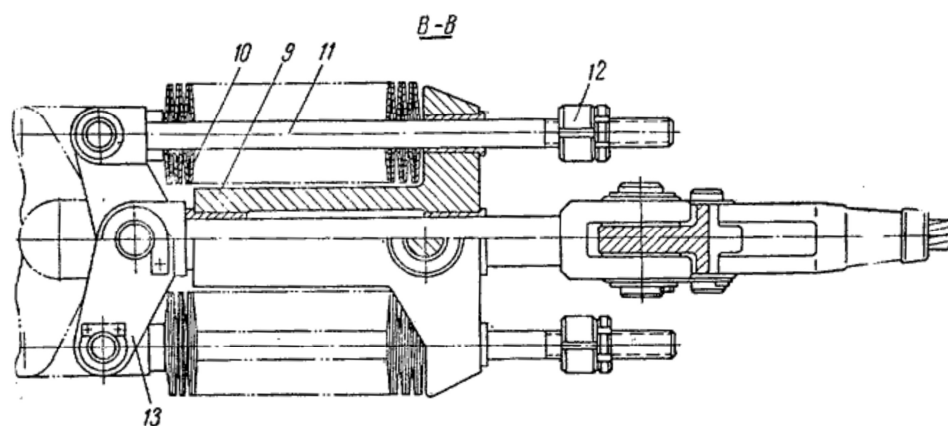


Рисунок 1.4 – Стріловий здвоєний поліспа́ст



а)



б)

Рисунок 1.5 – Пружинний компенсатор-уловлювач

Здвоєний поліспагт складається із груп А і Б обвідних блоків із запасованими на них двома гілками тросів 1. Група А обвідних блоків змонтована на стрілі, а група Б – на каркасі. Обидві гілки тросів за допомогою муфт 2 і пальців 3 прикріплені до балансира 4, з'єднаного із центральним штоком 5 ПКУ 6. ПКУ 6 завдяки двом цапфам 7 і підшипникам ковзання 8 може повертатися відносно горизонтальної осі каркаса крана, забезпечуючи строго осьове прикладення зусилля до центрального штока 5 при будь-якому положенні стріли.

У литому корпусі 9 ПКУ поміщено два пакети тарілчастих пружин 10, надягнутих на штоки 11, оснащені обмежниками 12 і з'єднані із центральним штоком 5 за допомогою двох серг 13.

У нормальному експлуатаційному стані навантаження від стріли розподіляється рівномірно між гілками тросів 1, при цьому балансир 4 перебуває в рівноважному положенні, а пружини 10 ПКУ стиснені так, що вісь цапфи 7 відстоїть від осей пальців 3 балансира 4 на відстані C .

При обриві будь-якої гілки тросів точка a кріплення гілки троса 1 до балансира 4 одночасно бере участь у двох рухах: в обертальному відносно осі балансира під дією подвоєного зусилля гілки, що не обірвалася, та у поступальному разом із центральним штоком 5 під дією сил пружності пружин 10. Результируючий рух точки a в напрямку діючих зусиль дорівнює нулю, внаслідок чого відстань C до й після обриву зберігається незмінною, усуваються ударні навантаження на цілу гілку і стріла втримується від падіння.

Перерозподіл зусиль у гілках ПП після обриву троса розглядався за схемою статичного прикладення зусилля до цілої гілки троса завдяки забезпеченню незмінного положення точки кріплення її до балансира.

Напрямок, що одержав найбільший розвиток, стали БЗП із зрівняльним гідравлічним пристроєм. Були розроблені конструкції БЗП, зрівняльним елементом у зрівняльному пристрої є або барабан [51, 75-80], або шток [81, 83-87].

Схема БЗП із штоком, показана на рис.1.6. Блоки рухомої обойми 1 обгинають троси 2 і 3, одні кінці яких прикріплені до кінців штока 4 зрівняльного пристрою 5, а інші закріплені на барабані 6 лебідки.

Конструктивне виконання вузла зрівняльного гідравлічного пристрою із зрівняльним елементом-штоком і розрізним поршнем [87] показане на рис.1.7.

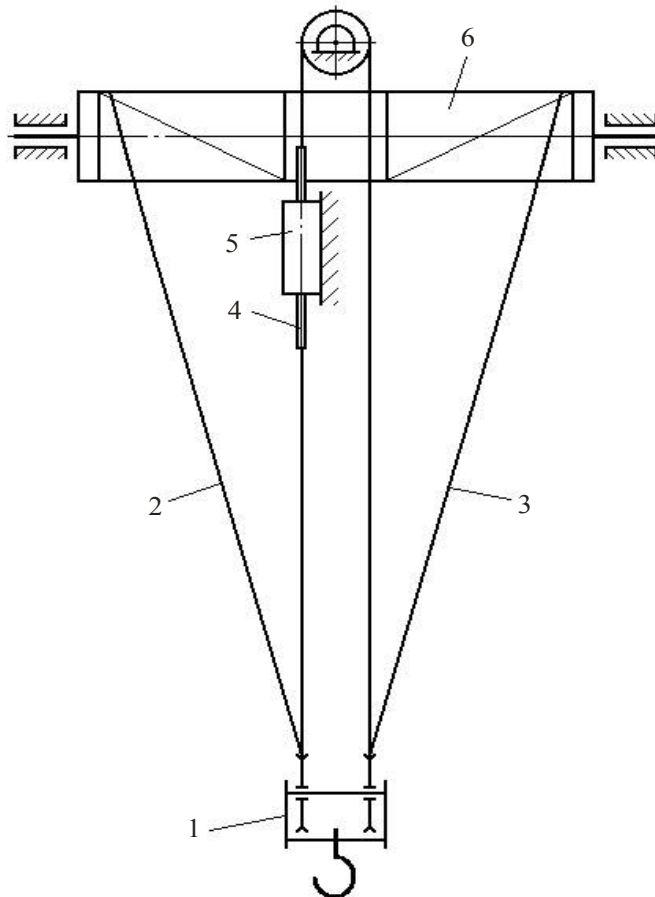


Рисунок 1.6 – Безпечний зведений поліспаст із зрівняльним елементом-штоком

До складу пристрою входить циліндр 1, закритий з торців кришками 2. Через циліндр 1 пропущений шток 3 у центральній частині із шийкою, що охоплює розрізний поршень 4, який розділяє внутрішній простір циліндра на дві порожнини, заповнені рідиною. Поршень 4 складається із двох половин 5 і 6 і має по обидва боки кільцеві виступи 7, відповідно яким у кришках 2 виконані циліндричні западини 8. У зазорах між половинками 5 і 6 поршня й кільцевих виступів 7 є прокладки 9, які у

виступах 7 мають змінний перетин. Таким чином утворюються у виступах дросельні канавки 10 змінного перетину. У самому поршні висота прокладок-дроселів 9 менше висоти половинок поршня, за рахунок чого в поршні отримані дросельні канавки 11 постійного перетину. З торців поршня й із внутрішньої поверхні виступів прокладки-дроселі відігнуті й стикаються із зазначеними поверхнями.

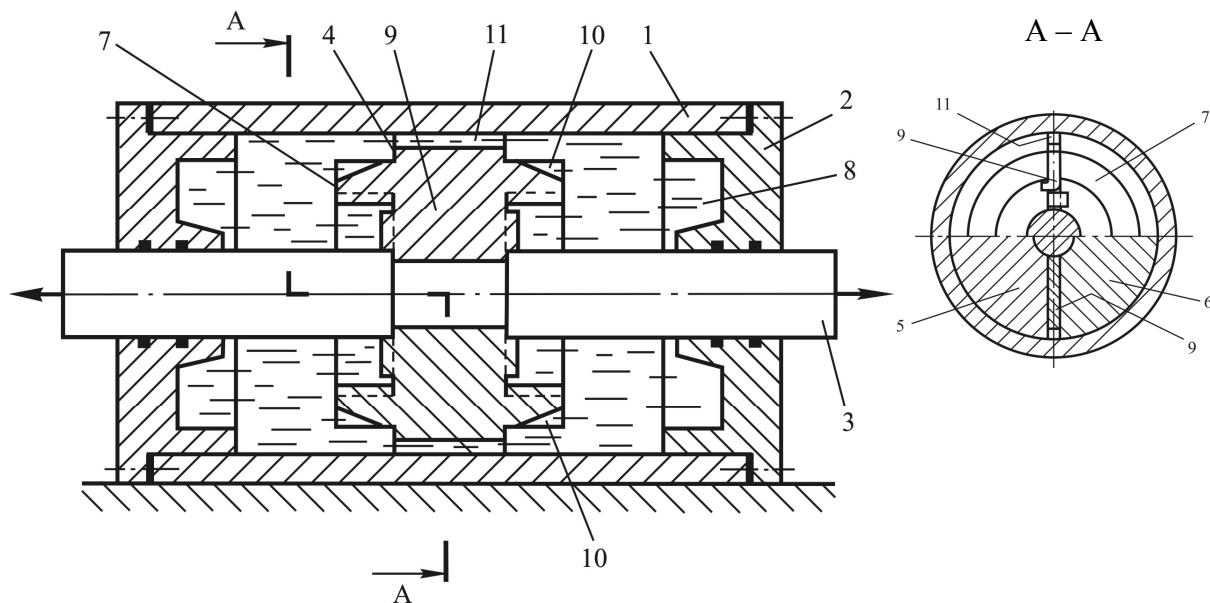


Рисунок 1.7 – Зрівняльний гідравлічний пристрій із зрівняльним штоком і розрізним поршнем

При нормальній роботі поліспаста, оснащеного таким зрівняльним пристроєм, необхідне вирівнювання довжин і натягів тросів відбувається за рахунок переміщення штока 3 з поршнем 4. При цьому рідина по дросельних канавках 11 перетікає з однієї порожнини циліндра в іншу. Після обриву одного з тросів шток 3 з поршнем 4 під дією зусилля в цілому тросі переміщається із швидкістю, що задається параметрами демпфера зрівняльного пристрою. Плавність зупинки штока з поршнем, а отже й плавність утримання вантажу на другому (цілому) тросі, забезпечується при входженні виступу 7 у западину 8 кришки 2 за рахунок того, що рідина перетікає по дросельних канавках 10, пропускний перетин яких при цьому зменшується до нуля.

Фрикціон у порівнянні з гідравлічним пристроєм має переваги: простота конструкції, технології виготовлення й експлуатації [89, 90].

Вузол зрівняльного пристрою із фрикціоном [89] представлений на рис.1.8 і містить оболонку барабана 1, яка внутрішніми конічними поверхнями опирається на два конічних гальмових елементи 2, вільно посаджених на осі 3, установлену в закріплених на металокопнструкції підшипниках 4. Гальмові елементи 2 притиснуті до оболонки 1 пружними елементами 5 за допомогою гайок 6. На гальмових елементах 2 є виступи 7, напроти яких на металокопнструкції закріплені упори 8.

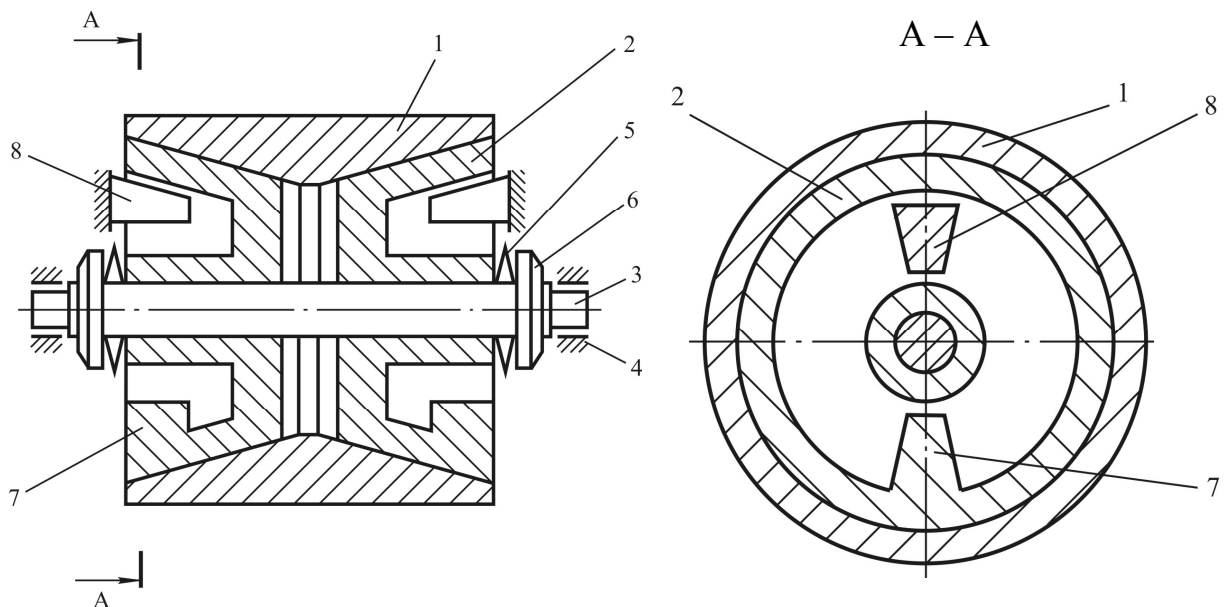


Рисунок 1.8 – Зрівняльний пристрій із фрикціоном

При нормальній роботі БЗП вирівнювання довжин і натягів тросів відбувається за рахунок вільного провертання зрівняльного барабана. Після обриву одного з тросів цілий трос під дією ваги вантажу змотується із зрівняльного барабана 1, змушуючи його провертатися. При цьому зусилля в цілому тросі падає до нуля. Після зіткнення виступів 7 з упорами 8 зусилля в цілому тросі починає зростати і як тільки досягає розрахункового значення-почнеться проковзування оболонки 1 барабана відносно гальмових елементів 2 – включається в роботу фрикціон, який

обмежує зусилля в тросі в межах розрахункового значення. Подальше опускання утриманого вантажу проводиться обертанням барабана лебідки.

1.3 Розрахунки параметрів безпечних здвоєних поліспастів за одно- та двомасовою динамічними моделями

Перші розрахунки БЗП виконувалися за одномасовою динамічною моделлю, що враховує масу вантажу, жорсткість ПП, довжину ділянки вільного падіння вантажу після обриву одного з тросів [91 – 94].

Динамічна модель БЗП без пристроїв, що знижують динамічне навантаження, наведена на рис.1.9, на якому прийняті наступні позначення: m – маса вантажу, кг; x – координата вантажу, м; G – вага вантажу, Н; c – жорсткість однієї з віток ПП, Н/м; n і z – відповідно кількість віток, на яких висить вантаж до обриву й після обриву троса; h – ділянка вільного падіння вантажу з моменту обриву одного з тросів до прикладення навантаження до утримуючого троса, м.

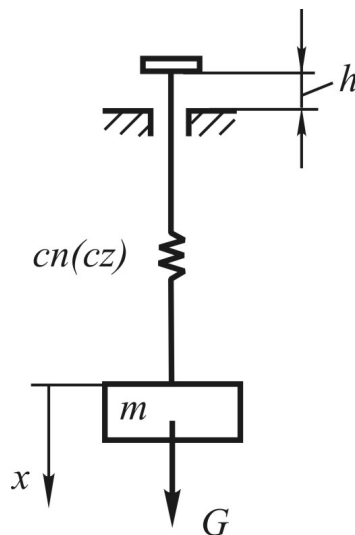


Рисунок 1.9 – Динамічна модель здвоєного поліспаста із зрівняльним важелем

Приймаючи за початковий момент – момент обриву троса, розглянуто два можливих випадки:

- 1) без ділянки вільного падіння вантажу;
- 2) при наявності ділянки вільного падіння вантажу.

Стосовно до першого випадку отримана формула для визначення коефіцієнта перевантаження віток цілого троса

$$k = \frac{2n - z}{z}.$$

Коефіцієнт перевантаження утримуючого троса для другого випадку втримання вантажу

$$k = \frac{n}{z} + \frac{n}{z} \sqrt{1 + v_0^2 \frac{cz}{Gg}},$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Для безпечного здвоєного поліспада із зрівняльним фрикційним пристроєм одномасова динамічна модель наведена на рис.1.10, на якій крім позначень, прийнятих на рис.1.9, позначено: $F = kG$ – сила опору

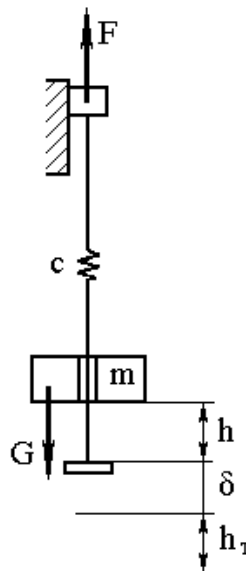


Рисунок 1.10 – Динамічна модель безпечного здвоєного поліспада із зрівняльним фрикційним пристроєм

фрикціону при заданому коефіцієнті його опору k , Н; c – жорсткість ПП після обриву троса, Н/м; $\delta = \frac{kG}{c}$ – деформація віток утримуючого троса, м; h_t – довжина ділянки гальмування утримуваного вантажу, м.

У результаті розв’язання рівняння енергетичного балансу процесу гальмування утримуваного вантажу отриманий вираз для визначення довжини ділянки гальмування при заданому коефіцієнті опору фрикціона

$$h_t = \frac{h}{k-1} + \frac{kG}{c(k-1)}.$$

Двохмасова динамічна модель безпечного здвоєного поліспада [95, 96] наведена на рис.1.11, де m_1 – маса вантажу; m_2 – приведена маса привода механізму підйому; F_m – гальмове зусилля.

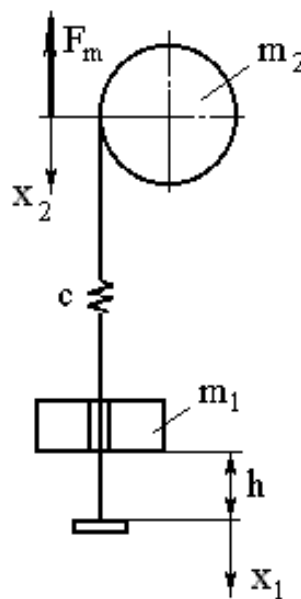


Рисунок 1.11 – Динамічна модель безпечного здвоєного поліспада

Процес утримання падаючого вантажу гальмовим зусиллям постійної величини представлений у такий спосіб: після обриву якої-небудь гілки ПП вантаж якийсь час падає вільно. У якийсь момент часу, до

якого маса вантажу m_1 устигає набрати швидкість v_0 , до маси m_2 прикладається постійне гальмове зусилля, рівне $F_m = km_1g$. Маса m_2 зупиняється, а маса вантажу m_1 продовжує рухатися, розтягуючи утримуючі її гілки троса.

Після того, як зусилля в гілках троса досягне значення F_m , знову почнеться спільний рух мас. Таким чином весь процес утримання вантажу розділяється на два етапи: на першому етапі рухається маса m_1 , на другому – рухаються обидві маси.

Для першого етапу

$$m_1\ddot{x}_1 + cx_1 = m_1g.$$

На другому етапі рух мас описується системою

$$\left. \begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) &= m_1g; \\ m_2\ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) &= -km_1g. \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

З урахуванням того, що $m_1 \gg m_2$, то прийнято $m_2 = 0$. Тоді система (1.4), з урахуванням даного допущення, приймає вид

$$\left. \begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) &= m_1g; \\ -c(x_1 - x_2) &= -km_1g. \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

Передбачалося, що урахування маси m_2 у рівняннях (1.4) приведе до того ж результату, тому що при гальмуванні вантажу постійною силою коефіцієнт динамічності визначається величиною цієї сили, тобто задається конструктивними параметрами. У зв'язку із цим було поставлене завдання визначення шляху, що пройде вантаж до зупинки без урахування маси рухливих частин фрикціону m_2 .

У результаті розв'язання системи (1.5), без урахування деформації троса, отримана формула для визначення переміщення вантажу в процесі його втримання

$$x_1 = \frac{v_0^2}{2g(k-1)}. \quad (1.6)$$

Формула (1.6) дозволяє визначити довжину ділянки роботи фрикціону зрівняльного фрикційного пристрою БЗП.

Але аналіз методу розв'язання дає змогу стверджувати, що це та сама ділянка гальмування вантажу при заданому коефіцієнті опору фрикціону, яка була визначена за одномасовою моделлю.

Інші дослідження [97-103], також не визначили динамічні навантаження на металеву конструкцію під час роботи фрикціону БЗП.

Подальший внесок у розвиток методів дослідження зробили М. І. Стукаленко [84, 104-106, 108, 112, 115, 117-125, 137], В. П. Балан [84], Е. П. Михайлов, О. Т. Озернюк [105], С. А. Похилюк [104], Ф. Семенюк [104, 106, 108, 117-119]. Також дослідження проводились такими вченими як А. С. Швачунов, А. В. Періг, Н. Ю. Дорохов, А. Н. Стадник [97-103].

1.4 Обґрунтування вибору напрямку та постановка завдань дослідження

Тема дисертаційної роботи сформована із «запиту практики», адже наслідки, викликані відмовою троса СВВП, призводять не тільки до великого матеріального збитку на суднах, але й можуть призвести до екологічних катастроф, людських жертв тощо. До того ж, важливим є й те, що використання БЗП забезпечує не тільки втримання вантажу, а й успішне завершення вантажної операції.

Вибір напрямку наукового дослідження оснований на проведеному експертному оцінюванні можливих варіантів розв'язання задачі підвищення ефективності експлуатації СВПП застосуванням БЗП, що дозволяють утримати вантаж після обриву троса, за наступними критеріями: актуальність, наукова новизна, економічна ефективність, можливість застосування у суднових умовах, відповідає паспорту спеціальності, а також основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи.

Напрямок наукового дослідження обрано за допомогою метода експертних оцінок за наведеними вище критеріями і відображено у таблиці 1.1, додатній оцінці відповідає знак «+», а від'ємний знак «-».

Проведене експертне оцінювання значущості досліджень з повного резервування механізму підйому СВПП для вирішення поставленої задачі є достатньо дослідженим і не є актуальним.

Часткове резервування із запасами міцності гнучких силових зв'язків, більшими за нормативні, досліджені на достатньому рівні. Але збільшення запасів міцності тросів приведе до збільшення габаритних розмірів елементів механізму підйому, що в суднових умовах недоцільно. Окремі розв'язання цієї задачі відносяться не до засобів транспорту, а до гірничої промисловості. До того ж недосліджені питання навантаження металоконструкції СВПП.

Використання уловлювачів та страховочних тросів у СВПП з вільним підвісом вантажу неможливе до застосування у суднових умовах – при проведенні вантажних операцій страховочні троси з натяжними вантажами будуть чіпляти надбудови судна.

Використання БЗП із гідравлічними зрівняльними пристроями має більшість додатних оцінок, але використання гідравлічного демпфера у суднових умовах є складним внаслідок залежності коефіцієнту в'язкості від температури, що особливо стосується палубних СВПП.

Таблиця 1.1 – Використання методу експертних оцінок для визначення варіантів розв’язання задачі підвищення ефективності експлуатації СВПП утриманням вантажу після обриву троса

Варіант розв’язання поставленої задачі	Критерії					
	актуальність	наукова новизна	економічна ефективність	можливість застосування у суднових умовах	відповідність паспорту спеціальності	сума балів
1. Повне резервування механізму підйому СВПП	–	–	–	–	–	0
2. Часткове резервування із запасами міцності гнучких силових зв’язків, більшими за нормативні	+	–	–	–	+	2
3. Використання уловлювачів та страховочних тросів	+	–	+	–	+	3
4. Розробка і використання БЗП із зрівняльним гідравлічним пристроєм	+	+	+	–	+	4
5. Розробка і використання БЗП із зрівняльним фрикційним пристроєм	+	+	+	+	+	5

За результатами експертних оцінок найбільш оптимальним і доцільним є варіант підвищення ефективності експлуатації СВПП використанням БЗП із ЗФП.

Важливість проведення досліджень, пов’язаних з підвищенням ефективності експлуатації СВПП шляхом використання БЗП для запобігання падіння вантажу після обриву троса з подальшим завершенням вантажної операції підтверджується положеннями Транспортної стратегії України на період до 2030 року (розпорядження Кабінету Міністрів України від 30.05.2018 року, № 430-р), одними із завдань якої є:

– створення умов для запобігання аваріям на транспортних засобах, які можуть призвести до погіршення екологічного стану водних об’єктів

(забруднення), що може шкідливо вплинути на здоров'я людей і стан водних екосистем;

– гарантування доставки “від дверей до дверей” та виконання “шести правил логістики” в ланцюгах поставок (вантаж, якість, кількість, час, місце, витрати - тобто необхідний товар, необхідної якості, в необхідній кількості доставлений у відповідний час у визначене місце з мінімальними витратами).

Та один з очікуваних результатів стратегії - забезпечення належного рівня безпеки під час перевезення небезпечних вантажів;

З урахуванням теми дисертаційного дослідження, сформульована мета роботи – підвищення ефективності та безпеки експлуатації експлуатації СВПП річкового та морського транспорту застосуванням БЗП.

Гіпотеза наукового дослідження полягає в тому, що існує можливість запобігання падіння вантажу після обриву троса СВПП під час проведення вантажних операцій, методами та засобами компенсуючих впливів, зокрема регулюючим зниженням динамічного навантаження на СВПП.

Для визначення можливості реалізації цього положення необхідно визначити динамічні зусилля у елементах СВПП під час утримання вантажу або стріли та визначити параметри зрівняльних пристроїв для забезпечення допустимих навантажень на елементи конструкції СВПП. Це обумовило вибір об'єкта дослідження та предмета дослідження.

Об'єктом дослідження є динамічні процеси, що відбуваються у силовому ланцюзі суднових вантажопідйомних пристроїв при утриманні вантажу після обриву троса.

Предметом дослідження є методи визначення параметрів засобів, застосовуваних для підвищення ефективності експлуатації суднових вантажопідйомних пристроїв, зокрема забезпечення утримання вантажу та завершення вантажної операції після обриву троса.

Головне завдання дослідження полягає у створенні методів розрахунку та засобу, що забезпечує гарантоване утримання вантажу після обриву троса у СВПП.

Задачі дослідження.

1. Аналіз відомих технічних рішень та методів розрахунку засобів для запобігання аварії після обриву троса.

2. Встановити вплив урахування маси фрикціона у процесі роботи зрівняльного фрикційного пристрою при утриманні вантажу після обриву троса.

3. Розробити математичні моделі утримання стріли та вантажу у СВПП з гнучким підвісом стріли у випадку обриву троса і провести аналіз перехідних процесів у ланках силового ланцюга СВПП.

4. Розробити засіб компенсуючого впливу на динамічні навантаження у силовому ланцюзі після обриву троса СВПП.

5. Удосконалити математичні моделі процесу утримання вантажу після обриву троса СВПП із урахуванням пружності металоконструкції.

У результаті виконання досліджень вирішена головна задача – розроблені конструкції БЗП та визначені умови, за яких можливе утримання вантажу або стріли при гнучкому її підвісі та завершення вантажної операції після обриву шкентеля або топенанта.

При розгляді конструктивних особливостей та навантаження елементів СВПП використані методи аналізу та узагальнення. Для дослідження динамічних процесів, що відбуваються у силовому ланцюзі СВПП використані методи математичного моделювання та синтезу динамічної моделі БЗП та динамічної моделі металоконструкції СВПП. При визначенні параметрів елементів силового ланцюга СВПП використався метод абстрагування.

Технологія дослідження динамічних процесів у силовому ланцюзі СВПП при утриманні вантажу після обриву троса містить етапи

системного аналізу [107] і наведена у вигляді технологічної карти (рис. 1.12).

Технологічна карта містить доказовий, підтверджуючий та стверджуючий компоненти, надані чотирма науковими результатами і науковим положенням.

Основні наукові результати дослідження:

- вперше встановлено, що у процесі роботи зрівняльного фрикційного пристрою під час утримання вантажу маси фрикціона здійснюють рух із періодичними зупинками, що дає змогу ідентифікувати параметри фрикціона для забезпечення допустимих навантажень на елементи СВПП;

- вперше розроблені математичні моделі утримання стріли та вантажу у СВПП з гнучким підвісом стріли після обриву троса здвоєного поліспасти, які дають змогу розрахувати максимальні динамічні навантаження ланок силового ланцюга та визначити умови, за яких забезпечується утримання вантажу або стріли;

- вперше запропонований засіб компенсуючого впливу на динамічні навантаження у силовому ланцюзі після обриву троса СВПП – зрівняльний пристрій із ступінчастим опором фрикціона, який забезпечує обмеження динамічних зусиль у допустимих межах не лише у вантажному підвісі, а й у пружній металоконструкції;

- удосконалені математичні моделі процесу утримання вантажу після обриву троса у здвоєному поліспастовому підвісі, які відрізняються від відомих урахуванням пружності металоконструкції, швидкості вантажу у момент обриву троса та впливу довжини підвісу, що дозволяє більш точно визначати максимальні динамічні зусилля у пружних зв'язках силового ланцюга.

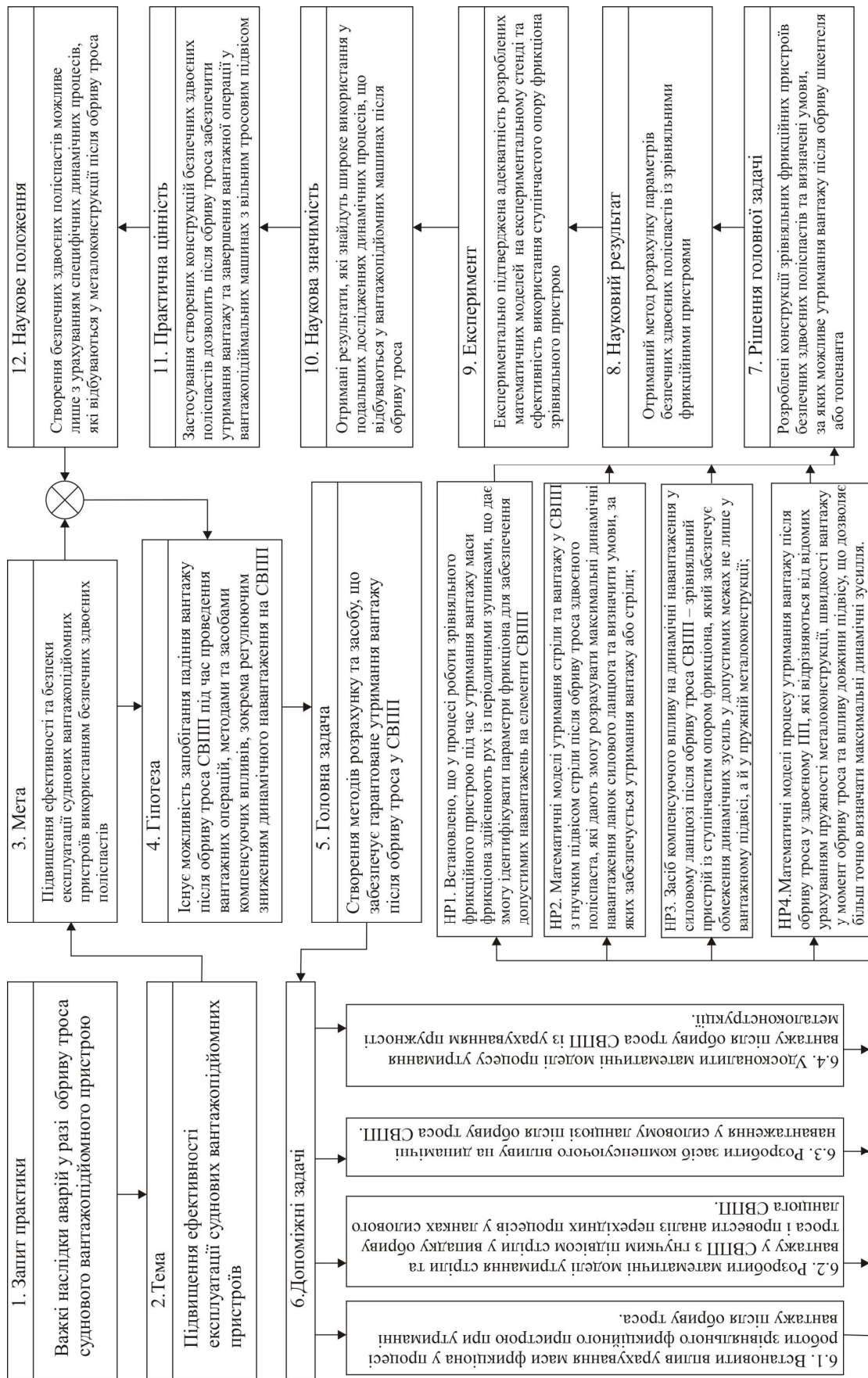


Рисунок 1.12 – Технологічна карта дисертаційного дослідження

Експериментальні дослідження для визначення адекватності теоретичних основ і передумов, сформульованих у роботі, реальним процесам, проведені в лабораторних умовах. При проведенні експериментальних досліджень на стенді, що моделює основні конструктивні елементи СВПП з пружною металоконструкцією, визначались максимальні значення пружної деформації балки під дією динамічних зусиль у підвісі під час утримання вантажу для трьох типів опору зрівняльного пристрою: жорсткого, з постійним опором та ступінчастим. Максимальні зусилля у металоконструкції визначаються за максимальною величиною її деформації.

Наукова значимість дисертації полягає в отриманні результатів, які знайдуть широке використання у подальших дослідженнях динамічних процесів, що відбуваються у СВПП після обриву троса.

Практична цінність – застосування створених конструкцій БЗП дозволить після обриву троса забезпечити утримання вантажу з подальшим успішним завершенням вантажної операції у СВПП з вільним тросовим підвісом.

Результати виконаного дослідження можуть використовуватися при створенні конструкцій БЗП для оснащення СВПП, а також для визначення умов, за яких можливе запобігання падінню вантажу після обриву шкентеля або топенанта у здвоєному поліспасті.

Результати даної роботи використані при створенні експериментального зразка БЗП із ЗФП для козлового крана КК-12,5 на Одеському металообробному заводі Міністерства оборони України (акт впровадження від 5.05.2005 р., акт експериментальної перевірки від 5.05.2005 р.).

Технічне рішення, захищене патентом на винахід України № 76052, реалізоване у підйомнику ПГ1.БКС триповерхового складу готової продукції (відзив про реалізацію від 5.02.2009 р.).

У дисертаційній роботі висунуто та підтверджено наукове положення – створення безпечних здвоєних поліспастів можливе лише з урахуванням динамічних процесів, які відбуваються у металоконструкції після обриву троса.

У результаті вибору теми дисертаційного дослідження за ознаками актуальності, наукової новизни, практичної значущості, робота відповідає паспорту спеціальності 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту за формулою спеціальності:

– *створення методологічних основ оптимального технічного використання засобів транспорту (зокрема рухомого складу, обладнання та засобів забезпечення транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт), їх технічної експлуатації, технічного обслуговування і ремонту, вивчення закономірностей змінювання технічного стану транспорту, розроблення технічних заходів щодо підвищення надійності функціональних і ергатичних транспортних систем, створення умов для високоефективного використання засобів транспорту з дотриманням вимог охорони навколишнього середовища;*

та напрямів досліджень:

2. *Системні властивості засобів транспорту в умовах експлуатації: надійність, безвідмовність, довговічність, паливна економічність, ремонтна придатність, безпека використання, екологічність, ергономічність, естетичність і методи їх оптимізації;*

7. *Створення наукових основ і методів розрахунку параметрів та управління ресурсом, надійністю і технічним станом засобів транспорту, розроблення методів підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, обладнання та засобів забезпечення їх працездатності;*

9. *Дослідження ефективності функціонування ергатичних систем управління засобами транспорту, розробка заходів, засобів і методів*

поліпшення якості експлуатації, технічного обслуговування та ремонту засобів транспорту;

11. Дослідження, розроблення та прогнозування методів удосконалення тактико-технічних і експлуатаційних характеристик засобів транспорту.

Висновки до розділу 1

1. Проведено аналіз вимог Регістра до будови СВПП по забезпеченню безпеки після відмови елементів механізмів. Встановлено, що на випадок поломки осей та коліс пересувних кранів та вантажних візків вимагається наявність упорних деталей, на які має змогу опиратись металоконструкція. На випадок обриву шкентеля устанавлюються упори для запобігання закиданню стріли. За наявності у СВПП напрямних елементів, за вимогами Регістру передбачено утримання вантажних органів на напрямних за допомогою уловлювачів після обриву троса. У суднових підйомних платформах у випадку обриву одного з несівних гнучких елементів платформа утримується на інших з можливістю завершення вантажної операції.

2. Для запобігання падіння вантажу або стріли у СВПП із здвоєними поліспастами після обриву троса пропонуються технічні рішення, в яких застосовуються два троси, а обмеження динамічних навантажень за необхідністю забезпечується спеціальними зрівняльними пристроями.

3. Проведена класифікація БЗП за типом конструкції зрівняльного пристрою. Встановлено, що найбільш перспективним є зрівняльний пристрій з фрикціоном, як найбільш технологічний та простий в налагодженні на необхідне зусилля опору.

4. Виявлена відсутність даних досліджень з навантаження металоконструкції СВПП у разі використання фрикціону з постійним опором для обмеження динамічних навантажень після обриву троса, та не

досліджений вплив довжини поліспастового підвісу, швидкості вантажу та деформації металоконструкції в момент обриву троса.

5. З'ясовано, що не проводились дослідження динамічних процесів, що відбуваються у СВПП із гнучким підвісом стріли після обриву шкентеля або топенанта у БЗП.

6. Запропоноване вдосконалення математичних моделей утримання вантажу після обриву троса БЗП урахуванням впливу довжини поліспастового підвісу, швидкості вантажу та деформації металоконструкції в момент обриву троса.

7. У результаті вибору теми дисертаційного дослідження за ознаками актуальності, наукової новизни, практичної значущості, відповідності паспорту спеціальності 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту сформульована тема, направлена на підвищення ефективності та безпеки експлуатації СВПП використанням БЗП із ЗФП для утримання вантажу і завершення вантажної операції після обриву троса.

Об'єктом дослідження є динамічні процеси, що відбуваються у силовому ланцюзі СВПП при утриманні вантажу БЗП у випадку обриву троса.

Предметом дослідження є методи та засоби підвищення ефективності експлуатації СВПП, зокрема забезпечення утримання вантажу та завершення вантажної операції після обриву троса. Адже наслідками таких аварій є не тільки матеріальні втрати, які пов'язані з псуванням вантажу, простоем судна під час ліквідації наслідків, витратами на ремонт СВПП та елементів судна, пошкоджених вантажем. При перевантаженні отруйних речовин можливі екологічні катастрофи. Та, найгірше, що може статися внаслідок обриву тросу СВПП, – людські жертви.

8. Метою дослідження є підвищення ефективності та безпеки експлуатації СВПП річкового та морського транспорту за рахунок

застосування БЗП, які дозволяють запобігти падінню вантажу після обриву троса.

9. Головне завдання дослідження полягає у створенні методів розрахунку та засобу, що забезпечує гарантоване утримання вантажу після обриву троса у СВПП..

10. Головне завдання дисертаційного дослідження виконано шляхом синтезу наукових результатів розв'язання допоміжних задач. На основі системного підходу замкнутий цикл наукового дослідження наданий у вигляді технологічної карти дослідження.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Безпечний здвоєний поліспаст із зрівняльним фрикційним пристроєм

Математична модель безпечного здвоєного поліспаста із зрівняльним фрикційним пристроєм розроблена за двохмасовою динамічною моделлю [108] (рис. 2.1), де m_2 – маса вантажу, кг; G – вага вантажу, Н; y_2 –

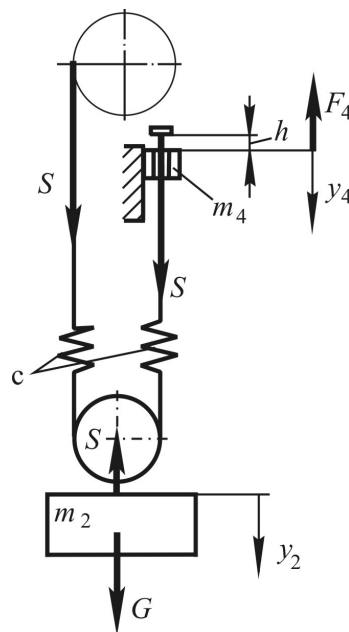


Рисунок 2.1 – Динамічна модель БЗП із ЗФП

переміщення вантажу, м; c – жорсткість поліспастового підвісу після обриву троса, Н/м. m_4 – маса рухливих частин фрикціону зрівняльного пристрою, приведена до вантажу, кг; h – приведена до переміщення вантажу довжина ділянки вільного ходу зрівняльного елемента, м; y_4 – приведені до переміщення вантажу переміщення рухливих частин демпфера, м; S – зусилля в поліспастовому підвісі, Н; F_4 – зусилля опору фрикціону зрівняльного пристрою, приведені до вантажу, Н,

$$F_4 = kG \quad (2.1)$$

де k – заданий коефіцієнт опору фрикціону.

При розробці динамічної моделі, з метою спрощення написання математичних моделей і, як наслідок, зниження ймовірності появи помилок, використалися наведені значення маси рухливих частин зрівняльного пристрою, переміщення зазначеної маси й зусилля опору фрикціону зрівняльного пристрою, а також ділянки вільного ходу зрівняльного елемента. Тертя у фрикційному пристрої розглянуто за Амонтоном, коефіцієнт тертя постійний, без урахування його зміни при переході від тертя спокою до тертя руху. У подальшому слід дослідити процес роботи фрикціона, як при фрикційних автоколиваннях, з урахуванням зміни коефіцієнта тертя для більш точних розрахунків [109-111].

Процес утримання вантажу після обриву троса складається із чотирьох етапів. Першим етапом після обриву троса є вільний рух вантажу під дією сили ваги. Після вибору падаючим вантажем слабину троса відбувається збільшення зусилля в поліспасті до значення, при якому включається в роботу фрикційний демпфер. На третій ділянці відбувається обмеження динамічних навантажень фрикціоном. На четвертому – рух мас після вимикання фрикціону з роботи.

Прийнято, що первинне зусилля в поліспасті дорівнює вазі вантажу.

На першому етапі рух описується рівнянням

$$m_2 \ddot{y}_2 = G.$$

Початкові умови: $t_1 = 0, y_2 = 0, \dot{y}_2 = 0$.

Умовою переходу до другого етапу руху є рівність

$$\frac{gt^2}{2} = h - \frac{G}{2c},$$

де $\frac{gt^2}{2}$ – координата вантажу під час вибору утвореної слабину цілого троса, м; $\frac{G}{2c}$ – деформація тросового підвісу в момент обриву троса, м.

На другому етапі відбувається прикладення навантаження до поліспастового підвісу, при цьому рух маси вантажу описується рівнянням

$$m_2 \ddot{y}_2 + cy_2 = G.$$

Зусилля, що діє на ПП, визначається за формулою $S = cy_2$.

Початкові умови для другого етапу

$$t_2 = 0, y_2 = 0, \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_1,$$

де $(\dot{y}_2)_1$ – швидкість маси $m_{тр}$ наприкінці першого етапу, м/с. У подальшому індекс при змінних у початкових умовах вказує на значення змінних у кінці відповідного етапу.

Умова переходу до до третього етапу

$$S = F_4. \quad (2.2).$$

На третьому етапі, після вмикання фрикціона зрівняльного пристрою в роботу, рух мас описується системою рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_4) &= G, \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_2 - y_4) &= -kG. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля в поліспастовому підвісі на даному етапі $S = c(y_2 - y_4)$.

Початкові умови для третього етапу

$$t_3 = 0, \quad y_2 = (y_2)_2, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_2, \quad y_4 = \dot{y}_4 = 0.$$

Умовою переходу до четвертого етапу руху, тобто після вимикання демпфера з роботи, є рівність

$$\dot{y}_4 = 0. \quad (2.3)$$

На четвертому етапі вільні коливання вантажу описуються рівняннями другого етапу.

Початкові умови для четвертого етапу

$$t_4 = 0, \quad y_2 = ((y_2)_3 + (y_4)_3), \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3.$$

Розроблена математична моель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням методу Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.1. Проведені обчислювальні експерименти.

Виконано розв'язання рівнянь руху мас чисельним методом Рунге-Кутта для безпечного зведеного поліспасти з масою вантажу 20 т при $h = 0,05$ м. На рис. 2.2 наведений графік залежності зусилля в поліспастовому підвісі від часу $S(t)$.

Графік розбитий на п'ять ділянок. Ділянка Т1 відповідає стану системи до обриву троса, ділянка Т2 відповідає етапу, на якому відбувається вільний рух вантажу, на ділянці Т3 показана залежність $S(t)$ у період наростання зусилля в поліспастовому підвісі до спрацьовування фрикціону, ділянка Т4 відповідає етапу роботи фрикціону, на ділянці Т5 показана залежність $S(t)$ після вимикання фрикціону з роботи. При заданому коефіцієнті опору фрикціону $k = 1,1$ коефіцієнт динамічності навантаження поліспастового підвісу $k_S = 1,17$. Довжина ділянки роботи фрикціону $h_4 = 0,498$ м при масі рухливих частин фрикціону $m_4 = 40$ кг.

Довжина ділянки роботи фрикціону, розрахована за відомою математичною моделлю [95], що враховує тільки масу вантажу (1.6), дорівнює $h_4 = 0,561$ м. Отже, врахування маси рухливих частин фрикціона дає динамічну складову, що збільшує розрахункові зусилля у ПП на 6%. При цьому довжина ділянки гальмування зменшилась на 11%.

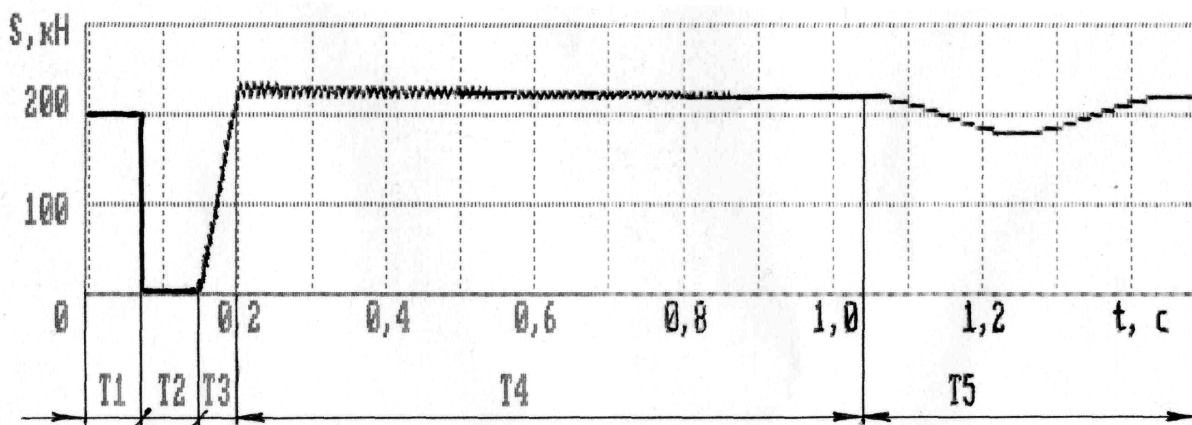


Рисунок 2.2 – Графік залежності зусилля в поліспастовому підвісі від часу при обриві каната

Розроблена математична модель дозволяє досліджувати динамічні процеси, що відбуваються при втриманні вантажу безпечним здвоєним поліспастом із зрівняльним фрикційним пристроєм у підйомниках, спуско-підймальних пристроях, у кранах мостового типу при знаходженні вантажного візка біля опори крана, й інших вантажопідйомних машинах, у яких лебідка й зрівняльний пристрій перебувають на основі, вплив якої можна не враховувати при виконанні зазначених досліджень. При цьому розглядається випадок – привод лебідки відключений.,

2.2 Вплив роботи привода СВПП і напрямку руху вантажу на процес його втримання

Для визначення впливу роботи приводу лебідки розроблені математичні моделі утримання вантажу БЗП із ЗФП після обриву шкентеля

при підйомі вантажу та опусканні його в режимі генераторного гальмування [112].

2.2.1 Підйом вантажу

Динамічна модель підйому вантажу після обриву троса безпечного зведеного поліспасти із зрівняльним фрикційним пристроєм представлена на рис.2.3, де, крім позначень прийнятих на рис.2.1, m_1 – маса оберткових

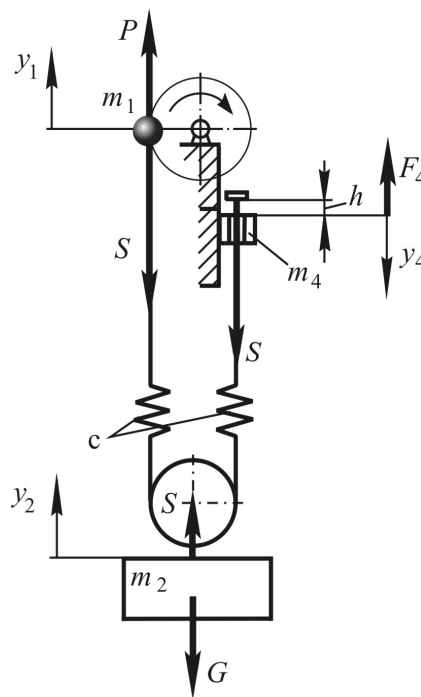


Рисунок 2.3 – Динамічна модель підйому вантажу при обриві троса БЗП із ЗФП

частин механізму підйому, приведена до поступального переміщення y_1 , що співпадає з напрямком переміщення вантажу y_2 , кг; y_1 – переміщення маси m_1 , приведене до переміщення вантажу, м; P — рушійне зусилля привода, приведене до вантажу [113]

$$P = P_0 + \beta \dot{y}_1, \quad (2.4)$$

де P_0 – зусилля в момент пуску двигуна при нерухомому роторі; β – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики двигуна; $\dot{y}_1$ – швидкість маси m_1 .

Рух системи «привод – зрівняльний пристрій – вантаж» розділяється на чотири етапи й розглядається рух мас на кожному етапі.

Першим є етап, на якому відбувається роз'єднаний рух мас вантажу й привода після обриву троса, при цьому зусилля в поліспастовому підвісі дорівнює нулю, а рівняння руху мас мають вигляд

$$m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 = P_0;$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -G.$$

Початкові умови

$$t_1 = 0, \quad y_1 = 0, \quad \dot{y}_1 = v_2, \\ y_2 = \frac{G}{2c}, \quad \dot{y}_2 = v_2,$$

де v_2 – швидкість сталого підйому вантажу, м/с.

Умовою переходу до другого етапу є рівність

$$-v_2 t + \frac{gt^2}{2} = h - \frac{G}{2c} - y_1,$$

де t – час вибору вантажем слабину троса, с.

На другому етапі відбувається прикладення навантаження до поліспастового підвісу після того як вантаж вибере слабину, що утворилася, у тросі, що залишився цілим. Рівняння руху мас на цьому етапі

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + c(y_1 - y_2) &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_2) &= -G. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Зусилля в поліспастовому підвісі визначається за формулою

$$S = c(y_1 - y_2). \quad (2.6)$$

Початкові умови

$$\begin{aligned} t_2 = 0, \quad y_1 = 0, \quad \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_1, \\ y_2 = 0, \quad \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_1. \end{aligned}$$

Умова переходу до третього етапу (2.2).

На третьому етапі відбувається рух мас при роботі фрикціону зрівняльного пристрою, що обмежує зусилля в поліспастовому підвісі.

Рух мас на цьому етапі описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + c(y_1 - y_2 - y_4) &= P_0; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_1 - y_2 - y_4) &= -k G; \\ m_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_2 - y_4) &= -G. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля, що діє на поліспастовий підвіс, визначається за формулою

$$S = c(y_1 - y_2 - y_4).$$

Початкові умови для третього етапу

$$\begin{aligned} t_3 = 0, \quad y_1 &= (y_1)_2, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_2, \\ y_2 &= (y_2)_2, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_2, \\ y_4 &= \dot{y}_4 = 0. \end{aligned}$$

Умова вимикання фрикціону з роботи (2.3).

На четвертому етапі відбувається рух мас після того, як фрикціон зрівняльного пристрою виключився з роботи, рівняння руху мас мають вигляд (2.5), а зусилля в поліспастовому підвісі визначається по (2.6).

Початкові умови для четвертого етапу

$$t_4 = 0, \quad y_1 = (y_1)_3, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_3, \\ y_2 = (y_2)_3 + (y_4)_3, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3.$$

2.2.2. Опускання вантажу

Після обриву троса в процесі сталого опусканні вантажу в режимі генераторного гальмування (рис.2.4) рух системи «привод-зрівняльний пристрій-вантаж» ділиться на такі ж чотири етапи, як і для випадку підйому вантажу.

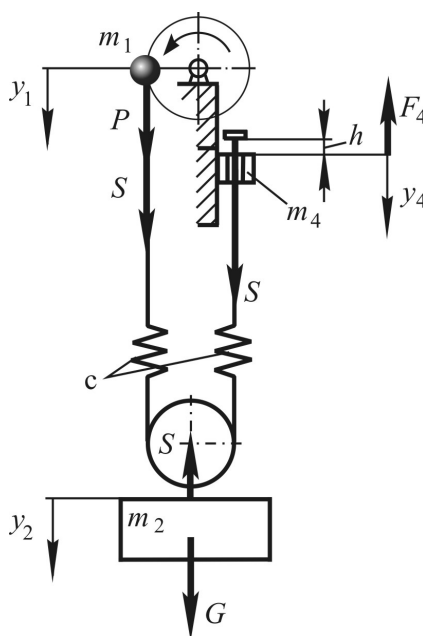


Рисунок 2.4 – Динамічна модель опускання вантажу БЗП із ЗФП при обриві троса

Рівняння руху мас на першому етапі

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 &= G. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови

$$\begin{aligned} t_1 = 0, \quad y_1 = 0, \quad \dot{y}_1 &= v_{20}, \\ y_2 &= \frac{G}{2c}, \quad \dot{y}_2 = v_{20}, \end{aligned}$$

де v_{20} — швидкість опускання вантажу, м/с.

Умова переходу до другого етапу

$$v_{20} t + \frac{gt^2}{2} = h - \frac{G}{2c} + y_1.$$

На другому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнян

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 - c(y_2 - y_1) &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_1) &= G. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Зусилля, що діє на поліспастовий підвіс

$$S = c(y_2 - y_1). \quad (2.8)$$

Початкові умови

$$\begin{aligned} t_2 = 0, \quad y_1 = 0, \quad \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_1, \\ y_2 = 0, \quad \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_1. \end{aligned}$$

Умова переходу до третього етапу (2.2).

Рух мас на третьому етапі описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 - c(y_2 - y_4 - y_1) &= P_0; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_2 - y_4 - y_1) &= -k G; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_4 - y_1) &= G. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля, що діє на ПП

$$S = c(y_2 - y_4 - y_1).$$

Початкові умови для третього етапу

$$\begin{aligned} t_3 = 0, \quad y_1 &= (y_1)_2, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_2, \\ y_2 &= (y_2)_2, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_2, \\ y_4 &= \dot{y}_4 = 0. \end{aligned}$$

Умова переходу до четвертого етапу (2.3). На четвертому етапі рівняння руху мас мають вигляд (2.7). Зусилля, що діє на поліспастовий підвіс, визначається по формулі (2.8).

Початкові умови для четвертого етапу

$$\begin{aligned} t_4 = 0, \quad y_1 &= (y_1)_3, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_3, \\ y_2 &= (y_2)_3 - (y_4)_3, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3. \end{aligned}$$

Розроблені математичні моделі реалізовані у вигляді програм для ЕОМ з використанням методу Рунге-Кутта 4-го порядку. Проведені обчислювальні експерименти. Блок-схеми алгоритмів програм наведені у

додатку А.2. Виконано розв'язання систем диференціальних рівнянь руху мас для вантажопідійомної машини, оснащеної безпечним здвоєним поліспастом, з наступними параметрами: $m_2 = 20400$ кг; $m_1 = 382000$ кг; $m_4 = 40$ кг; $k = 1,1$; $2c = 9530$ кН/м; c ; $P_0 = 3120$ кН; $\beta = 24200$ кН с/м; $h = 0,05$ м; $v_2 = 0,12$ м/с; $v_{20} = 0,137$ м/с.

Результати досліджень свідчать, що при заданому коефіцієнті опору фрикціону $k = 1,1$ у випадку обриву троса при підйомі вантажу коефіцієнт динамічності прикладення навантаження до поліспастового підвісу $k_S = 1,16$. У випадку обриву троса при опусканні вантажу коефіцієнт динамічності $k_S = 1,17$.

Отже, із двох розглянутих випадків руху вантажу гіршим є опускання.

2.3. Математичні моделі утримання вантажу після обриву шкентеля поліспастового підвісу з балансиром

Відомо, що найбільші динамічні навантаження, що діють у силовому ланцюзі мостового крана під час його експлуатації, виникають при підйомі вантажу з основи «з підхопленням» [114].

Також, при проведенні теоретичних досліджень у роботі [115] було визначено, що у випадку обриву троса поліспаста механізму підйому при сталому опусканні вантажу, навантаження на поліспаст при втриманні вантажу на цілому тросі буде перевищувати значення, отримані для випадку обриву троса при підйомі вантажу.

З огляду на вищесказане, дослідження динамічних навантажень, що виникають після обриву троса, проведено для цих двох випадків.

2.3.1. Підйом вантажу після обриву шкентеля при підйомі «з підхопленням»

Рух мас для цього випадку, за аналогією із проведеними раніше дослідженнями, розділено на чотири етапи.

Динамічна модель підйому вантажу після обриву троса наведена на рис. 2.5, де m_3 – приведена маса металоконструкції крана, кг;

F – зусилля у металоконструкції, яке визначається за формулою

$$F = c_3 y_3, \quad (2.9)$$

де c_3 – жорсткість металоконструкції крана, Н/м;

y_3 – переміщення маси m_3 , м.

На першому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - 2c(y_1 - y_3) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + 2c(y_1 - y_3) &= P_0. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля, що діє на металоконструкцію, визначається по (2.9), а на ПП визначається за формулою

$$S = 2c(y_1 - y_3).$$

Початкові умови для першого етапу

$$\begin{aligned} t_1 = 0, \quad y_3 = 0, \quad \dot{y}_3 = 0, \\ y_1 = 0, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_0, \end{aligned}$$

де $(\dot{y}_1)_0$ – швидкість холостого ходу маси m_1 , м/с.

Умовою переходу до другої стадії руху мас є рівність $S = G$.

Після відриву вантажу від основи рух мас описується рівняннями

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - 2c(y_1 - y_3 - y_2) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + 2c(y_1 - y_3 - y_2) &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 - 2c(y_1 - y_3 - y_2) &= -G. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля, що діє на ПП, визначається за формулою

$$S = 2c(y_1 - y_3 - y_2).$$

Початкові умови для другого етапу руху мас

$$\begin{aligned} t_2 = 0, \quad y_3 &= (y_3)_1, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_1, \\ y_1 &= (y_1)_1, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_1, \\ y_2 &= 0, \quad \dot{y}_2 = 0, \end{aligned}$$

де $(y_3)_1, (y_1)_1$ й $(\dot{y}_3)_1, (\dot{y}_1)_1$ – переміщення й швидкості мас m_3 і m_1 наприкінці довідривної стадії.

Умова переходу до третього етапу

$$S = S_{\text{бр}},$$

де $S_{\text{бр}}$ – зусилля, при якому трос обривається, Н.

Прийнято, що обрив відбувається при досягненні зусилля у поліспаствому підвісі максимального значення, яке виникає під час підйому вантажу з основи «з підхопленням» про звичайній роботі.

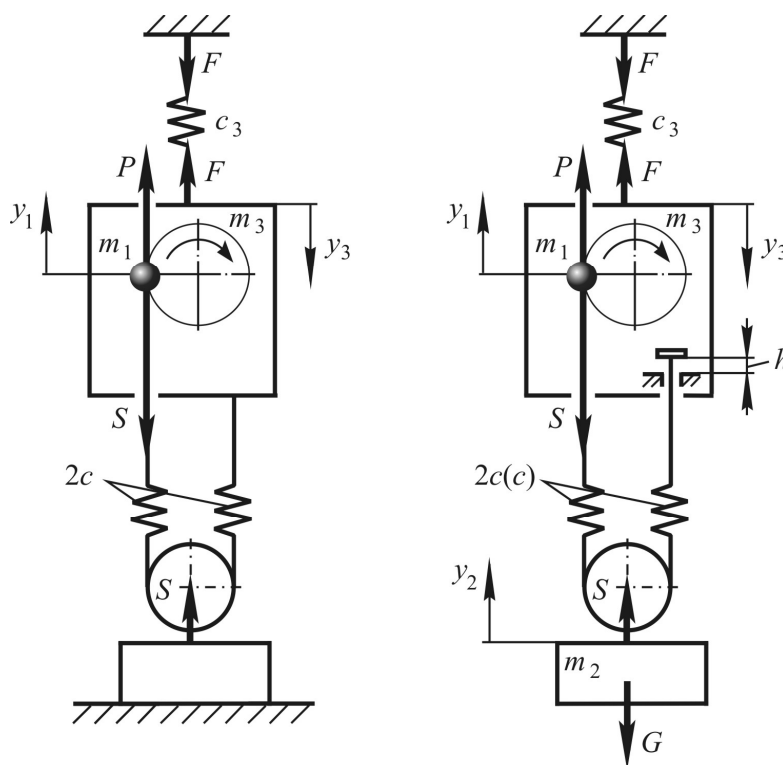


Рисунок 2.5 – Динамічна модель підйому вантажу «з підхопленням» у випадку обриву троса : а) до відривна стадія руху мас; б) після відривна стадія

При дослідженнях вплив інерційності рухомих і нерухомих блоків поліспасти, а також зрівняльного балансира, не враховані через їх малість, тому зусилля в поліспастовому підвісі при обриві троса зникає миттєво.

Після обриву троса зусилля в поліспастовому підвісі стає рівним нулю й відбувається роз'єднаний рух мас вантажу, привода й металоконструкції, причому металоконструкція робить вільні коливання, а вантаж вільно падає. Рух мас описується рівняннями

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 &= -G. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови для третього етапу

$$t_3 = 0, y_3 = (y_3)_2, \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_2, y_1 = (y_1)_2, \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_2, y_2 = (y_2)_2, \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_2.$$

Умовою переходу до четвертого етапу є рівність

$$-(\dot{y}_2)_2 t + \frac{gt^2}{2} = h - \frac{(S)_2}{2c} - (y_1 - (y_1)_2) - ((y_3)_2 - y_3).$$

де $(S)_2$ — зусилля в поліспастовому підвісі в момент обриву троса, Н.

На четвертому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_1 - y_3 - y_2) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + c(y_1 - y_3 - y_2) &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_3 - y_2) &= -G. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Зусилля в поліспастовому підвісі на даному етапі визначається за формулою

$$S = c(y_1 - y_3 - y_2). \quad (2.11)$$

Початкові умови для четвертого етапу

$$t_4 = 0, y_3 = (y_3)_3, \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_3, y_1 = 0, \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_3, y_2 = -(y_3)_3, \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3.$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.3.

Результати обчислювального експерименту для мостового крана вантажопідйомністю 20 т представлені на рис. 2.6 у вигляді графіків залежностей $F(t)$ і $S(t)$.

Графіки розбиті на чотири ділянки. T1 – відповідає довідковій стадії руху мас. T2 – руху мас при підйомі вантажу до обриву троса. На ділянці T3 відбувається рух мас при виборі слабину, що утворилася, цілого троса. Ділянка T4 відповідає руху мас після прикладення навантаження до поліспастового підвісу.

Максимальні динамічні навантаження на поліспастовий підвіс і металоконструкцію виникають на четвертому етапі й рівні відповідно $S = 485$ кН і $F = 587$ кН, при цьому коефіцієнти динамічності рівні $k_S = 2,42$, $k_F = 2,93$. Очевидно, що аварія даного крана неминуча, тому що отримані коефіцієнти динамічності перевищують існуючі запаси міцності троса й металоконструкції.

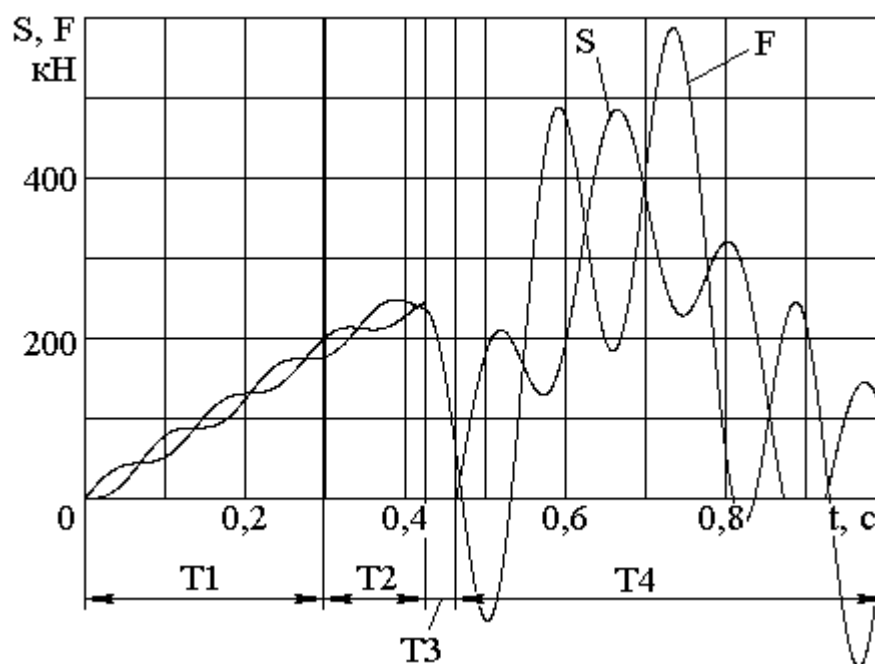


Рисунок 2.6 – Графіки залежностей $F(t)$ і $S(t)$ у випадку обриву троса зведеного поліспаста із зрівняльним важелем при підйомі вантажу з основи "з підхопленням"

Максимальні розрахункові вертикальні динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію й ПП, визначають за формулами

$$F_p = k_1 k_2 F_{\max}; \quad S_p = k_1 k_2 S_{\max},$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує піддатливість основи; k_2 – коефіцієнт, що враховує немонолітність вантажу; $F_{\max}$ – максимально можливе навантаження на металоконструкцію крана, кН; $S_{\max}$ – максимально можливе навантаження на ПП, кН.

Жорсткість ПП звичайно визначається для максимальної його довжини за формулою

$$c = \frac{E_k F_k z}{l},$$

де E_k – модуль поздовжньої пружності троса, Па; F_k – площа поперечного перерізу дротів троса, м²; z – кількість гілок поліспада; l – довжина ПП, м.

Однак на фактичну довжину ПП впливає довжина вантажозахватних пристроїв, габаритів самого вантажу та підйом вантажу з інших вантажів, що приводить до її зменшення, і, відповідно, до збільшення жорсткості ПП.

Для випадків підйому вантажу "з підхопленням" й при обриві троса здвоєного поліспада із балансиrom [104] виконане чисельне розв'язання на ЕОМ систем диференціальних рівнянь руху мас для мостового крана вантажопідйомністю 20 т [116]. Графіки залежності коефіцієнтів динамічності навантаження від довжини ПП приведені на рис. 2.7.

Аналіз отриманих графіків свідчить про те, що використовувані залежності для розрахунку мостових кранів дають занижені значення можливих максимальних динамічних навантажень. Для розглянутої конструкції крана при максимальній і мінімальній довжинах ПП різниця

в навантаженнях становить: при нормальній роботі для ПП підвісу 17%, а для металоконструкції 6%; при обриві троса для ПП підвісу 56 %, для металоконструкції 24 %.

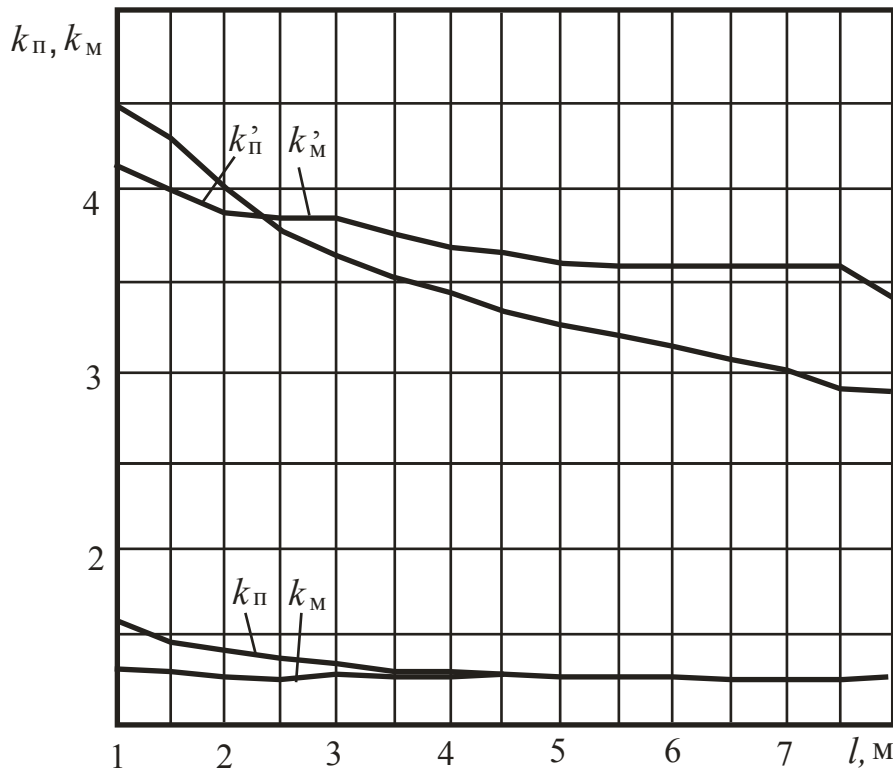


Рисунок 2.7 – Залежності коефіцієнтів динамічності від довжини ПП: $k_{\text{П}}$ і $k_{\text{М}}$ – коефіцієнти динамічності навантаження відповідно ПП й металоконструкції при підйомі вантажу з основи "з підхопленням"; $k'_{\text{П}}$ і $k'_{\text{М}}$ – аналогічні коефіцієнти динамічності при обриві троса зведеного поліспасти із балансиром

Більший вплив довжини ПП на максимально можливі динамічні навантаження при обриві троса пояснюється тим, що зменшення довжини ПП приводить не тільки до збільшення його жорсткості, але й до збільшення часу вибору слабину утримуючого троса.

Після відповідних перетворень отримана формула для визначення часу з моменту обриву одного з тросів до прикладення навантаження до другого троса

$$t = \frac{\left(v_{2br} - v_1 + \sqrt{(v_1 - v_{2br})^2 + 2g \left(h - \frac{S_{br}}{2c} \right)} \right)}{g},$$

де v_{2br} – швидкість вантажу в момент обриву троса, м/с.

За час t вантаж рухається вгору за інерцією, а потім униз під дією сили ваги, а величина динамічних навантажень залежить від швидкості вантажу в момент прикладення навантаження до ПП, яка визначається за формулою

$$v_2 = -v_1 + \sqrt{(v_1 - v_{2br})^2 + 2g \left(h - \frac{S_{br}}{2c} \right)}.$$

Для розглянутої конструкції мостового крана при максимальній довжині ПП швидкість вантажу в момент прикладення навантаження до цілого троса дорівнює 0,58 м/с, при мінімальній довжині – 0,85 м/с.

Отже, визначення максимальних динамічних навантажень, використовуваних при розрахунку силових елементів крана з урахуванням фактичної довжини ПП, дозволить одержати реально можливі значення навантажень, які виникають при експлуатації крана, що дозволяє визначити гірший випадок динамічного навантаження крана, що приймається як розрахункове і відкриває можливості для зниження ймовірності виникнення аварійної ситуації.

2.3.2. Опускання вантажу

Розглянутий випадок обриву троса при сталому опусканні вантажу в режимі генераторного гальмування [118].

Динамічна модель опускання вантажу в режимі генераторного гальмування після обриву троса наведена на рис. 2.8.

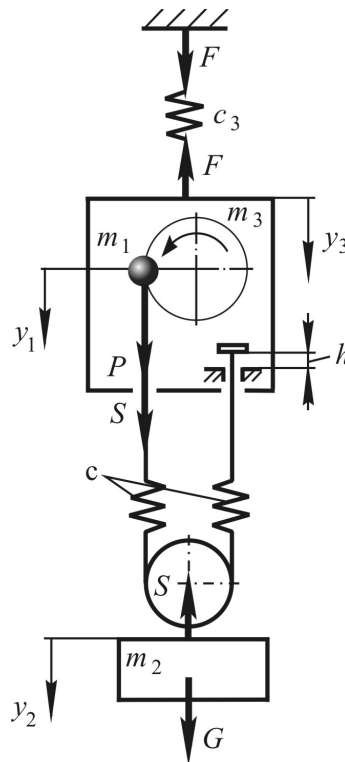


Рисунок 2.8 – Динамічна модель опускання вантажу після обриву троса здвоєного поліспасти

Рух мас розділений на два етапи. На першому відбувається рух мас після обриву троса під час вибору слабину цілого троса вантажем, який вільно падає. Другий етап починається після прикладення навантаження до поліспастового підвісу.

Рівняння, що описують рух мас на першому етапі, мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 &= 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta_1 \dot{y}_1 &= P_0; \\ m_2 \ddot{y}_2 &= G. \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Початкові умови для першого етапу ,

$$\begin{aligned} t_1 = 0, \quad y_3 &= \frac{G}{c_3}, \quad \dot{y}_3 = 0, \\ y_1 &= 0, \quad \dot{y}_1 = v_{20}, \\ y_2 &= 0 \quad \dot{y}_{rp} = v_{20}. \end{aligned}$$

Умова переходу до другого етапу

$$v_{20}t + \frac{gt^2}{2} = h - \frac{G}{2c} + y_1 - \left(\frac{G}{c_3} - y_3\right).$$

Рух мас на другому етапі описується системою рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3\ddot{y}_3 + c_3y_3 - c(y_2 - y_3 - y_1) &= 0; \\ m_1\ddot{y}_1 + \beta\dot{y}_1 - c(y_2 - y_3 - y_1) &= P_0; \\ m_2\ddot{y}_2 + c(y_2 - y_3 - y_1) &= G. \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Зусилля, що діє на поліспастовий підвіс, визначається по формулі

$$S = c(y_2 - y_3 - y_1). \quad (2.14)$$

Початкові умови для другого етапу

$$\begin{aligned} t_2 = 0, \quad y_3 &= (y_3)_1, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_1 \\ y_1 &= 0, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_1, \\ y_2 &= (y_3)_1, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_1, \end{aligned}$$

де $(y_3)_1$ – переміщення маси m_3 кінці першого етапу;

$(\dot{y}_3)_1, (\dot{y}_1)_1, (\dot{y}_2)_1$ – швидкості мас m_3, m_1 і m_2 кінці першого етапу.

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв’язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.4.

Результати обчислювальних експериментів для крана вантажопідйомністю 20 т представлені на рис. 2.9 у вигляді графіків залежностей $F(t)$ і $S(t)$.

Графіки розбиті на три ділянки. Перша ділянка T1 – стан системи до обриву каната. Навантаження на металоконструкцію та поліспастовий підвіс дорівнює номінальній вазі вантажу – 200 кН. Ділянка T2 відповідає першому етапу руху мас після обриву каната до вибору слабину цілого – другого каната. Ділянка T3 відповідає руху мас після прикладення зусилля від вантажу, який вільно падає, до поліспастового підвісу.

Максимальне зусилля $S = 431$ кН, коефіцієнт динамічності $k_S = 2,15$. Максимальне $F = 534$ кН, коефіцієнт динамічності $k_F = 2,67$. У досліджуваній конструкції крана коефіцієнт запасу міцності каната 5. Отже для нового неспрацьованого цілого каната коефіцієнт запасу міцності після відмови другого складе 2,5. Коефіцієнт запасу міцності металоконструкції 1,4. Розрахунковий коефіцієнт динамічності зусилля металоконструкції перевищує запас її міцності, що не виключає можливість аварії крана.

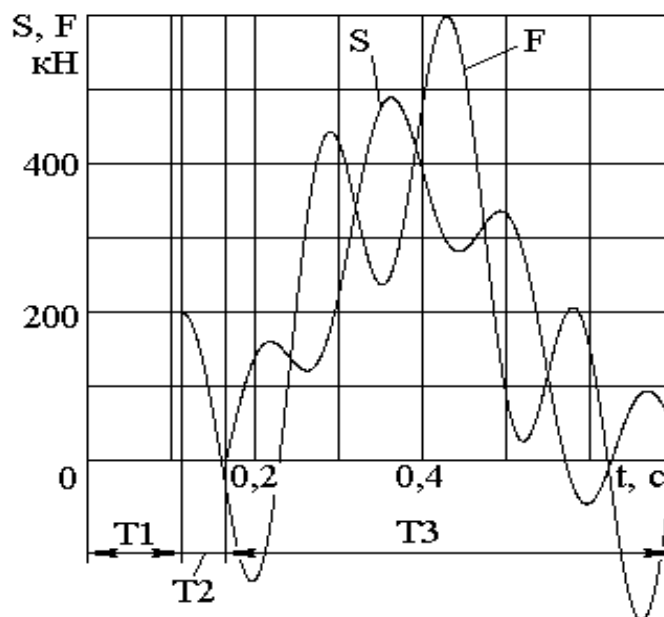


Рисунок 2.9 – Графіки залежностей $F(t)$ і $S(t)$ у випадку обриву троса зведеного поліспаста із зрівняльним важелем при опусканні вантажу

Відмова каната може відбутися на різних висотах знаходження вантажу. В залежності від зазначених висот буде змінюватись жорсткість поліспастового підвісу. Це приводить до різних значень максимальних

зусиль в елементах крана. Розрахункові максимальні зусилля та коефіцієнти динамічності при максимальній та мінімальній довжинах поліспастового підвісу у випадку опускання номінального вантажу (табл. 2.1), у випадку опускання вантажу вагою 8 т – (табл. 2.2).

Таблиця 2.1 – Зусилля та коефіцієнти динамічності для випадку опускання вантажу 20 т

Довжина поліспастового підвісу	Навантажуємі елементи	Максимальні зусилля, Н	Коефіцієнти динамічності
Максимальна	Металоконструкція	534,04	2,67
	Поліспастовий підвіс	431,00	2,15
Мінімальна	Металоконструкція	505,67	2,52
	Поліспастовий підвіс	801,20	4,01

Таблиця 2.2 – Зусилля та коефіцієнти динамічності для випадку опускання вантажу 8 т

Довжина поліспастового підвісу	Навантажуємі елементи	Максимальні зусилля, Н	Коефіцієнти динамічності
Максимальна	Металоконструкція	274,9	1,38
	Поліспастовий підвіс	215,5	1,07
Мінімальна	Металоконструкція	243,57	1,22
	Поліспастовий підвіс	388,8	1,94

Коефіцієнт динамічності зусиль у силовому ланцюзі даного мостового крана після обриву каната здвоєного поліспаста з балансиrom при опусканні номінального вантажу перевищують існуючі запаси міцності металоконструкції і канатів, що не виключає можливість їх руйнування та аварії крана.

Для даного крана вага, при якій коефіцієнти динамічності зусиль у металоконструкції і поліспастовому підвісі не перевищують запасів міцності металоконструкції і канатів – 8 т.

2.4. Математичні моделі утримання вантажу після обриву шкентеля безпечного здвоєного поліспасти і постійному опорі фрикціона

2.4.1 Підйом вантажу «з підхопленням»

Динамічна модель підйому вантажу після обриву троса безпечного здвоєного поліспасти із зрівняльним фрикційним пристроєм [119] наведена на рис.2.10.

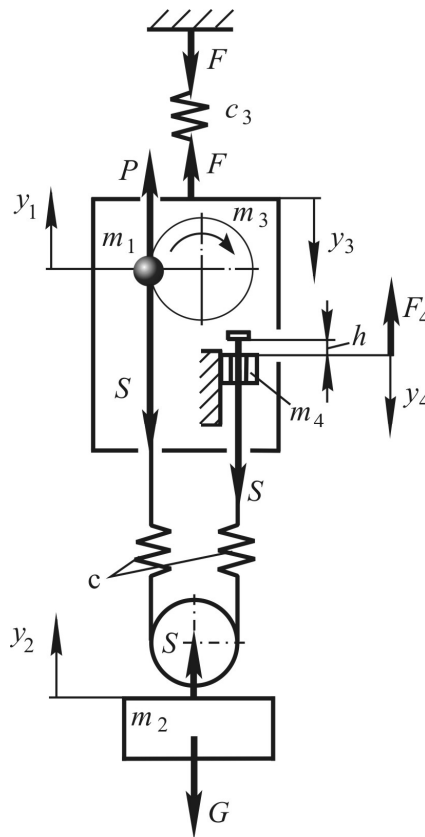


Рисунок 2.10 – Динамічна модель підйому вантажу СВПП, оснащеним БЗП із ЗФП, після обриву троса

Розглянуто випадок обриву троса при підйомі вантажу з основи «з підхопленням». Рух мас для даного випадку навантаження розбито на

шість етапів. Перші чотири етапи відповідають аналогічним для випадку обриву троса з двоєного поліспасти із зрівняльним важелем. При досягненні зусилля в поліспастовому підвісі величини, що відповідає вмиканню фрикціона зрівняльного пристрою в роботу, починається п'ятий етап. Шостий етап відповідає руху мас після вимикання фрикціону з роботи.

Рівняння руху мас, початкові умови, а також умови переходу для перших чотирьох етапів відповідають аналогічним для випадку обриву троса з двоєного поліспасти із зрівняльним важелем.

Умовою переходу до п'ятого етапу є рівність (2.2).

Рух мас на п'ятому етапі описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= P_0; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= k G; \\ m_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= -G. \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

Зусилля в поліспастовому підвісі визначається за формулою

$$S = c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2). \quad (2.16)$$

Початкові умови для п'ятого етапу

$$t_5 = 0, y_3 = (y_3)_4, \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_4, y_1 = (y_1)_4, \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_4, y_2 = (y_2)_4, \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_4, \\ y_4 = \dot{y}_4 = 0.$$

Рух приведеної маси фрикціона завершується при виконанні умови (2.3).

Далі рух мас описується системою рівнянь (2.10). Зусилля у поліспастовому підвісі визначається за (2.11).

Початкові умови для шостого етапу

$$t_6 = 0, y_3 = (y_3)_5, \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_5, y_1 = (y_1)_5, \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_5, y_2 = (y_2)_5 + (y_4)_5, \\ \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_5.$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.5.

Результати обчислювальних експериментів для крана вантажопідйомністю 20 т приведені на рис. 2.11 у вигляді графіків залежностей $S(t)$ і $F(t)$.

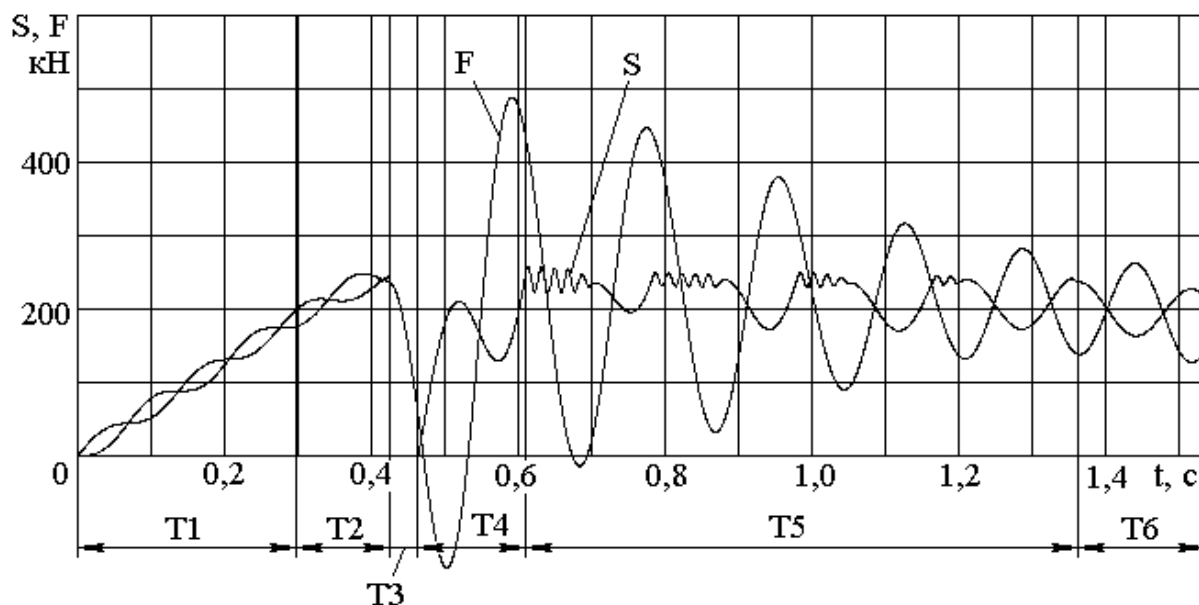


Рисунок 2.11 – Графіки залежностей $F(t)$ і $S(t)$ для випадку обриву троса БЗП при підйомі вантажу з основи "з підхопленням"

Максимальне динамічне навантаження на поліспастовий підвіс при роботі фрикціону зрівняльного пристрою становлять $S = 257$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_S = 1,28$. Максимальне навантаження

на металоконструкцію становить $F = 488$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_F = 2,44$.

Аналіз результатів рішень свідчить про те, що застосування фрикціону з постійним опором у безпечному здвоєному поліспасті дозволяє у випадку обриву троса знизити динамічні навантаження на поліспастовий підвіс до величин, при яких коефіцієнт динамічності в поліспастовому підвісі менше існуючих запасів міцності троса. Однак динамічні навантаження на металоконструкцію досягають величин, при яких коефіцієнт динамічності перевищує запас міцності металоконструкції. Отже, для запобігання аварії мостового крана при обриві троса при оснащенні його безпечним здвоєним поліспастом із зрівняльним фрикційним пристроєм необхідно передбачити рішення по зниженню динамічного навантаження на металоконструкцію.

2.4.2. Опускання вантажу

Досліджений випадок обриву троса безпечного здвоєного поліспаста з постійним опором фрикціону зрівняльного пристрою при сталому опусканні вантажу в режимі генераторного гальмування.

Динамічна модель для даного випадку представлена на рис.2.12.

Рух мас для даного випадку розбивається на чотири етапи. На першому етапі відбувається рух мас після обриву одного з тросів при виборі слабину, що утворилася, у цілому тросі. Після прикладення навантаження до ПП починається другий етап руху мас. На третьому етапі вмикається в роботу фрикціон зрівняльного пристрою. Четвертий етап починається після вимикання фрикціону з роботи.

Рівняння руху мас і початкові умови для перших двох етапів співпадають з аналогічними для випадку обриву троса звичайного здвоєного поліспаста зі зрівняльним важелем.

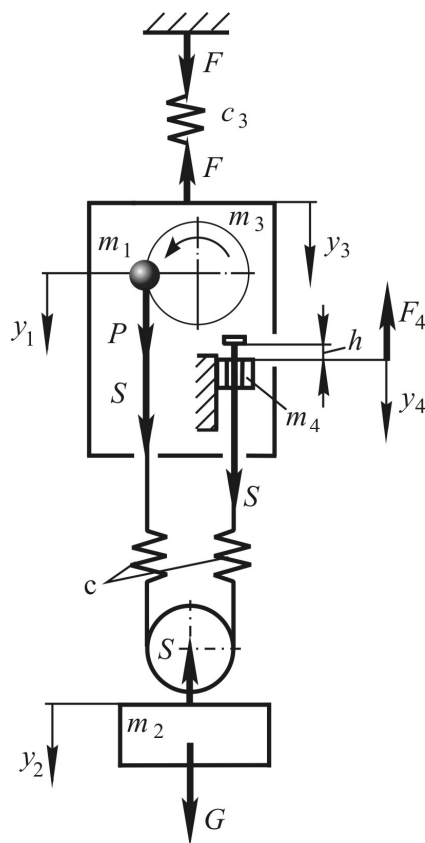


Рисунок 2.12 – Динамічна модель опускання вантажу після обриву троса безпечного здвоєного поліспасти

Умова переходу від другого етапу до третього (2.2).

Рівняння, що описують рух мас на третьому етапі мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 - c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= P_0; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= -k G; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= G. \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

Зусилля в поліспастовому підвісі визначається за формулою

$$S = c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1). \quad (2.18)$$

Початкові умови для третього етапу

$$\begin{aligned}
t_3 &= 0, & y_3 &= (y_3)_2, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_2, \\
y_1 &= (y_1)_2, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_2, \\
y_2 &= (y_2)_2, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_2, \\
y_4 &= 0, & \dot{y}_4 &= 0.
\end{aligned}
\tag{2.19}$$

Умова переходу до етапу, на якому відбувається рух мас після вимикання фрикціону з роботи (2.3).

Рух мас на четвертому етапі описується системою рівнянь (2.13).

Початкові умови для четвертого етапу

$$\begin{aligned}
t_4 &= 0, & y_3 &= (y_3)_3, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_3, \\
y_1 &= (y_1)_3, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_3, \\
y_2 &= (y_2)_3 - (y_4)_3, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_3.
\end{aligned}
\tag{2.20}$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.6.

Результати обчислювальних експериментів для крана вантажопідйомністю 20 т приведені на рис. 2.13 у вигляді графіків залежностей зусиль у поліспастовому підвісі й у металоконструкції від часу: $S(t)$ і $F(t)$.

Аналіз результатів свідчить про те, що застосування фрикціону з постійним опором у зрівняльному пристрої безпечного здвоєного поліспаста для даної конструкції крана дозволяє знизити динамічні навантаження на поліспастовий підвіс до величин, при яких коефіцієнт динамічності навантаження поліспастового підвісу менше існуючих запасів міцності троса. Однак, як і у випадку обриву троса при підйомі вантажу з основи "з підхопленням", динамічні навантаження в металоконструкції крана виявляються такими, що коефіцієнта запасу

міцності металоконструкції виявляється недостатньо для запобігання аварії крана.

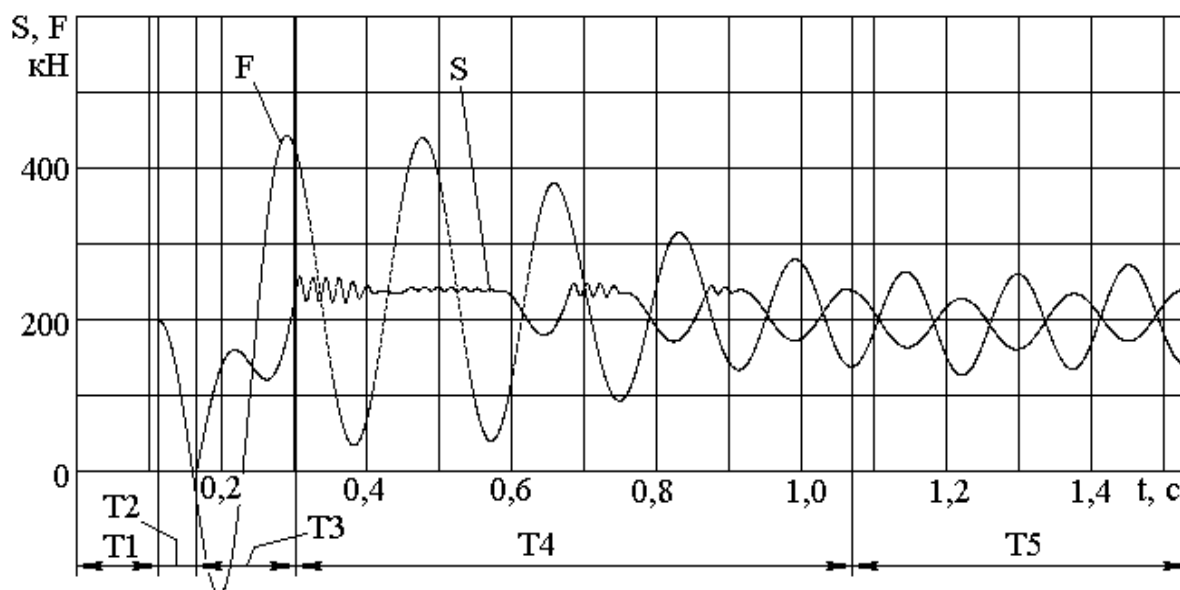


Рисунок 2.13 – Графіки залежностей $F(t)$ і $S(t)$ для випадку обриву троса безпечного здвоєного поліспасти при опусканні вантажу

2.5. Дослідження ефективності застосування ступінчастого опору фрикціону

Як показали динамічні розрахунки, використання безпечного здвоєного поліспасти зі зрівняльним фрикційним пристроєм з постійним опором фрикціону не забезпечує необхідного зниження динамічного навантаження, що діє на пружну металоконструкцію при втриманні вантажу.

З метою виключення зазначеного недоліку запропоновано використати ступінчастий опір фрикціону зрівняльного пристрою [120-122]. Графік залежності опору F_4 фрикціону від шляху показаний на рис. 2.14. Вибір двоступінчастого опору фрикціону обумовлений порівняльною простотою конструктивного виконання зрівняльного пристрою.

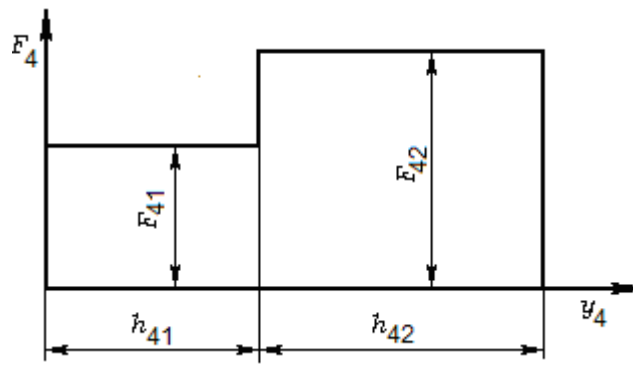


Рисунок 2.14 – Графік залежності опору фрикціону від переміщення рухливих його частин

2.5.1. Підйом вантажу з основи «з підхопленням»

Динамічна модель для даного випадку навантаження наведена на рис. 2.15, де h_{41} , h_{42} – ділянки роботи фрикціону на першому і на другому ступенях.

Рух мас розділений на вісім етапів. Перший етап відповідає руху мас до відриву вантажу від основи. На другому етапі відбувається підйом вантажу. Під час третього етапу, після обриву одного з тросів вантаж вибирає слабіну, що утворилася, цілого троса. На четвертому етапі відбувається рух мас після прикладення навантаження до цілого троса, що залишився. При досягненні зусилля в поліспастовому підвісі величини, що відповідає силі опору F_{41} першого ступеня фрикціону, починається п'ятий етап руху мас. Шостий етап відповідає руху мас після вибору фрикціоном довжини ділянки h_{41} першого ступеня до моменту ввімкнення другого ступеня фрикціону в роботу. Сьомий етап починається після того, як зусилля в поліспастовому підвісі досягне значення, рівного силі опору F_{42} другого ступеня фрикціону. На восьмому етапі відбувається рух мас після вимикання фрикціону з роботи.

Рівняння мас, умови переходу й початкові умови для перших чотирьох етапів співпадають з аналогічними для випадку обриву троса звичайного здвоєного поліспасти.

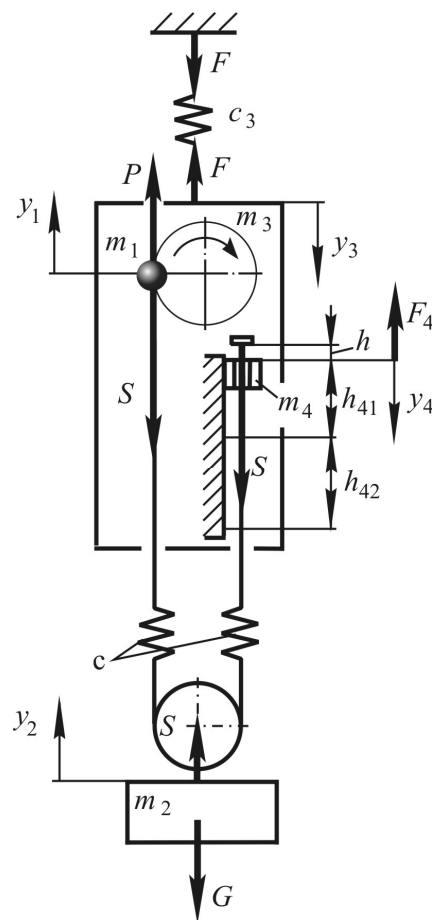


Рисунок 2.15 – Динамічна модель підйому вантажу після обриву троса безпечного здвоєного поліспасти з ступінчастим опором фрикціону

Умова переходу до п'ятого етапу, тобто умова ввімкнення першого ступеня фрикціону в роботу

$$S = F_{41}, \quad (2.21)$$

де F_{41} – зусилля опору фрикціону на першому ступені його роботи

$$F_{41} = \frac{kG}{n},$$

де n – коефіцієнт зниження опору фрикціону.

На п'ятому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= P_0; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= \frac{kG}{n}; \\ m_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_3 - y_4 - y_2) &= -G. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля в поліспастовому підвісі визначається за формулою (2.16).

Зусилля в металоконструкції визначається за формулою (2.9).

Умовою переходу до шостого етапу є рівність

$$y_4 = h_{41}. \quad (2.22)$$

Рух мас на шостому етапі описується системою рівнянь (2.10).

Початкові умови для шостого етапу

$$\begin{aligned} t_6 &= 0, & y_3 &= (y_3)_5, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_5, \\ y_1 &= (y_1)_5, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_5, \\ y_2 &= (y_2)_5 + (y_4)_5, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_5, \end{aligned}$$

Умовою переходу до сьомого етапу є рівність

$$S = F_{42}. \quad (2.23)$$

Для випадку двоступінчастого опору фрикціону маємо $F_{42} = k G$.

На сьомому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнянь (2.15). Зусилля, що діє на поліспастовий підвіс, визначається за формулою (2.16).

Початкові умови для сьомого етапу

$$\begin{aligned} t_7 &= 0, & y_3 &= (y_3)_6, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_6, \\ y_1 &= (y_1)_6, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_6, \\ y_2 &= (y_2)_6, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_6, \\ y_4 &= 0, & \dot{y}_4 &= 0. \end{aligned}$$

Умова переходу до восьмого етапу (2.3).

Рівняння, що описують рух мас на восьмому етапі мають вигляд (2.10).

Початкові умови для восьмого етапу

$$\begin{aligned} t_8 &= 0, & y_3 &= (y_3)_7, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_7, \\ y_1 &= (y_1)_7, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_7, \\ y_2 &= (y_2)_7 + (y_4)_7, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_7. \end{aligned}$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.7.

Результати обчислювальних експериментів для крана вантажопідйомністю 20 т приведені на рис. 2.16 у вигляді графіків залежностей зусиль у поліспастовому підвісі й у металоконструкції від часу: $S(t)$ і $F(t)$.

Максимальне навантаження на поліспастовий підвіс $S = 256$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_S = 1,28$. Максимальне навантаження

на металоконструкцію $F = 345$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_F = 1,73$.

Результати розв'язання свідчать, для даної конструкції мостового крана, застосування ступінчастого опору фрикціону забезпечить обмеження динамічних навантажень до величин, при яких коефіцієнти динамічності навантаження поліспастового підвісу й металоконструкції не перевищать запасів їхньої міцності.

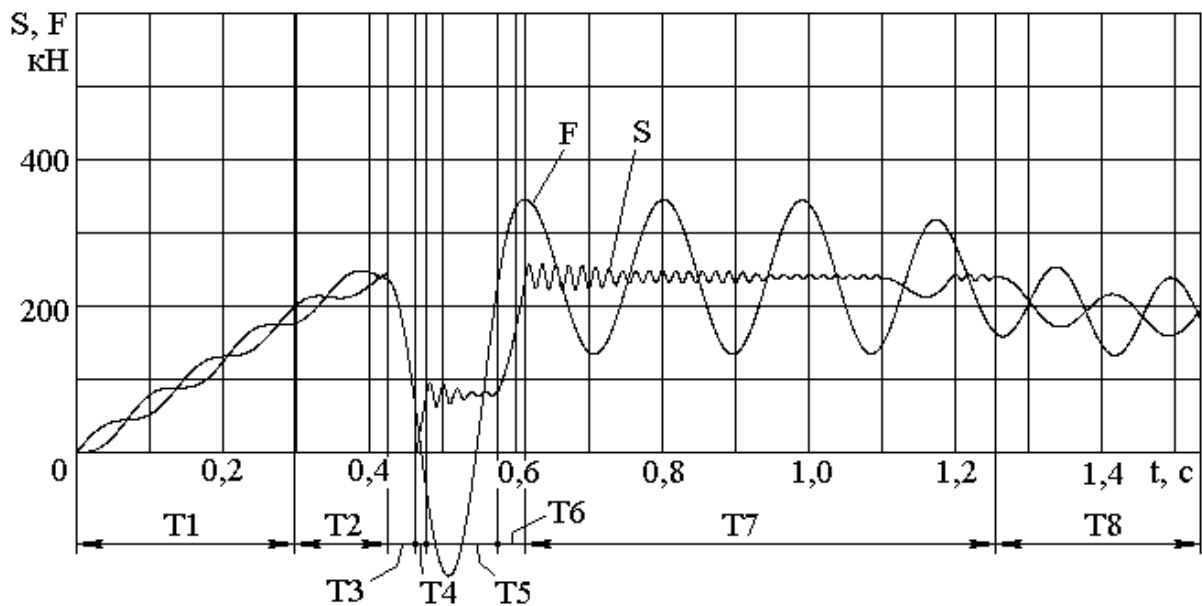


Рисунок 2.16 – Графіки залежностей $F(t)$ і $S(t)$ для випадку обриву троса безпечного здвоєного поліспаста зі ступінчастим опором фрикціону при підйомі вантажу з основи "з підхопленням"

2.5.2. Опускання вантажу

Розглянуто випадок обриву троса при опусканні вантажу в режимі генераторного гальмування.

Динамічна модель для даного випадку навантаження наведена на рис.2.17

Рух мас розділений на шість етапів.

Рівняння руху мас, початкові умови й умови переходу для перших двох етапів співпадають з аналогічними для випадку обриву троса здвоєного поліспасти із зрівняльним важелем.

Умова переходу від другого етапу до третього (2.21).

На третьому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнянь

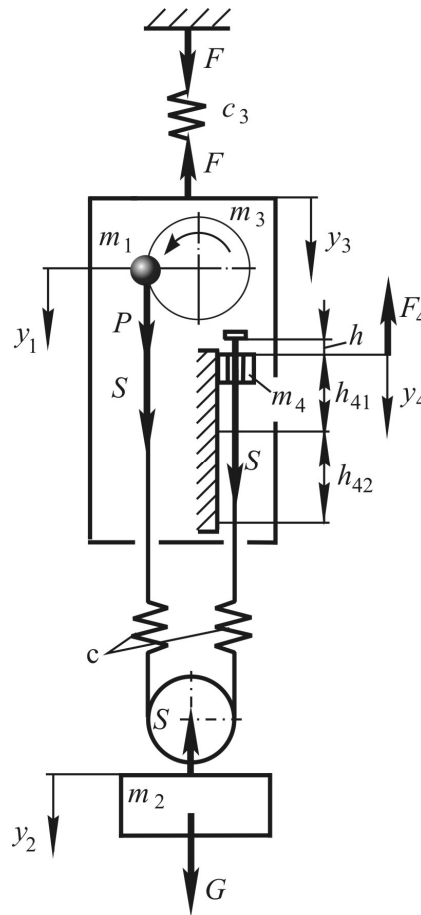


Рисунок 2.17 – Динамічна модель підйому вантажу після обриву троса безпечного здвоєного поліспасти зі ступінчастим опором фрикціону

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 - c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= P_0; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= -\frac{kG}{n}; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_3 - y_4 - y_1) &= G. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля в поліспаєтовому підвісі визначається за формулою (2.18).

Початкові умови для третього етапу (2.19).

Умова переходу до етапу, на якому відбувається рух мас після вимикання першого ступеня фрикціону з роботи (2.22).

Рух мас на четвертому етапі описується системою рівнянь (2.13).

Початкові умови для четвертого етапу (2.20).

Умова вмикання другого ступеня фрикціону зрівняльного пристрою в роботу (2.23).

Рівняння, що описують рух мас на п'ятому етапі, мають вигляд (2.17).

Початкові умови для п'ятого етапу

$$\begin{aligned} t_5 &= 0, & y_3 &= (y_3)_4, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_4, \\ y_1 &= (y_1)_4, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_4, \\ y_2 &= (y_2)_4, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_4, \\ y_4 &= 0, & \dot{y}_4 &= 0. \end{aligned}$$

Умова переходу від п'ятого етапу до шостого (2.3).

На шостому етапі рух мас описується системою диференціальних рівнянь (2.13).

Початкові умови для шостого етапу

$$\begin{aligned} t_6 &= 0, & y_3 &= (y_3)_5, & \dot{y}_3 &= (\dot{y}_3)_5, \\ y_1 &= (y_1)_5, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_5, \\ y_2 &= (y_2)_5 - (y_4)_5, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_5. \end{aligned}$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Блок-схема алгоритму програми наведена у додатку А.8.

Результати обчислювальних експериментів для крана вантажопідйомністю 20 т приведені на рис. 2.18 у вигляді графіків залежностей зусиль у поліспастовому підвісі й у металоконструкції від часу: $S(t)$ і $F(t)$.

Максимальне навантаження на поліспастовий підвіс $S = 259$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_S = 1,29$. Максимальне навантаження на металоконструкцію $F = 334$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_F = 1,67$.

Отже, коефіцієнти динамічності навантаження поліспастового підвісу й металоконструкції в цьому випадку навантаження не перевищують існуючих запасів їхньої міцності, що дозволяє запобігти аварії при обриві піднімального троса.

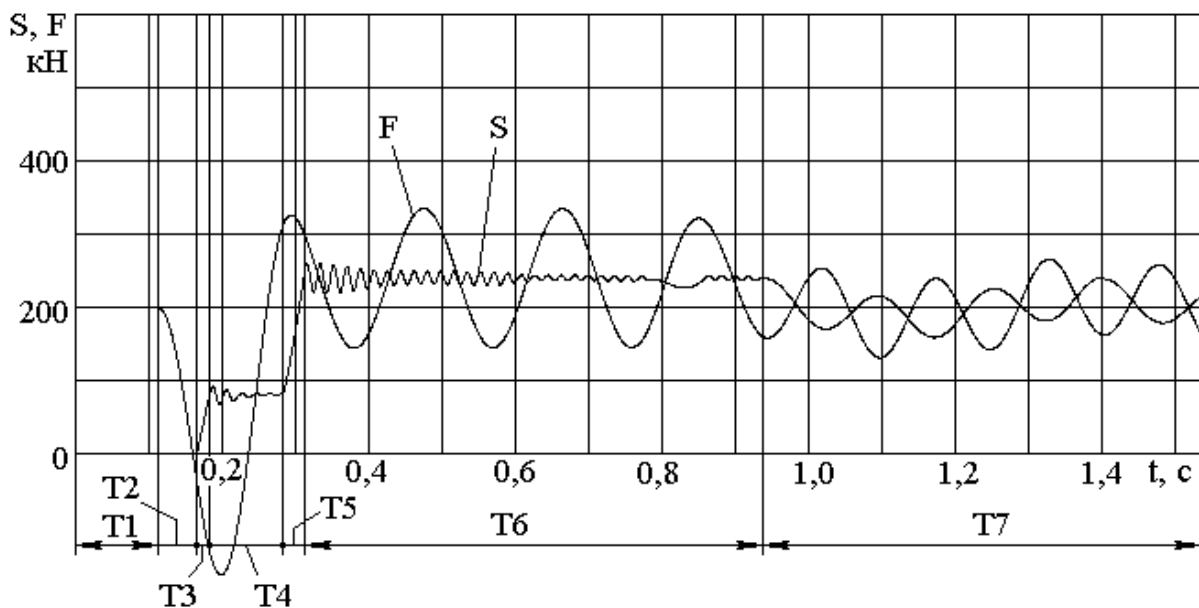


Рисунок 2.18 – Графіки залежностей $F(t)$ і $S(t)$ для випадку обриву троса безпечного зведеного поліспасти зі ступінчастим опором фрикціону при опусканні вантажу

2.6. Стріловий кран із тросовим підвісом стріли

Стріловий кран з тросовим підвісом стріли має свої особливості. При динамічних процесах, що протікають у силовому ланцюзі, тросовий підвіс на відміну від металевої конструкції кранів мостового типу або стрілових із механізмом вильоту стріли із гідроциліндрами або гвинтовою передачею не сприймає стискаючих навантажень. З урахуванням цього й були розроблені математичні моделі динамічних процесів, що розглянуті у даному підрозділі.

2.6.1. Аналіз динамічних навантажень при відмові топенанта здвоєного стрілового поліспасти

Розглянутий випадок обриву одного з тросів здвоєного стрілового поліспасти з балансиrom, коли у силовому ланцюзі відсутні пристрої для зниження динамічних навантажень. Для розрахунку динамічних зусиль при утриманні стріли розглянутий найпростіший випадок без урахування впливу роботи механізмів підйому вантажу, зміни вильоту стріли та повороту крана. З огляду на те, що процес відбувається за короткий проміжок часу і здатність тросів демпфірувати зусилля не дає значного впливу на максимальні результати, дисипативні складові теж не ввійшли в модель [126].

Для досліджень прийнята двомасова модель суднового стрілового крана (рис. 2.19), де m_1 – маса вантажу; m_2 – приведена до поступального руху вантажу маса стріли; c_1 – коефіцієнт жорсткості вантажного поліспасти; c_2 – коефіцієнт жорсткості віток тросів, що йдуть на барабан лебідки механізму підйому; c_3 – жорсткість стрілового поліспасти після обриву троса; G_1 – вага вантажу; G_2 – вага стріли; y_1, y_2 – переміщення мас m_1 та m_2 відносно недеформованого стану системи.

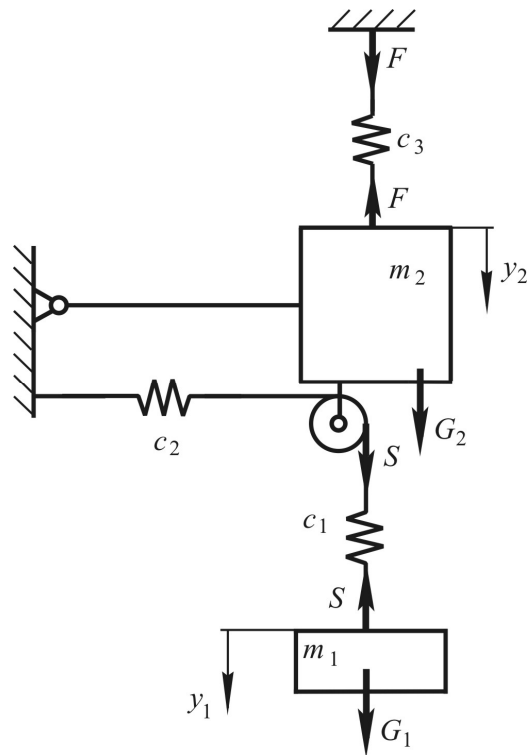


Рисунок 2.19 – Динамічна модель стрілового крану

Після відмови одного з тросів стрілового поліспада зрівняльний важіль під дією зусилля в цілій гілці, що залишилася, вибере ділянку вільного ходу h . При цьому в другому тросі виникне слабина й починається перший етап руху мас.

На другому етапі відбувається рух мас після прикладення зусилля до стрілового поліспада.

Рівняння руху мас на першому етапі (рис. 2.20)

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} (y_1 - y_2) - G_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 - \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} (y_1 - y_2) - G_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови для першого етапу

$$t_1 = 0, \quad y_B = \frac{G_1}{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}}, \quad \dot{y}_1 = 0, \\ y_2 = 0, \quad \dot{y}_2 = 0.$$

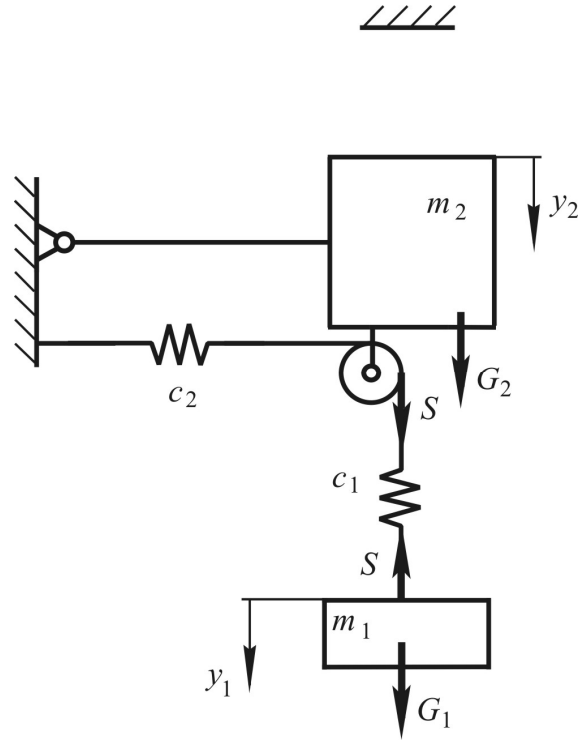


Рисунок 2.20 – Динамічна модель першого етапу

Зусилля у вантажному поліспасті визначається за формулою

$$S = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} (y_1 - y_2).$$

Умова переходу до другого етапу

$$y_2 = \frac{h}{a} - \frac{G_1 + G_2}{c_3},$$

де a – кратність стрілового поліспасту.

Рівняння руху мас на другому етапі (рис. 2.19) мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 - \left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) (y_1 - y_2) + G_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + \left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) (y_1 - y_2) - c_3 y_2 + G_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови

$$\begin{aligned} t_2 = 0, \quad y_1 &= (y_1)_1, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_1, \\ y_2 &= 0, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_1. \end{aligned}$$

Зусилля у стріловому поліспасті визначається за формулою

$$F = c_3 y_2.$$

Зусилля у вантажному поліспасті визначається за формулою

$$S = \left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) (y_1 - y_2).$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку.

Результати обчислювальних експериментів приведені у вигляді графіків залежностей зусиль у стріловому й вантажному поліспастах для стрілового крана вантажопідйомністю 5 т (рис. 2.21). Розглянуто випадки роботи з номінальним вантажем і з масою вантажу 2.9 т.

При масі вантажу 2.9 т коефіцієнт динамічності не перевищує запасу міцності троса. Це вказує на можливість утримати стрілу з вантажем на другому тросі з наступним завершенням вантажної операції.

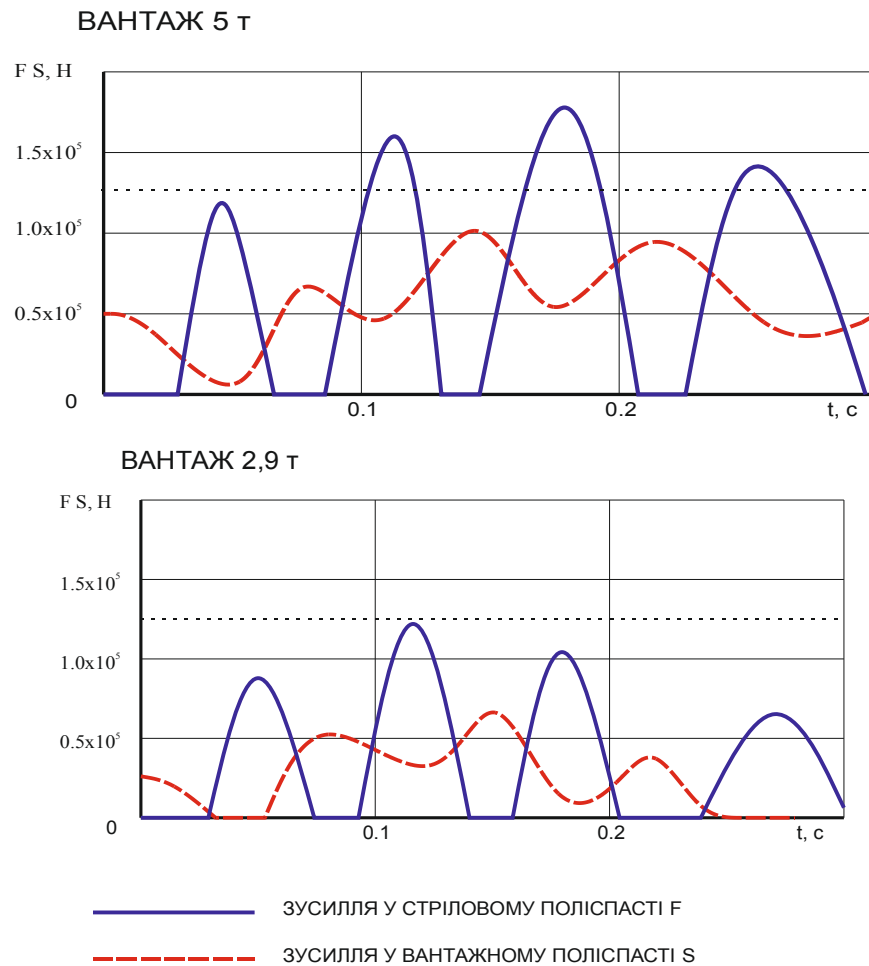


Рисунок 2.21 – Зусилля у стріловому та вантажному поліспадах при відмові канату стрілового поліспаду

2.6.2. Аналіз динамічних навантажень при відмові топенанта здвоєного стрілового поліспада із підпружиненим балансиrom

Для досліджень прийнята двомасова модель суднового стрілового крана (рис. 2.22), де c_4 – жорсткість пружинного компенсатора-уловлювача, Н/м [127, 128, 129].

Зусилля у стріловому поліспасті

$$F = \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} y_2.$$

Зусилля у поліспастовому підвісі вантажу

$$S = \left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) (y_1 - y_2).$$

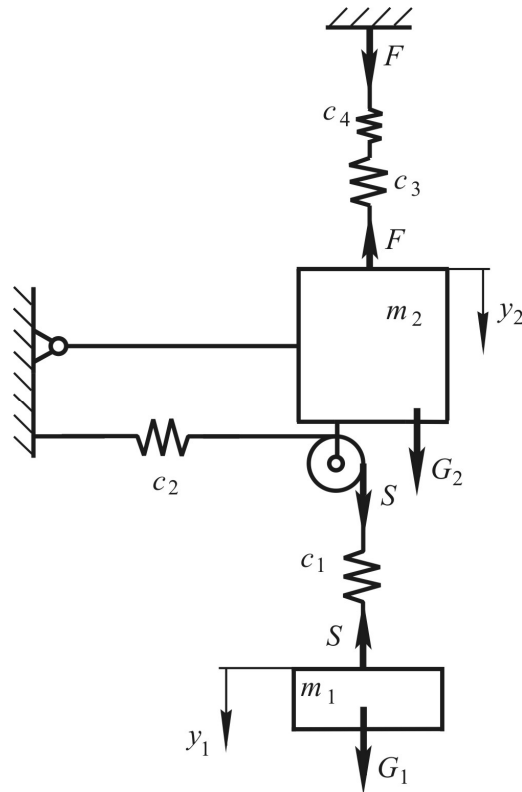


Рисунок 2.22 – Динамічна модель суднового стрілового крана із пружинним компенсатором-уловлювачем балансира стрілового поліспада

Рівняння руху мас після обриву троса

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 - \left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) (y_1 - y_2) + G_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + \left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) (y_1 - y_2) - \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} y_2 + G_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови

$$t = 0, \quad y_1 = \frac{G_1}{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}} + \frac{G_1 + G_2}{c_3}, \quad \dot{y}_1 = 0, \quad y_2 = \frac{G_1 + G_2}{c_3}, \quad \dot{y}_2 = 0.$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку.

Результати обчислювальних експериментів приведені у вигляді графіків залежностей зусиль устріловому й вантажному поліспадах для стрілового крана вантажопідйомністю 5 т (рис. 2.23, а).

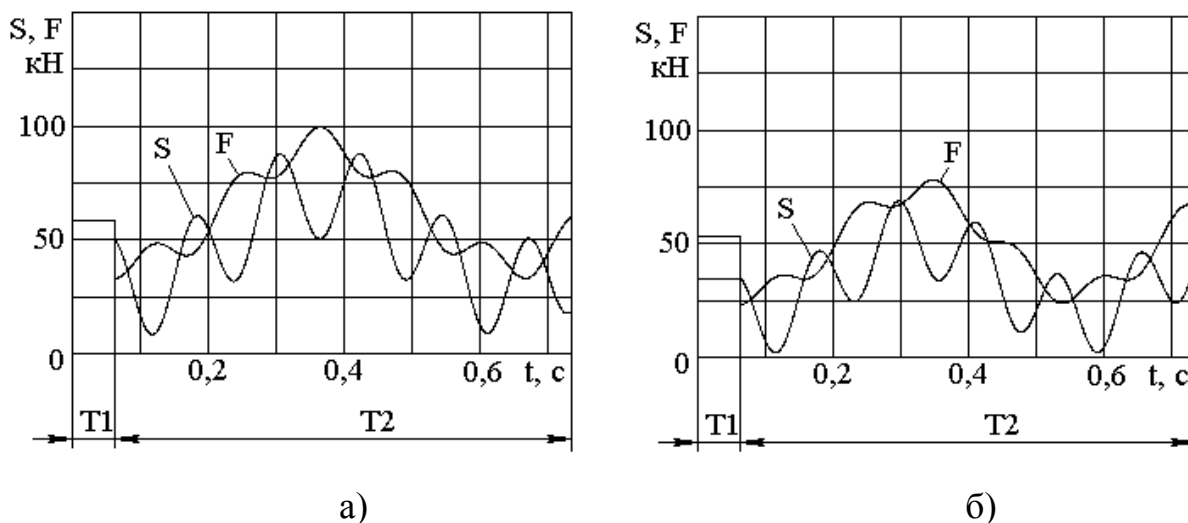


Рисунок 2.23 – Зусилля у стріловому та вантажному поліспадах при відмові топенанта: а) вантаж масою 5 т; б) вантаж масою 3,6 т

Аналіз розрахунків свідчить, що максимальне зусилля в стріловому поліспасті $F = 99,6$ кН. Статичне навантаження на стріловий поліспаст $F_{st} = G_1 + G_2 = 65,9$ кН. Відповідно коефіцієнт динамічності зусилля у стріловому поліспасті $k_F = 1,51$. У підвісі вантажу $S = 92,1$ кН, відповідно коефіцієнт динамічності $k_S = 1,8$. Для кранів, вантажопідйомність яких менша 161 т, такі коефіцієнти були б досить непогані.

Для тросів стрілових і вантажних поліспастів кранів вантажопідйомністю 161 т і більше регламентований коефіцієнт запасу міцності $k = 3$ [3]. Трос, який залишиться цілим після обриву іншого у

здвоєному поліспасти буде мати запас міцності в два рази менший. А з урахуванням зменшення площі поперечного перерізу троса до норм бракування та втрати міцності при згинанні на блоках поліспада до 50% [88] можна стверджувати що його обрив неминучий також і для кранів вантажопідйомністю 160 т і менше при використанні досліджуваної конструкції поліспада.

Для визначення умов, за яких є можливість утримати стрілу після обриву троса, проведені розрахунки для випадку вантажу масою, меншою за номінальну. Така маса для даної конструкції крана – 3,6 т. Результати розв'язань приведені на рис. 2.23, б. Максимальне зусилля у стріловому підвісі $F = 78,3$ кН. Відповідно коефіцієнт динамічності $k_F = 1,2$. У підвісі вантажу $S = 68,7$ кН, відповідно $k_S = 1,37$. Коефіцієнти динамічності не перевищують запас міцності троса. Це свідчить про можливість утримання стріли з вантажем на другому тросі з подальшим завершенням вантажної операції.

2.6.3. Аналіз динамічних навантажень при відмові шкентеля здвоєного стрілового поліспада

Рорзглянутий випадок обриву троса у вантажному поліспасти [130].

Рух мас розділено на етапи. На першому етапі відбувається рух після відмови одного з тросів вантажного поліспада (рис. 2.24, а). В цей час вантаж вільно падає, а стріла крана рухається під дією зусилля у стріловому поліспасти. Троси не сприймають стискаючого навантаження, тому після падіння зусилля у стріловому поліспасти до нуля стріла вільно рухається далі під дією інерції – другий етап (рис.2.24, б). Третій етап починається після вибору слабину троса у вантажному поліспасти (рис. 2.24, в). На четвертому етапі відбувається рух мас після прикладення зусилля до стрілового поліспаду (рис. 2.24, г).

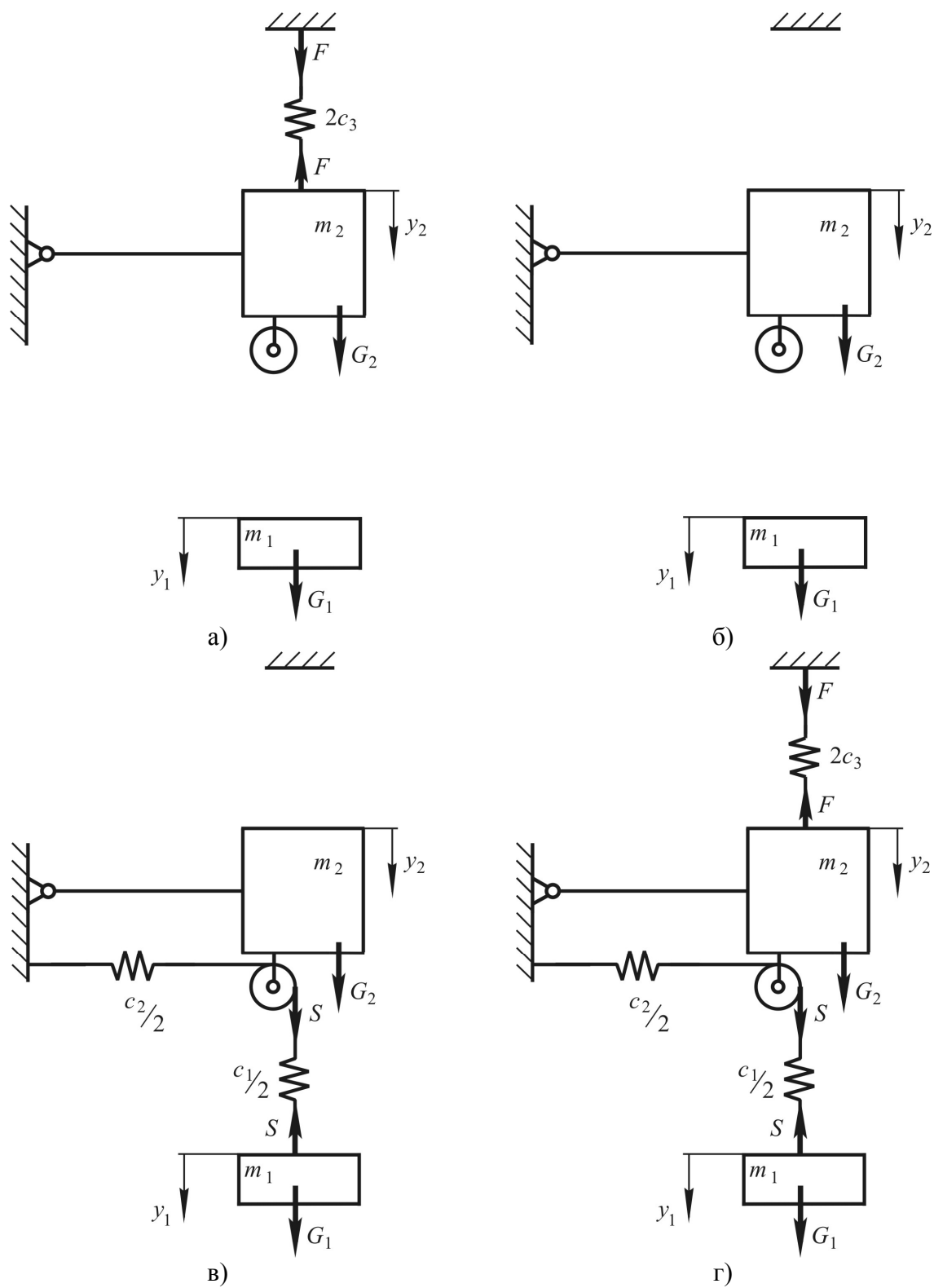


Рисунок 2.24 – Динамічні моделі етапів руху мас суднового стрілового крана після відмови троса вантажного поліспада

Рівняння руху мас на першому етапі

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 &= G_1; \\ m_2 \ddot{y}_2 - 2c_3 y_2 &= G_2. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови для першого етапу

$$\begin{aligned} t_1 &= 0, & y_1 &= 0, & \dot{y}_1 &= 0, \\ y_2 &= \frac{G_1 + G_2}{2c_3}, & \dot{y}_2 &= 0. \end{aligned}$$

Зусилля у стріловому поліспасті визначається за формулою $F = 2c_3 y_2$.

Умова переходу до другого етапу $F = 0$.

Рівняння руху мас на другому етапі мають вигляд

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 &= G_1; \\ m_2 \ddot{y}_2 &= G_2. \end{aligned}$$

Початкові умови для другого етапу

$$\begin{aligned} t_2 &= 0, & y_1 &= 0, & \dot{y}_1 &= (\dot{y}_1)_1, \\ y_2 &= 0, & \dot{y}_2 &= (\dot{y}_2)_1. \end{aligned}$$

Умова переходу до третього етапу

$$y_1 + \left(\frac{G_1 + G_2}{c_3} - y_3 \right) = \frac{h}{a} - \frac{G_1}{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}}.$$

Рівняння руху мас на третьому етапі мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{1}{2} (y_1 - y_2) &= G_1; \\ m_2 \ddot{y}_2 - \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{1}{2} (y_1 - y_2) &= G_2. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля у вантажному поліспасті визначається за формулою

$$S = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{1}{2} (y_1 - y_2).$$

Початкові умови для третього етапу

$$\begin{aligned} t_3 = 0, \quad y_1 &= (y_2)_2, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_2, \\ y_2 &= (y_2)_2, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_2. \end{aligned}$$

Умова переходу до четвертого етапу $y_2 = 0$.

Рівняння руху мас на четвертому етапі мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{1}{2} (y_1 - y_2) &= G_1; \\ m_2 \ddot{y}_2 - \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{1}{2} (y_1 - y_2) + 2c_3 y_2 &= G_2. \end{aligned} \right\}$$

Зусилля у вантажному поліспасті визначається за формулою

$$S = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{1}{2} (y_1 - y_2).$$

Початкові умови

$$t_4 = 0, \quad y_1 = (y_1)_3, \quad \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_3,$$

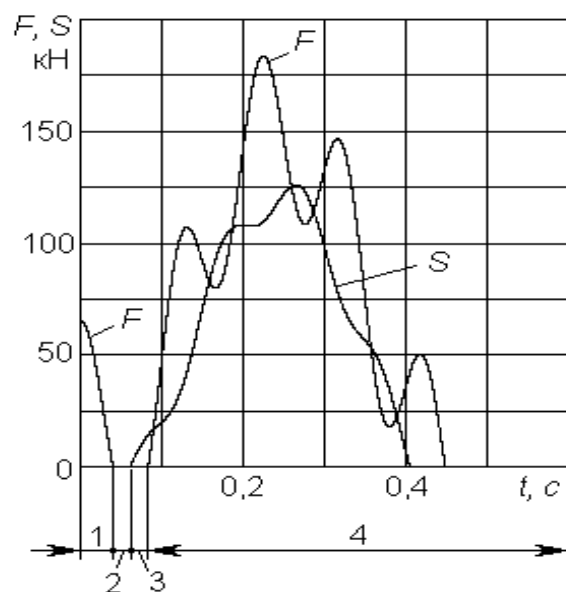
$$y_2 = 0, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3.$$

Математична модель реалізована у вигляді програми для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку.

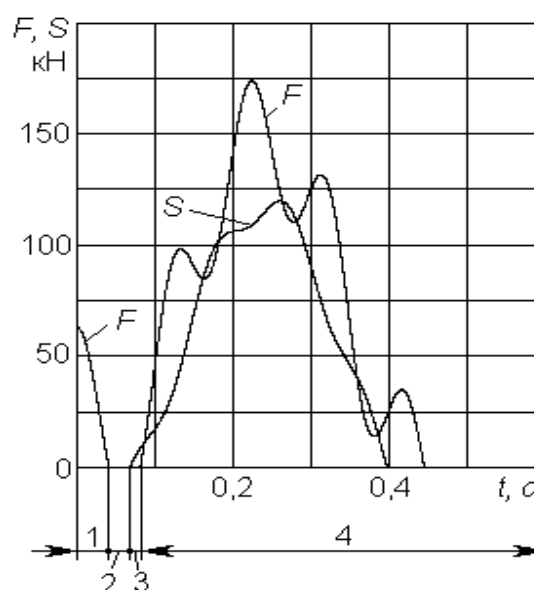
Результати обчислювальних експериментів наведені у вигляді графіків зусиль у стріловому й вантажному поліспадах для стрілового крана вантажопідйомністю 5 т. Розглянуто випадки роботи з номінальним вантажем (рис. 2.25, а) і з масою вантажу 4,6 т (рис. 2.25, б). У таблицю 2.3 зведені значення максимальних навантажень.

Таблиця 2.3 – Максимальні значення динамічних навантажень у стріловому та вантажному поліспадах та коефіцієнти динамічності цих навантажень.

Елемент, що навантажується	Максимальні величини зусиль, Н		Коефіцієнт динамічності	
	Вантаж 5 т	Вантаж 4,6 т	Вантаж 5 т	Вантаж 4,6 т
Стріловий поліспаст	12625	11971	2,53	2,39
Вантажний поліспаст	18394	17368	2,87	2,64



а)



б)

Рисунок 2.25 – Зусилля у стріловому та вантажному поліспадах при обриві троса стрілового поліспаду: а) вантаж масою 5 т; б) вантаж 4,6 т

Висновки до розділу 2

1. Застосування математичної моделі процесу утримання вантажу БЗП з УФУ, розробленої за двохмасовою динамічною моделлю, дозволяє, у порівнянні з одномасовою, досліджувати динамічні процеси, що відбуваються при втриманні вантажу у випадку обриву троса у вантажопідйомних машинах з відключеним приводом на основі: підйомниках, і більш точно визначати необхідну довжину ходу зрівняльного елемента при роботі фрикціону.

2. Виявлено, що під час роботи фрикціона зрівняльного пристрою відбувається рух його маси із періодичними зупинками, що обумовлюється динамічною складовою та несприйманням тросовим підвісом стискаючих зусиль.

3. Математичні моделі втримання вантажу безпечним здвоєним поліспастом із зрівняльним фрикційним пристроєм при підйомі вантажу й опусканні в режимі генераторного гальмування вантажопідйомною машиною з механізмом підйому, установленим на твердій основі, дозволяють досліджувати вплив напрямку руху вантажу й роботи привода лебідки на процес утримання вантажу. Запропоновані математичні моделі дозволяють досліджувати динамічні процеси, що відбуваються при втриманні вантажу безпечним здвоєним поліспастом із зрівняльним фрикційним пристроєм у підйомниках, у кранах мостового типу при знаходженні вантажного візка у опори крана й інших вантажопідйомних машин, у яких лебідка й зрівняльний пристрій перебувають на основі. При цьому можуть бути розглянуті випадки: обрив троса при підйомі вантажу й при опусканні вантажу.

4. Врахування швидкості вантажу та деформації металоконструкції у момент обриву шкентеля дає зменшення розрахункових динамічних навантажень при утриманні вантажу ЗП з балансиrom на

металоконструкцію на 11%, на ПП на 8%. Це дозволяє більш точно визначати умови, за яких можливе утримання ватажу після обриву троса.

5. Використання значення максимальної довжини ПП у залежностях для розрахунку його приведеної жорсткості дає занижені значення можливих максимальних динамічних навантажень. Для розглянутої конструкції крана при максимальній і мінімальній довжинах ПП різниця в навантаженнях становить: при нормальній роботі для ПП підвісу 17%, а для металоконструкції 6%; при обриві троса для ПП підвісу 56 %, для металоконструкції 24 %. Більший вплив довжини ПП на максимально можливі динамічні навантаження при обриві троса пояснюється тим, що зменшення довжини ПП приводить не тільки до збільшення його жорсткості, але й до збільшення часу вибору слабини ПП вантажем, а, відповідно і до збільшення швидкості вантажу в момент прикладення навантаження до ПП. Для розглянутої конструкції при максимальній довжині ПП швидкість вантажу в момент прикладення навантаження до цілого троса становить 0,58 м/с, при мінімальній довжині - 0,85 м/с. Стосовно до БЗП визначення динамічних навантажень із урахуванням фактичної довжини ПП дозволяє визначити гірший випадок динамічного навантаження при обриві троса, що приймається як розрахункове.

6. Використання фрикціону с постійним опором у БЗПП забезпечує обмеження динамічних зусиль у допустимих межах лише у ПП – максимальне розрахункове зусилля 257 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності 1,28 при остаточному запасу міцності у цілому шкентелі 2. Максимальне розрахункове навантаження на металоконструкцію становить 488 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності 2,44 при коефіцієнті запасу міцності останньої 2. Відповідно руйнування металоконструкції неминуче.

7. Запропоновано і досліджено ефективність застосування фрикціону із ступінчастим опором у БЗП для збільшення часу прикладення

навантаження до металоконструкції, що дозволяє при утриманні вантажу знизити динамічні навантаження не тільки на ПП, але й на металоконструкцію СВПП, до величин, за яких коефіцієнти динамічності в ПП й металоконструкції менше відповідних існуючих запасів міцності. Для досліджуваної конструкції максимальне навантаження на ПП $S = 256$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_S = 1,28$. Максимальне навантаження на металоконструкцію $F = 345$ кН, що відповідає коефіцієнту динамічності $k_F = 1,73$.

8. Аналіз процесу утримання стріли після обриву троса стрілового підвісу із пружинним компенсатором-уловлювачем показує, що для кранів вантажопідйомністю більше 161 т втримати стрілу неможливо. Розрахунковий коефіцієнт динамічності зусилля у стріловому тросі дорівнює його остаточному запасу міцності. З урахуванням втрати несучої здатності троса під час його зносу до норм бракування, а також втрати його міцності при згині на блоках, можна зробити висновок, що балансир з пружинним штоком не забезпечує необхідне зниження динамічних навантажень навіть для кранів вантажопідйомністю до 160 т.

9. Для запобігання падіння стріли після обриву троса стрілового поліспада необхідно розробити нові технічні вирішення. Це вимагає подальших досліджень динамічних процесів у силовому ланцюзі крана після обриву троса стрілового поліспада, та визначення необхідних законів опору руху зрівняльних пристроїв.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Експериментальний стенд

З метою визначення адекватності отриманих математичних моделей для теоретичних досліджень процесів навантаження металоконструкції СВПП, проведені експериментальні дослідження [123, 124, 125] на стенді, конструктивна схема якого представлена повністю (рис.3.1), а основна частина без опор (рис.3.2).

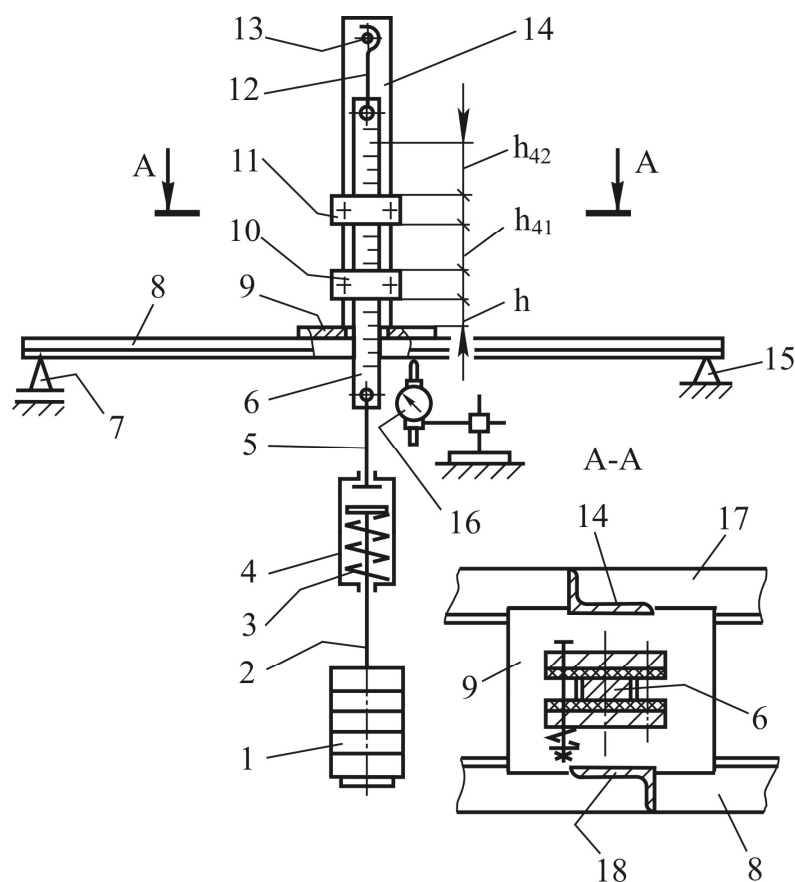


Рисунок 3.1 Конструкція експериментального стенда

Для більш повного визначення ефективності застосування фрикціонів з метою зниження динамічних навантажень на металоконструкцію при роботі БЗП із ЗФП експерименти проводилися для трьох типів зрівняльних пристроїв: без елементів, що знижують динамічні

навантаження при втриманні вантажу; ЗФП з постійним опором фрикціону; ЗФП із ступінчастим опором фрикціону.

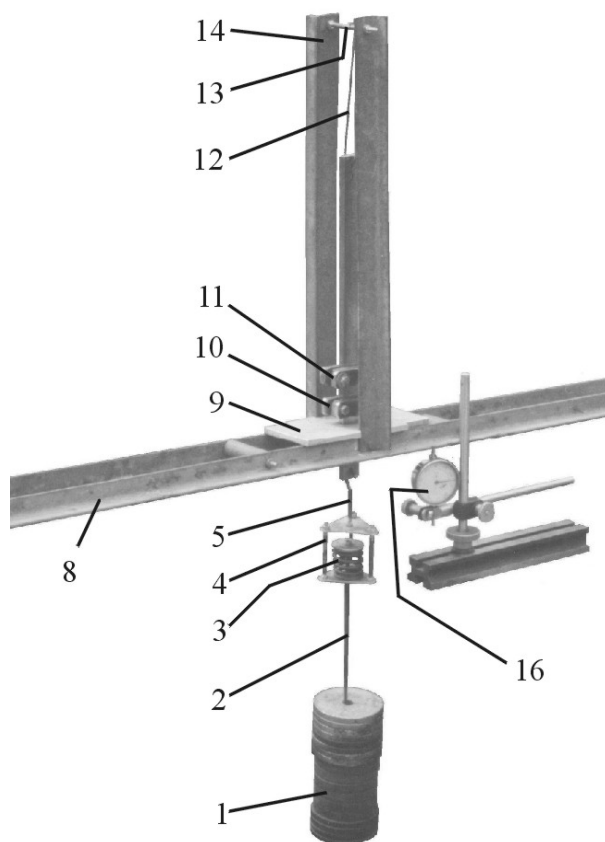


Рисунок 3.2 Експериментальний стенд (фото)

У стенді змодельовані основні елементи СВПП: – ПП вантажу; – ЗФП; – металоконструкція.

Модель ПП складається з вантажу 1, установлених на тарілці підвіски 2. Відповідна жорсткість підвісу забезпечується пружиною стискання 3, установленою в обоймі 4, зв'язаною тягою 5 з нижнім кінцем штока 6.

Модель ЗФП із ступінчастим опором фрикціону містить у собі шток 6 із фрикційними затискачами 10 і 11, що складаються із стягнутих між собою за допомогою болтових з'єднань із підпружиненими гайками, двох планок із фрикційними накладками. Шток 6 у вихідному положенні втримується гачком 12, який охоплює кронштейн 13, закріплений у стійках

14, 18, змонтованих на металокопструкції. (Для наочності стійка 18 на головному виді не показана). У ЗФП пристрої шток 6 після звільнення гачка 12 із кронштейна 13 переміщається в межах ділянок: h – вільного падіння вантажу; h_{41} , h_{42} – зусиль опору фрикціону F_{41} , F_{42} . Для зручності забезпечення відповідних довжин зазначених ділянок шток виготовлений з рейсмусної лінійки.

Модель металокопструкції складається із двох куточків 8, 17, з'єднаних між собою за допомогою розпірних втулок і шпильок з гайками, що опираються кінцями на опори 7, 15. У центральній частині металокопструкції встановлена опорна пластина 9, крізь прямокутний отвір якої пропущений шток 6.

Індикатор 16 із стрілкою, що фіксується, застосовується для визначення максимального прогину металокопструкції. Для наочності індикатор зміщений від центра прольоту металокопструкції.

Моделювання роботи зрівняльного пристрою без елементів, що знижують динамічне навантаження, забезпечується затягуванням затискача 10 зусиллям, що значно перевершує максимальне навантаження на підвіс.

Моделювання роботи ЗФП з постійним опором фрикціону забезпечується затягуванням затискачу 10 зусиллям, що забезпечує необхідний опір фрикціону. Ступінчастий опір задається двома затискачами 10 і 11.

Для розглянутої копструкції стенда розроблені математичні моделі, що дозволяють досліджувати процес динамічного навантаження металокопструкції й пружного підвісу після зникнення в ньому зусилля, як у ПП при обриві троса безпечного здвоєного поліспаста, для трьох зазначених типів зрівняльних пристроїв. Також ці математичні моделі можна використати для дослідження перехідних процесів у силовому ланцюзі СВПП при утриманні вантажу після обриву троса при вимкненому приводі лебідки.

3.2 Дослідження навантаження пружної металоконструкції СВПП при утриманні вантажу

Математична модель утримання вантажу у СВПП із балансиrom розроблена за динамічною моделлю, представленою на рис.3.3, а..

Рух мас розділений на два етапи. На першому етапі, після зникнення зусилля в ПП, маси вантажу й металоконструкції рухаються роз'єднано. На другому етапі відбувається рух мас після прикладення навантаження від падаючого вантажу до ПП й металоконструкції.

Рух мас на першому етапі описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 &= G. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови для першого етапу $t_1 = 0, y_3 = \frac{G}{c_3}, \dot{y}_3 = 0, y_2 = \dot{y}_2 = 0$.

Умова переходу до другого етапу $y_2 = h + y_3 - \left(\frac{G}{c_3} + \frac{G}{c} \right)$.

Рівняння руху мас на другому етапі

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_2 - y_3) &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_3) &= G. \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Зусилля в ПП визначається за виразом $S = c(y_2 - y_3)$.

Початкові умови для другого етапу

$$\begin{aligned} t_2 = 0, \quad y_3 &= (y_3)_1, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_1, \\ y_2 &= (y_2)_1, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_1. \end{aligned}$$

Динамічна модель для випадку застосування БЗП з постійним опором фрикціону наведена на рис.3.3, б.

Рух мас розділений на чотири етапи. На першому етапі маси рухаються як у попередній моделі. Другий етап характеризується рухом мас після прикладення навантаження від падаючого вантажу до підвісу й металоконструкції. При досягненні зусилля в підвісі величини, рівної опору фрикціону, починається третій етап. На четвертому етапі після вимикання фрикціону з роботи відбувається коливання мас вантажу й металоконструкції.

Рівняння руху мас, початкові умови й умова переходу від першого етапу до другого збігаються з аналогічними для попереднього випадку.

Умовою переходу до третього етапу, тобто включенню фрикціону, є рівність (2.2).

Зусилля в підвісі

$$S = c(y_2 - y_3 - y_4). \quad (3.2)$$

Рух мас на третьому етапі описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_2 - y_3 - y_4) &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_3 - y_4) &= G; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_2 - y_3 - y_4) &= -k G. \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

Початкові умови для третього етапу

$$\begin{aligned} t_3 = 0, \quad y_3 &= (y_3)_2, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_2, \\ y_2 &= (y_2)_2, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_2, \\ y_4 &= 0, \quad \dot{y}_4 = 0. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Третій етап закінчується при виконанні рівності (2.3)

Після вимикання фрикціону з роботи, тобто на четвертому етапі, рух мас описується системою (3.1).

Початкові умови для четвертого етапу

$$\begin{aligned} t_4 = 0, \quad y_3 = (y_3)_3, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_3, \\ y_2 = (y_2)_3 - (y_4)_3, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3. \end{aligned}$$

Динамічна модель стенда із ступінчастим опором фрикціона наведена на рис.3.3, в.

Рух мас розбитий на шість етапів. Перший і другий етапи такі ж як для попередньої моделі. Третій етап починається при досягненні зусилля в підвісі рівному F_{41} . Четвертий етап відповідає руху мас після вибору довжини ділянки h_{41} . П'ятий етап починається після того, як зусилля в підвісі досягне значення, рівного силі опору F_{42} . На шостому етапі після вимикання фрикціону з роботи рухаються маси вантажу й металоконструкції.

Перші два етапи співпадають з аналогічними для першого випадку.

Умова переходу до третього етапу (2.21).

Зусилля в ПП (3.2).

Рівняння руху мас на третьому етапі мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c(y_2 - y_3 - y_4) &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - y_3 - y_4) &= G; \\ m_4 \ddot{y}_4 - c(y_2 - y_3 - y_4) &= -\frac{k G}{n}. \end{aligned} \right\}$$

Початкові умови для третього етапу (3.4). Третій етап закінчується при виконанні рівності (2.22).

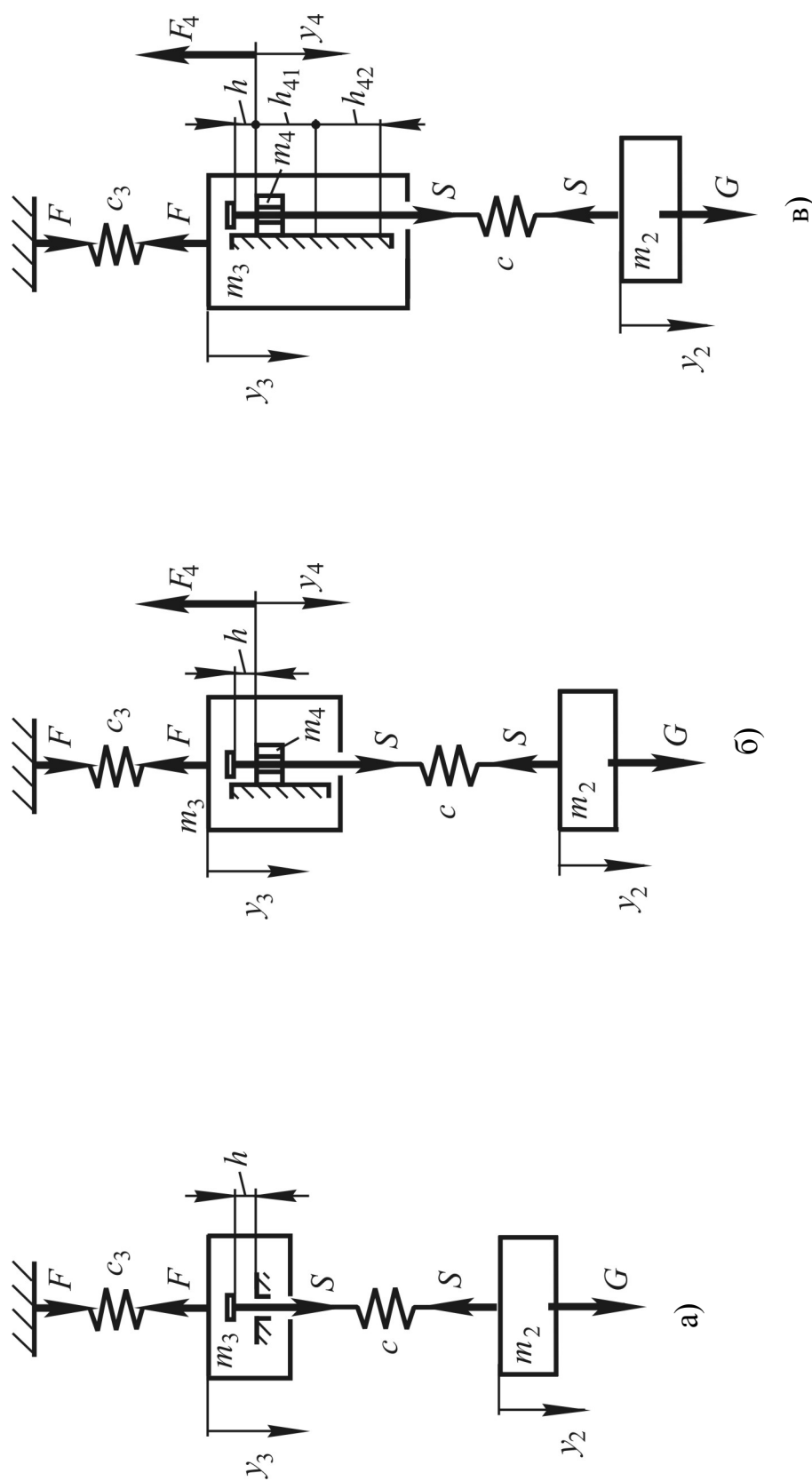


Рисунок 3.3 – Динамічні моделі утримання вантажу: а) – з балансиrom; б) – з постійним опором фрикціона; в) – із ступінчастим опором

На четвертому етапі відбувається рух мас, що описується системою рівнянь (3.6). Зусилля в ПП – $S = c(y_2 - y_3)$. Початкові умови для четвертого етапу

$$\begin{aligned} t_4 = 0, \quad y_3 = (y_3)_3, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_3, \\ y_2 = (y_2)_3 - (y_4)_3, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_3. \end{aligned}$$

П'ятий етап починається при виконанні рівності (2.23). Рівняння руху мас на п'ятому етапі мають вигляд (3.3).

Початкові умови для п'ятого етапу

$$\begin{aligned} t_5 = 0, \quad y_3 = (y_3)_4, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_4, \\ y_2 = (y_2)_4, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_4, \\ y_4 = 0, \quad \dot{y}_4 = 0, \end{aligned}$$

П'ятий етап закінчується при виконанні рівності (2.3).

Рівняння руху мас на шостому етапі мають вигляд (3.6).

Початкові умови для шостого етапу

$$\begin{aligned} t_6 = 0, \quad y_3 = (y_3)_5, \quad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_5, \\ y_2 = (y_2)_5 - (y_4)_5, \quad \dot{y}_2 = (\dot{y}_2)_5. \end{aligned}$$

Математичні моделі реалізовані у вигляді програм для ЕОМ з використанням розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Результати обчислювальних експериментів для трьох типів зрівняльного пристрою наведені на рис. 3.4 при наступних параметрах стенда: $m_2 = 7$ кг; $m_3 = 3,6$ кг; $m_4 = 0,6$ кг; $k = 1,1$; $c = 20$ кН/м; $c_3 = 54$ кН/м; $h_{41} = 0,01$ м; $h = 0,005$ м; $n = 2,75$.

Для випадку ПП з балансиrom, максимальні зусилля в металокопструкції й підвісі складуть $F = 204$ Н и $S = 157$ Н. Коефіцієнти динамічності при цьому складуть: для металокопструкції $k_F = 2,97$, для підвісу $k_S = 2,2$.

При постійному опорі фрикціону розрахункові максимальні навантаження на металокопструкцію $F = 160$ Н, на підвіс $S = 107$ Н, що відповідає коефіцієнтам динамічності: $k_F = 2,28$, $k_S = 1,53$.

При ступінчастому опорі фрикціону ЗФП $F = 120$ Н, $S = 106$ Н. При цьому $k_F = 1,71$, $k_S = 1,51$.

Результати розрахунків і експериментальних досліджень наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати теоретичних і експериментальних досліджень

Тип зрівняльного пристрою	Розрахункові значення k_F	Експериментальні значення k_F	Розбіжність, %
Без елементів, що знижують навантаження	2,91	2,85	2
З постійним опором фрикціону	2,28	2,44	7
Зі східчастим опором фрикціону	1,51	1,73	1

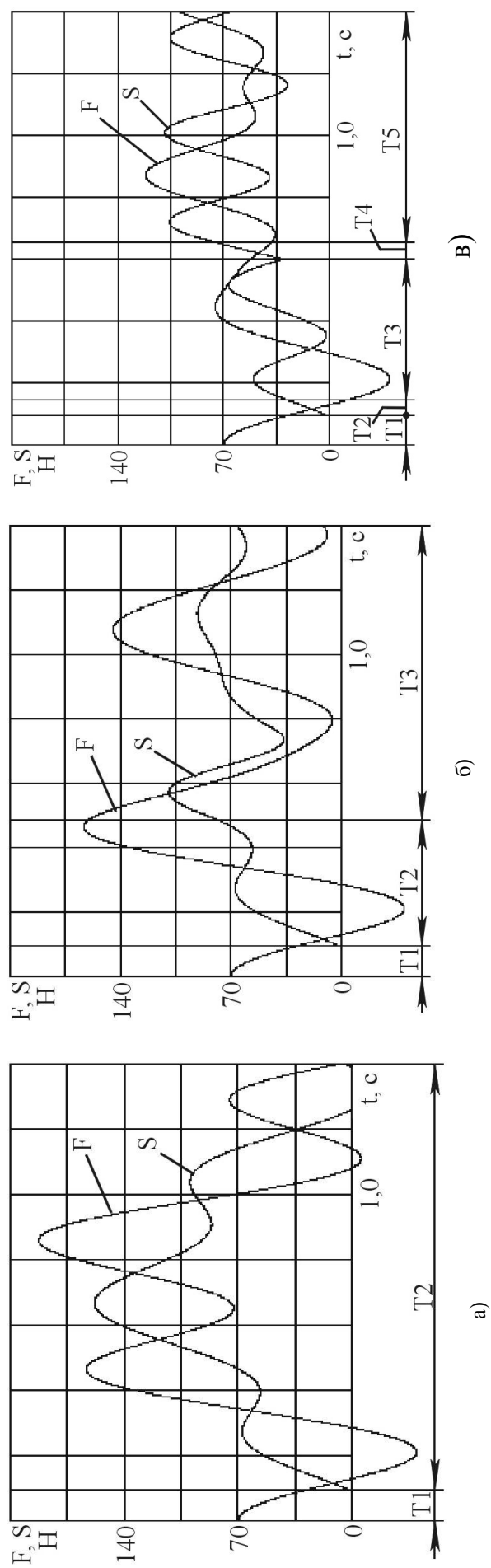


Рисунок 3.4. – Графіки залежностей зусиль у металокопструкції і підвісі для різних типів опор: а) – із балансиrom; б) – із постійним опором фрикціона; в) – із ступінчастим опором фрикціона

Висновки до розділу 3

1. Аналіз отриманих результатів експериментів свідчить про адекватність математичних моделей фізичним процесам у силовому ланцюзі СВПП, про ефективність застосування ступінчастого опору фрикціона для обмеження навантаження пружної металоконструкції при утриманні вантажу. Максимальна розбіжність розрахункових значень коефіцієнта динамічності навантаження металоконструкції k_F та експериментальних не перевищує 7 %.

2. Математичні моделі, розроблені на основі експериментального стенда, можна використати для дослідження процесів у силовому ланцюзі СВПП із пружною металоконструкцією при утриманні вантажу після обриву троса за допомогою БЗП при вимкненому приводі лебідки.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАСОБІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ УТРИМАННЯ ВАНТАЖУ ПІСЛЯ ОБРИВУ ТРОСА У СВПП

При створенні БЗП доводиться враховувати конструктивні особливості СВПП, яке передбачається оснастити зазначеним поліспастом.

Так, у ПП, що мають звичайну гакову підвіску, доцільно застосовувати зрівняльний пристрій, що містить зрівняльний елемент – барабан. Переваги даного конструктивного рішення наступні:

- значний діапазон вирівнювання довжин тросів;
- відносно невеликі габарити вузла кріплення троса на барабані, його простота й надійність;
- при непарній кратності ПП можливість встановлення на гаковий підвіс.

У ПП, що мають підвіску у вигляді траверси, доцільно застосовувати зрівняльний пристрій, що має зрівняльний елемент-шток. Переваги такого конструктивного рішення:

- відносно невеликі поперечні розміри, що є важливим при установці зрівняльного пристрою на траверсі у випадку непарної кратності ПП;
- простота конструкції й технології виготовлення.

У інших випадках застосовується зрівняльний елемент – блок.

Отже, необхідна наявність конструкцій БЗП із зрівняльними елементами трьох типів:

- зрівняльний елемент – барабан;
- зрівняльний елемент – шток;
- зрівняльний елемент – блок.

4.1 Конструкції зрівняльних фрикційних пристроїв

В основу поставлене завдання створення БЗП з двоступінчастим зусиллям опору фрикціона ЗФП [131].

На рис.4.1 зображена схема БЗП; на рис.4.2 – ЗФП.

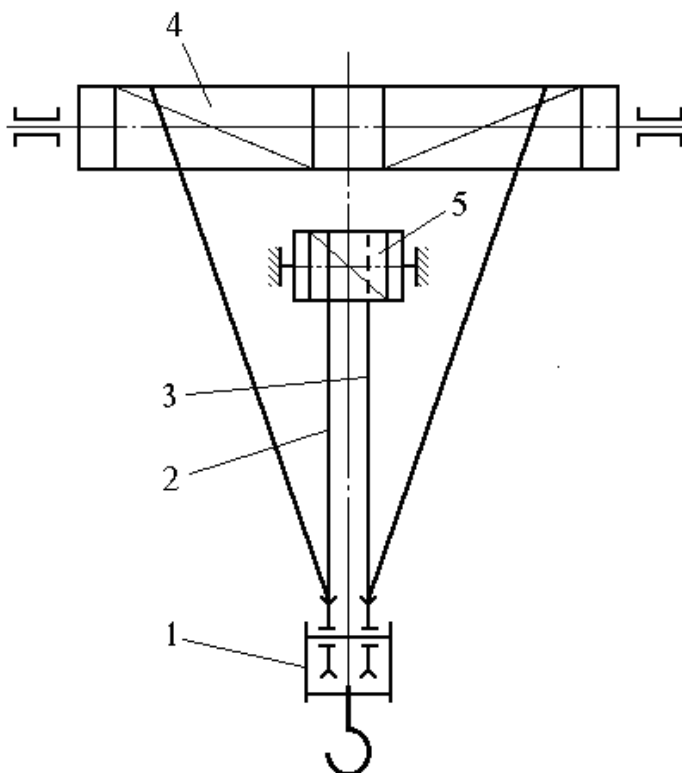


Рисунок 4.1 – Схема БЗП із зрівняльним елементом – барабаном

За нормальної роботи вирівнювання натягів і довжин тросів 2 і 3 при підйманні чи опусканні обойми 1 підвішеним вантажем забезпечується вільним провертанням оболонки 6 із сегментними фрикційними кільцями 19 і 20, і конусними парами 8, 9 і 10, 11 відносно осі 7. При обриві одного з тросів, припустимо, 2, оболонка 6, під дією натягу у вітці цілого троса 3, провертається вільно відносно осі 7 до зіткнення з упором 15 виступу 12. Після цього починається дія першого ступеня опору ЗФП обертання оболонки ЗФП. Опір першого ступеня забезпечується силою тертя, як виникає між зовнішньою поверхнею кільця 19 та внутрішньою оболонки 6. Оболонка 6 в цей час обертається вільно навколо осі 7 з кільцем 20 та конусною парою 10, 11.

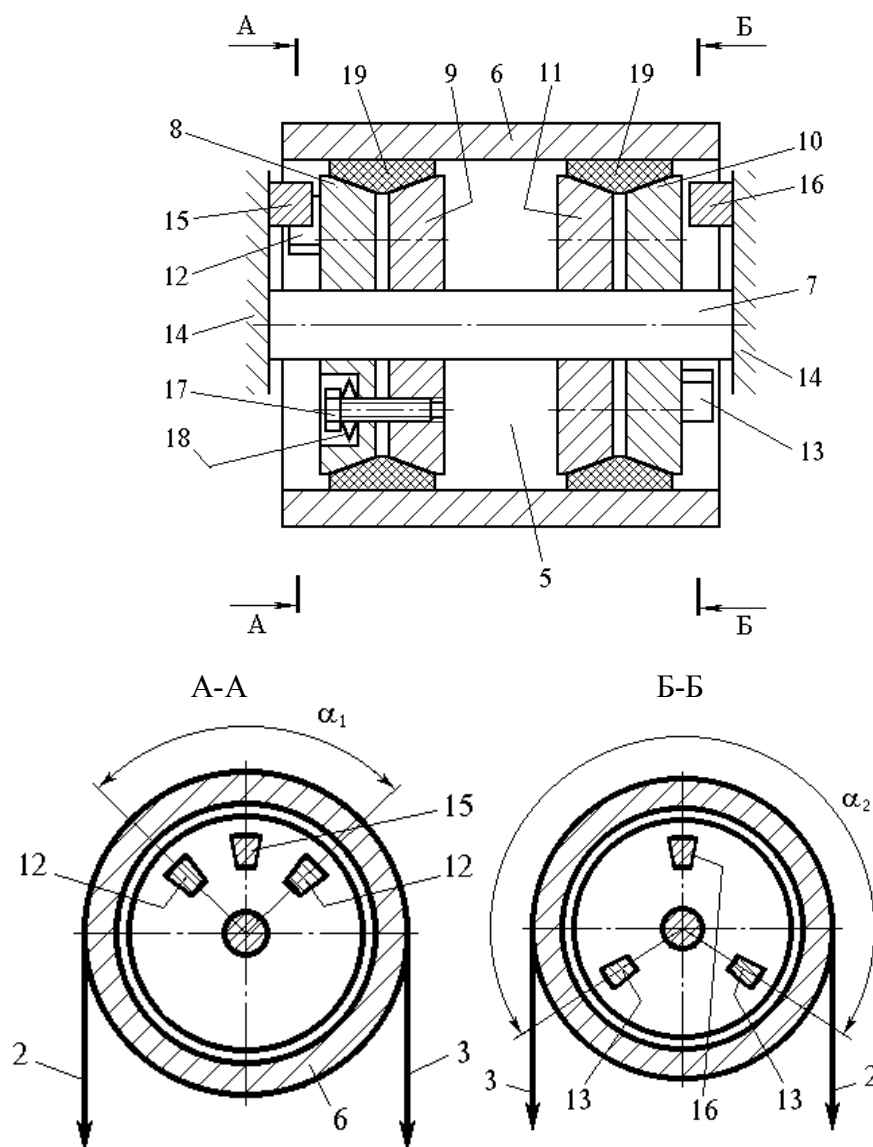


Рисунок 4.2 – ЗФП із конічними фрикціонами

Друга ступінь опору ЗФП виникає після зіткнення з лівим виступом 13 упору 16. На другому ступені створюється номінальний потрібний опір ЗФП обертанню оболонки 6, внаслідок того, що конусні пари 10, 11, кільце 20 зупинилися й між поверхнями кільця 20 і болонки 6 також виникає сила тертя. Повний опір ЗФП забезпечує гальмування обертання оболонки 6 і змотування з неї цілого троса 3, що забезпечує гальмування руху обойми 1 блоків з вантажем, до зупинки.

У даній конструкції одним з недоліків є постійне притискання з максимальним зусиллям конусів до гальмівних кілець, яке викликає з

часом збільшення коефіцієнту тертя спокою у фрикційних парах, що приводить до збільшення початкового зусилля включення над розрахунковим під час роботи. Також виникає релаксація напруг у пружинах стискання та нарізних з'єднаннях, а це потребує періодичного регулювання пристрою.

У ЗФП [132] ці недоліки враховані (рис. 4.3).

При роботі у нормальному режимі потрібне вирівнювання натягів і довжин тросів поліспада 2 і 3 при підніманні чи опусканні обійми з вантажем 1 здійснюється вільним повертанням барабана 6 відносно осі 9. При обриві троса, наприклад 2, барабан 6 під дією зусилля у цілому тросі 3 повертається вільно навколо осі 9 до зіткнення з упором 13, який розташований на гальмовому дискові 11, лівого виступу 15, котрий починає повертатись разом з барабаном 6 відносно осі 9. На початку обертання гальмового диску 11 правий клинець 21, що направлений гострою вершиною за напрямом його обертання, починає рухатись разом з гальмовим диском відносно плечей 20 важелів 18, вибираючи зазор Δ . При цьому менші плечі 20 важелів розходяться, а, відповідно, більші плечі 24 важелів сходяться та стискають пружину 25. Коли зазор Δ вибирається повністю, виступ 22 упирається в торець важеля 20, тоді пружина 25 починає діяти з розрахунковим максимальним зусиллям на плечі 24 важелів 18 і короткі плечі 20 важелів починають притискати клинці 21 до торцевих поверхонь гальмового диска 10 з розрахунковим максимальним зусиллям, за якого виникає сила тертя між поверхнями клинців 21 та означеними поверхнями, яка задає потрібний опір обертанню барабана 6 на першому ступені опору ЗФП.

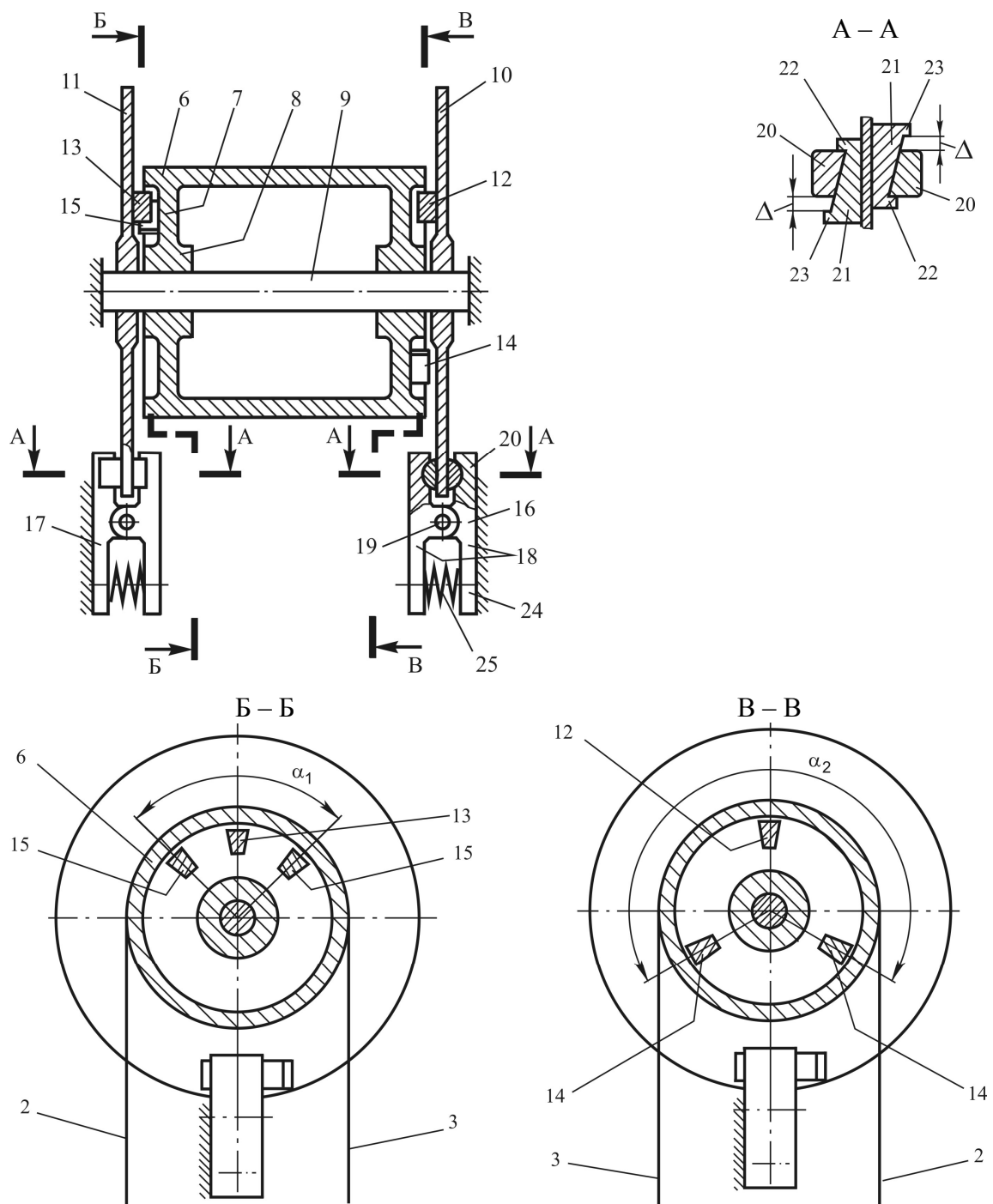


Рисунок 4.3 – Зрівняльний пристрій із гальмовими дисками

Опір першого ступеня діє доки лівий виступ 14 не дійде до упора 12. Після цього, так само як і при включенні уловлювача 17 в роботу, починає свою дію уловлювач 16, що приводить до створення потрібного повного опору обертання барабана 6. Це забезпечує гальмування швидкості змотування з барабана 6 гілки троса 3, а, відповідно, і гальмування

швидкості опускання утримуваної обойми 1 блоків із вантажем до остаточної їхньої зупинки.

Утримана обойма блоків 1 з підвішеним до неї вантажем опускається на основу за рахунок обертання барабана 4 на змотування з нього утримуючого цілого троса 3. Після остаточного опускання вантажу ЗФП повертається у вихідний стан. Вільне обертання гальмових дисків 10 і 11 з упорами 12 і 13 забезпечується виключенням можливості взаємодії між тертьовими поверхнями дисків та тертьових поверхонь клинців 21, що досягається стисканням пружини 25, при цьому зближуються кінці плечей важелів 18.

Конструкція ЗФП із зрівняльним штоком наведена на рис. 4.4, схема БЗП для ПП на рис.4.5.

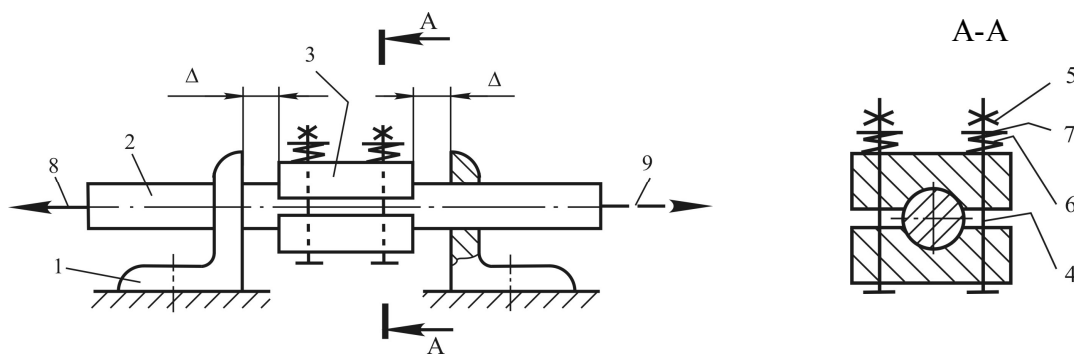


Рисунок 4.4 – Зрівняльний пристрій із штоком

Принцип дії ЗФП наступний. Під час нормальної роботи БЗП потрібне вирівнювання натягів і довжин тросів 8 і 9 здійснюється за рахунок вільного переміщення вузла штока 2 з планками фрикційними 3 у межах ділянки Δ . Після обриву одного троса, наприклад 8, вузол штоку 2 з фрикційними планками зусиллям у іншому тросі 9, вільно переміщається і вибирає праву ділянку Δ . Після зіткнення торців планок гальмових 3 з упором 1, шток 2 починає рухатись відносно планок гальмових 3. Сила тертя, яка виникає між гальмовими поверхнями планок 3 і штоком 2

протидіє руху останнього. Це плавно гальмує переміщення штока 2, а, відповідно і переміщення рухомої обойми блоків 13 з вантажем, підвішеної на цілому тросі до остаточної зупинки.

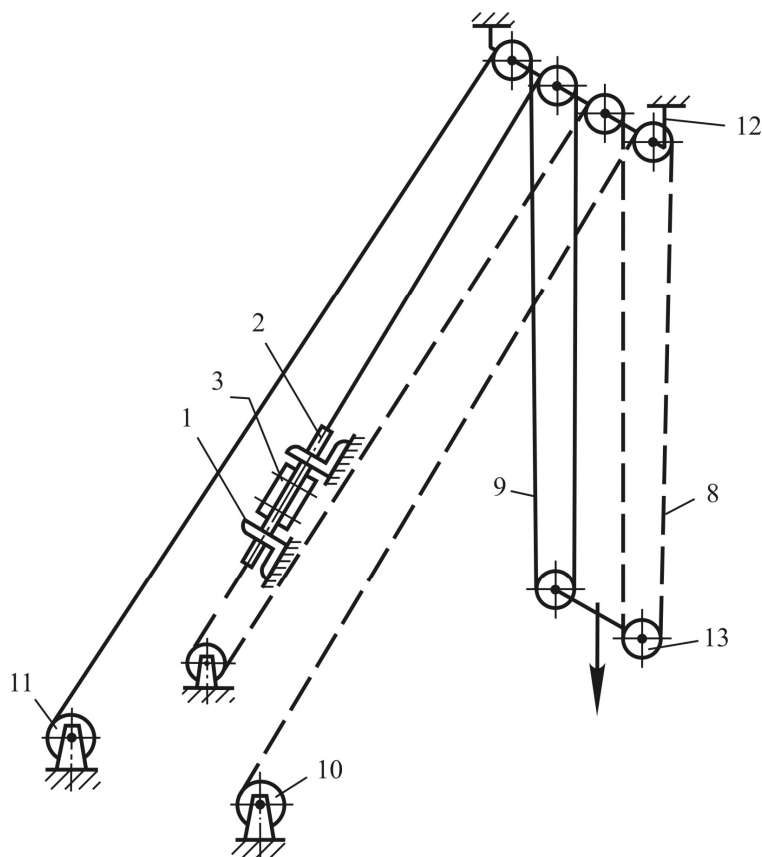


Рисунок 4.5 – Схема поліспада

Постійне максимальне зусилля навантаження нарізних з'єднань та притискання з максимальним розрахунковим зусиллям колодок до штока приводить до наступних наслідків:

- з причини виникнення релаксації напруг у нарізних з'єднаннях та пружинах необхідно періодично контролювати величину зусилля опору переміщення штока відносно планок;

- збільшення коефіцієнту тертя між поверхнями штока і гальмовими планками призводить до збільшення сили опору на початку руху штока, відповідно і динамічних навантажень на елементи СВПП;

– відмова пружин стає більш імовірною.

З метою виключення означених недоліків розроблена конструкція [134].

Суть технічного рішення на рис. 4.6.

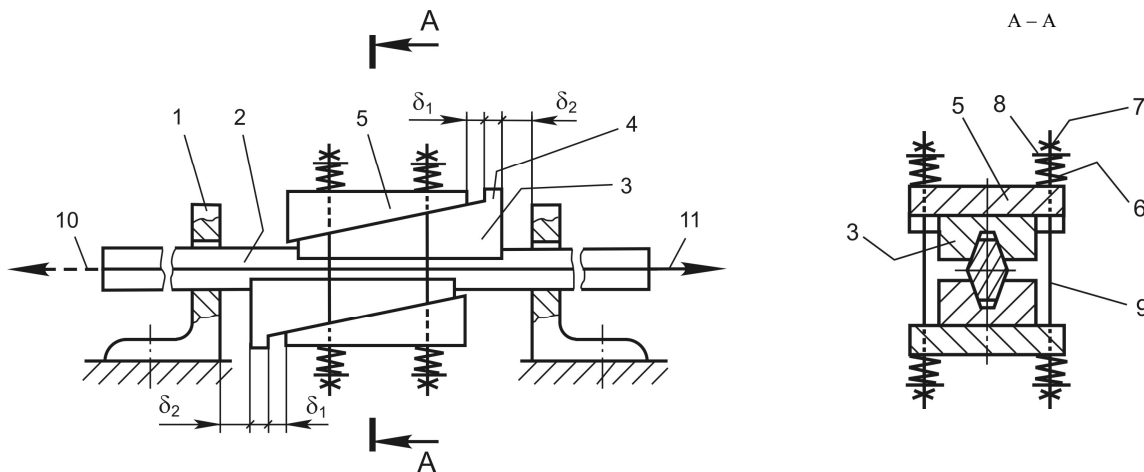


Рисунок 4.6 – Зрівняльний пристрій з клиновими зажимами

Принцип дії ЗФП наступний. Потрібне вирівнювання натягів і довжин тросів 10 і 11 за нормальної роботи здійснюється, за аналогією з попередньою конструкцією, переміщенням вузла штока 2 у зборі з колодками 5 і клинцями 3 в межах ділянок вільного руху δ_2 . Після обриву якогось із тросів, припустимо 10, шток 2 з колодками 5 і клинцями 3 починає вільно переміщатись, піддаючись дії зусилля у другому тросі 11, при цьому вибирається верхня ділянка вільного руху δ_2 . Після того, як верхній клинець 3 основою зустрічається з правим упором 1, починає переміщення нижній клинець 3 з спільно з штоком 2 через більшу силу тертя, яка виникає між клинцем і штоком, ніж між штоком і колодкою 5. Нижній клинець 3 затягується між поверхнями нижньою штока 2 та похилою колодки 5 внаслідок переміщення штока і нижнього клинця 3 в межах ділянки δ_1 . При цьому здійснюється стискання пружин 6. Після остаточного вибору нижньої ділянки δ_1 , виступ 4 клинця 3 стикається з

торцем прямої колодки 5 із штоком 2 і нижнім клинцем 3 починають переміщення колодки 5 нижня і верхня.

Внаслідок цього вибирається верхня ділянка δ_1 і пряма колодка 5 стискає пружини 6, здійснюючи рух вздовж похилої зовнішньої поверхні клинця 3. Після контакту торця верхньої колодки 5 з виступом 4 клинця 3 починається притискання пружинами 6 прямих колодок 5 до нижніх клинців 3 максимальним зусиллям, за якого рух штока 2 починає протидіяти розрахунковому постійному зусиллю опору тертя, що утворюється між поверхнями штока 2 і клинців 3, що забезпечує плавне гальмування руху штока, а також і плавне утримання вантажу, підвішеного на рухомому обойму блоків 15.

Пропонований ЗФП забезпечує прикладення максимального навантаження до елементів вузла фрикціонного лише під час роботи пристрою при випробуваннях БЗП та у разі утримання вантажу після обриву троса.

Пропоноване технічне рішення (рис. 4.7) вирішує задачу підвищення ефективності експлуатації СВІМ із з'єднаними поліспастами із зрівняльним елементом-блоком, у яких рухома обойма блоків підвішена на одному канаті. У розробленій конструкції уловлювача немає механізму включення в роботу при обриві троса, використані утримуючі елементи тертя, які забезпечують плавне гальмування переміщення рухомої обойми блоків з вантажем за рахунок постійного гальмового зусилля опору руху троса відносно гальмових елементів.

У розроблюваному уловлювачі трос біля зрівняльного блока проходить між упорами та прямими роликками. На трос установлені гальмові елементи між упорами з можливістю вільного переміщення у межах ділянки вільного руху δ . Гальмові елементи складаються з гальмових планок, притиснутих регульованими гвинтовими пружинними з'єднаннями до троса. Після обриву троса гальмові елементи взаємодіють із упорами [135].

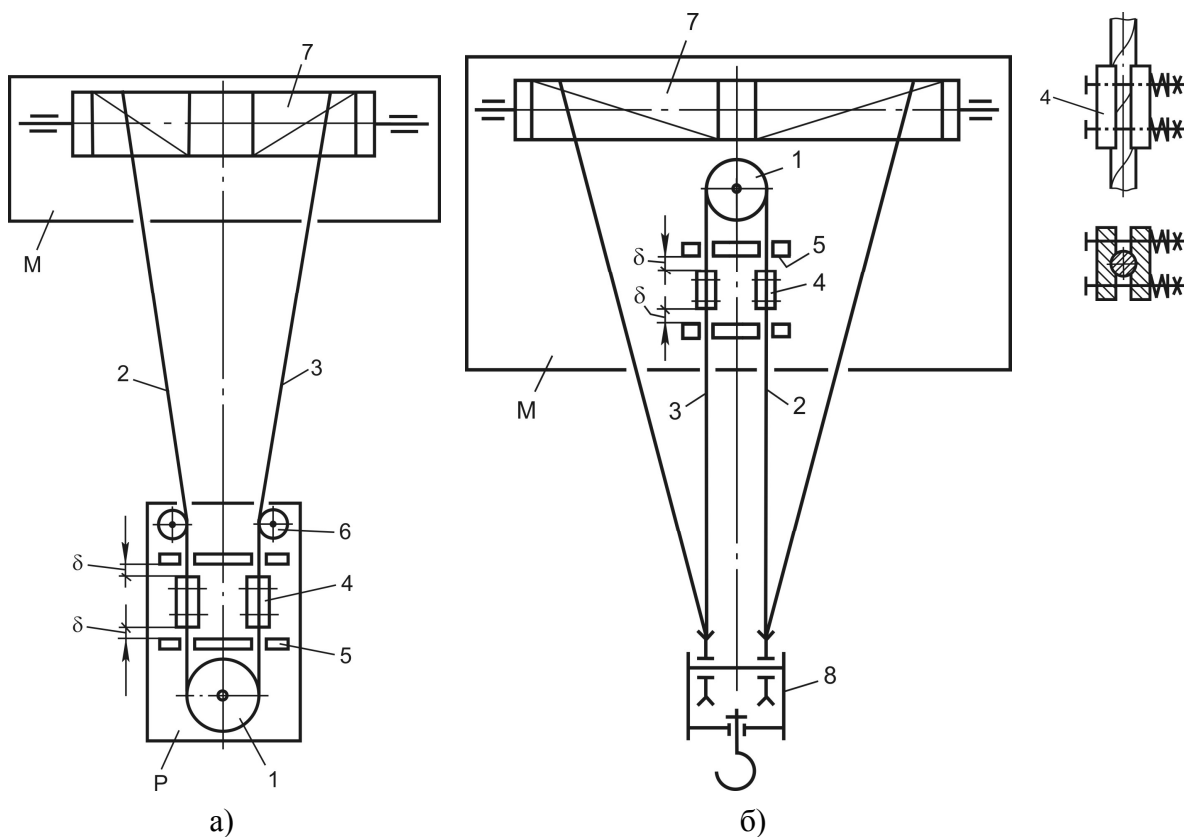


Рисунок 4.7 – Схема зведеного поліспада із непарною кратністю

Принцип дії уловлювача наступний. При виконанні вантажних операцій в нормальному режимі рама Р (рис. 4.7, а) або рухома підвіска 8 (рис. 4.7, б) піднімається або опускається намотуванням або змотуванням віток троса 2, 3 з барабана 7. Потрібне вирівнювання натягів і довжин віток троса 2 і 3 здійснюється повертанням блока зрівняльного 1. У нормальному стані системи гілки троса 2, 3 переміщуються із закріпленими на них планками гальмовими 4 в межах ділянок вільного руху δ .

За виникнення аварійної ситуації, після обриву гілки троса, припустимо 2, трос під дією натягу у цілій вітці троса 3 почне рух відносно зрівняльного блока 1, при цьому планки гальмові 4 вільно переміщуються за ходом віток троса і вибирають ділянку вільного руху δ . При зіткненні торців планок гальмових 4 з упорами 5, трос під дією зусилля від вантажу починає відносний ковзний рух відносно планок гальмових. Відносному

рухові протидіє потрібної величини постійне зусилля опору тертя між гальмовими поверхнями планок 4 і гілками троса. Постійний опір плавно гальмує рух віток троса, що забезпечує плавне утримання на цілій вітці 3 рами Р з платформою, яка на ній підвішена, або кабіною в безпечному канатному підвісі підйомника, або вантажу, підвішеного до обойми блоків 8 БЗП.

Пропоноване технічне рішення призначене для використання у СВПП на жорсткій основі.

Для СВПП із пружною металоконструкцією запропоновано конструкцію уловлювача [136], гальмові елементи якого забезпечують поступове – ступінчасте зростання опору переміщенню цілих віток обірваного троса (рис. 4.8).

Принцип дії уловлювача наступний. За нормального режиму роботи при виконанні вантажних операцій рухома обойма 8 піднімається або опускається здійснюється намотуванням віток троса 2 і 3 на барабан лебідки 9. Натяги і довжини віток троса 2 і 3 вирівнюються за необхідності провертанням зрівняльного блока 1 та переміщенням відносно нього троса. В цей час гілки троса 2 і 3 разом з фрикційними планками, притиснутими до них, гальмових основних елементів 4 і амортизуючих 5_1 , 5_2 без перешкод переміщуються в межах ділянок вільного руху δ_1 .

У випадку виникнення аварійної ситуації після обриву троса на ділянці його взаємодії із зрівняльним блоком 1 гілки троса 2 і 3 разом з гальмовими основними елементами 4 і амортизуючими 5_1 , 5_2 без перешкод рухаються. Коли відбувається зіткнення нижніх торців фрикційних підпружинених планок амортизуючих гальмових елементів 5_1 із нижніми упорами 7, між гілками троса 2 і 3 і поверхнями планок указаних гальмових амортизуючих елементів виникне тертя, що буде діяти в межах ділянки δ_2 , що забезпечить відповідну силу опору відносного руху віток, тобто, здійснюється рух мас на першому ступені роботи уловлювача до включення гальмових основних елементів 4. Після контакту нижніх торців

планок гальмових амортизуючих елементів 5_2 з торцями планок гальмових елементів 5_1 починається другий ступінь включення в дію уловлювача. На другому етапі роботи уловлювача необхідний опір забезпечується силою опору тертя, яке виникає між гілками троса і поверхнями гальмівних планок елементів 5_1 , 5_2 . Сила опору другого ступеня роботи уловлювача діє у межах ділянки δ_3 .

Після вибору ділянки δ_3 гальмові елементи упираються у торці гальмових основних планок 4. При цьому відбувається поєднання сили тертя між основними гальмовими планками і гілками троса із силою тертя гальмових планок елементів 5_1 , 5_2 і починає діяти максимальне зусилля опору відносного руху троса. Таким чином, у підсумку буде забезпечена плавне гальмування віток троса 2 і 3, а також і зупинка вантажу, яких підвішений до обойми блоків рухомої 8.

За легких та середніх режимів роботи СВПП звичайно інтенсивне зношення віток троса спостерігається у межах ділянки контакту його з струмком блоків обойми 8. У випадку обриву гілки троса на указаній ділянці, припустимо у випадку обриву гілки троса 2, робота уловлювача буде відрізнятися від вищерозглянутого випадку, при обриві троса на ділянці контакту із зрівняльним блоком, лише тим, що трос вільно переміщається по зрівняльному блоку під дією натягу у цілих гілках троса 3. Після вибору ділянки вільного руху починається ступінчасте прикладення зусилля опору відносного руху троса за рахунок поступового включення в роботу гальмових елементів 5_1 та, відповідно, 5_2 , до зіткнення їх з основними гальмовими елементами 4.

Пропоновані уловлювачі можна використовувати на СВПП із здвоєними поліспастами із зрівняльним елементом-блоком та одним тросом, що дає змогу модернізувати СВПП без внесення змін у основну конструктивну схему.

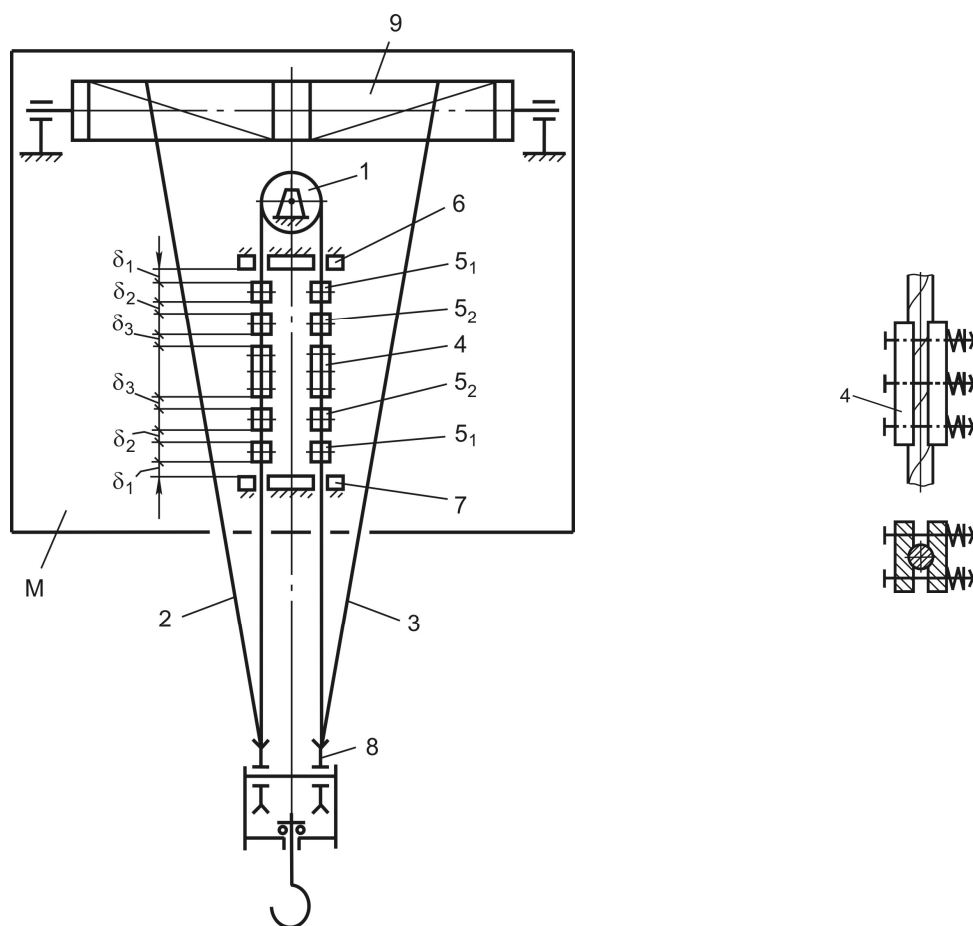


Рисунок 4.8 – Схема поліспасти із ступінчастим опором

4.2 Безпечна система у підйомнику

Стосовно СВПП з напрямними елементами вважається, що проблема запобігання аварії при обриві троса вирішена. І дійсно в указаних СВПП уже довгий час застосовуються широко відомі класичні системи з уловлювачами. Уловлювачі у пасажирських, вантажних та вантажопасажирських ліфтах у разі перевищення допустимої швидкості опускання кабін та інших вантажонесучих пристроїв – захвачують напрямні і утримують на них зазначені пристрої. Основні недоліки таких систем безпеки: складність і громіздкість конструкції, а особливо – складність експлуатації, внаслідок необхідності спеціальних випробовувань, постійного контролю і регулювань уловлювачів і

механізму вмикання їх в дію. Слід зауважити, відмова одного із елементів системи призводить до її відмови, а відповідно – до аварії. Показовим прикладом цього є падіння кабіни ліфта у Міністерстві транспорту і зв'язку України у 2006 р. [137].

Зазначені недоліки обумовили розробку БЗП для СВПП з напрямними замість пристроїв безпеки з уловлювачами. Перше дослідження з метою реалізації зазначеного виконано В.І.Бережинським в 1984 р. у Всесоюзному Макіївському науково-дослідницькому інституті по безпеці робіт у гірничій промисловості [138]. Розв'язання проблеми проводилось стосовно вантажопасажирських підйомних установок. В результаті обґрунтовані рекомендації, – замість громіздкої і складної за конструкцією та при експлуатації системи безпеки з уловлювачами застосувати два підйомні троси, кожний з запасом міцності не менше 9.

Для підйомника ПВ1.БКС-3т розроблено технічне рішення на основі винаходу [133] із застосуванням у механізмі підйому здвоєного ПП з двома лебідками (рис. 4.9). При цьому для проведення відповідних досліджень було передбачено застосування двох варіантів винаходів зрівняльних пристроїв: фрикційного [133] та гідравлічного [139].

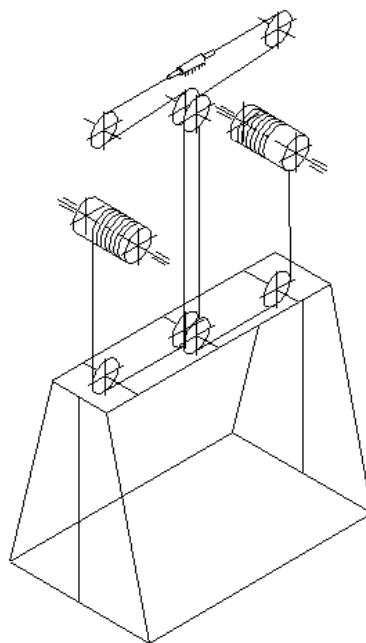


Рисунок 4.9 – Схема підйомника

Застосування указаної системи обумовило суттєві переваги, а саме:

- простота конструкції, роботи та експлуатації безпечної системи, завдяки відсутності уловлювачів і механізму вмикання уловлювачів в дію;
- плавність утримання кабіни у разі відмови троса або лебідки;
- можливість переміщення утриманої кабіни без заміни відмовлених троса або лебідки;
- зменшення на 40% металомісткості напрямних завдяки зниженню на них навантажень при нормальній роботі, а особливо – динамічних навантажень при аварійному утриманні кабіни.

Основні вузли: установка талів на металоконструкції (рис. 4.10; робоча платформа (рис. 4.11); вузол зрівняльного пристрою (рис.4.12).



Рисунок 4.10 – Основа підйомника



Рисунок 4.11 – Робоча платформа



Рисунок 4.12 – Вузол зрівняльного пристрою

Висновки до розділу 4

1. Для СВПП із механізмом підйому на жорсткій основі запропоновані конструкції БЗП із зрівняльним штоком і постійним опором фрикціона.

Технічне рішення із гальмовими планками, постійно притиснутими до штока, захищене патентом на винахід № 72052.

З метою виключення недоліків постійного притискання – релаксації напруг у пружних елементах та зміни коефіцієнта тертя, запропоноване рішення із клиновими затискачами, яке захищене патентом на винахід № 84630.

2. Для СВПП із пружною металоконструкцією запропоновані конструкції БЗП із зрівняльним барабаном та ступінчастим опором фрикціона. Конструкція із постійним притисканням гальмових елементів захищена патентом на корисну модель № 33449, із клиновими затискачами – патентом на винахід № 90600.

3. Для СВПП, у яких вантаж піднімається здвоєним поліспастом із одним тросом, запропоновані конструкції із затискачами ковзної дії. Рішення із постійним опором захищене патентом на винахід № 84575, із ступінчастим опором – патентом на винахід № 99477.

4. Технічна реалізація винаходу за патентом № 72052 здійснена у підйомнику ПГ1.БКС, а конструкція за патентом № 33449 використана при створенні експериментального зразка БЗП із зрівняльним фрикційним пристроєм для козлового крана КК-12,5.

ВИСНОВКИ

У науковій роботі розв'язана актуальна науково-технічна задача створення методики визначення параметрів безпечних здвоєних поліспастів та умов, за яких можливе утримання вантажу або стріли суднового вантажопідйомного пристрою після обриву шкентеля або топенанта та подальшого успішного завершення вантажної операції, а також розробки відповідних технічних засобів.

У результаті виконання роботи отримані наступні основні наукові та практичні результати.

1. Проведено аналіз особливостей конструкції суднових вантажопідйомних пристроїв та вимог Регістра з точки зору забезпечення безпеки після відмови елементів їх конструкції. Проведено класифікацію основних типів відомих технічних рішень безпечних здвоєних поліспастів з різними типами зрівняльних пристроїв для забезпечення утримання вантажу після обриву троса та успішного завершення вантажної операції. В результаті проведеного аналізу методів визначення параметрів зрівняльних пристроїв встановлено, що не визначений характер руху елементів фрикціонного зрівняльного пристрою під час утримання вантажу. . Також, не врахований вплив довжини поліспадового підвісу на величину динамічних навантажень після обриву тросу. Визначено, що дослідження процесу утримання вантажу після обриву тросу при використанні безпечного здвоєного поліспада з постійним зусиллям опору фрикційного зрівняльного пристрою проводились без врахування пружності металоконструкції СВПП. Не виявлено досліджень з визначення динамічних навантажень при утриманні вантажу або стріли за допомогою здвоєного поліспаду з балансиrom у суднових вантажопідйомних пристроях із гнучким підвісом стріли після обриву шкентеля або топенанта. Відоме технічне рішення здвоєного стрілового поліспада із

балансиром з пружинним компенсатором-уловлювачем розраховане за статичною схемою розрахунків без урахування динамічних складників.

2. Визначено, що обрив тросу СВПП слід досліджувати при мінімальній довжині поліспастового підвісу як специфічний випадок режиму динамічного навантаження. Доведено, що розрахунки максимальних вертикальних динамічних навантажень суднових вантажопідйомних пристроїв необхідно проводити з довжиною поліспастового підвісу, реально можливою при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт. Для розглянутої конструкції крана при максимальній і мінімальній довжинах ПП різниця в навантаженнях становить: при нормальній роботі для ПП підвісу 17%, а для металоконструкції 6%; при обриві троса для ПП підвісу 56 %, для металоконструкції 24 %. Більший вплив довжини ПП на максимально можливі динамічні навантаження при обриві троса пояснюється тим, що зменшення довжини ПП приводить не тільки до збільшення його жорсткості, але й до збільшення часу вибору слабини ПП вантажем, а, відповідно і до збільшення швидкості вантажу в момент прикладення навантаження до ПП. Для розглянутої конструкції при максимальній довжині ПП швидкість вантажу в момент прикладення навантаження до цілого троса становить 0,58 м/с, при мінімальній довжині - 0,85 м/с. Стосовно до БЗП визначення динамічних навантажень із урахуванням фактичної довжини ПП дозволяє визначити гірший випадок динамічного навантаження при обриві троса, що приймається як розрахункове.

3. Доведено, що у процесі роботи зрівняльного фрикційного пристрою під час утримання вантажу маси фрикціона здійснюють рух із періодичними зупинками. Це дає змогу визначити необхідні параметри фрикціона для забезпечення допустимих навантажень на елементи СВПП.

4. Удосконалена методика визначення динамічних навантажень у силовому ланцюзі суднового вантажопідйомного пристрою з пружною металоконструкцією після обриву шкентеля здвоєного поліспаста, яка

відрізняється від відомих урахуванням швидкості вантажу та деформації металоконструкції у момент обриву шкентеля, що дає змогу точніше визначати максимальні динамічні навантаження конструктивних елементів вантажопідйомного пристрою.

5. Використання фрикціону с постійним опором у БЗПП забезпечує обмеження динамічних зусиль у допустимих межах лише у ПП – максимальне розрахункове зусилля 257 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності 1,28 при остаточному запасу міцності у цілому шкентелі 2. Максимальне розрахункове навантаження на металоконструкцію становить 488 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності 2,44 при коефіцієнті запасу міцності останньої 2. Відповідно руйнування металоконструкції неминуче.

6. Розрахункові динамічні зусилля у силовому ланцюзі суднового вантажопідйомного пристрою із гнучким підвісом стріли при обриві шкентеля або топенанта здвоєного поліспасти з балансиrom перевищують розривні зусилля тросів при роботі з вантажем номінальної ваги. Використання балансира з пружинним уловлювачем-компенсатором у стріловому поліспасті при роботі з вантажем номінальної ваги не забезпечує величину зусиль у підвісі при утриманні стріли після обриву шкентеля меншу за розривне зусилля троса.

7. Запропоноване використання ступінчастого опору фрикціона зрівняльного пристрою при роботі з вантажем номінальної ваги дозволяє забезпечити динамічні навантаження при утриманні вантажу після обриву шкентеля не тільки у поліспастовому підвісі, а й у пружній металоконструкції. Для досліджуваної конструкції крана вантажопідйомністю 20 т при утриманні вантажу у процесі підйому максимальне розрахункове навантаження на металоконструкцію становить 488 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності 2,44. Використання ступінчастого опору дозволяє знизити розрахункове зусилля до допустимого значення 345 кН, що відповідає коефіцієнту динамічності

1,73. Для розглянутої конструкції СВПП коефіцієнт запасу міцності металоконструкції становить 2.

8. Застосування розроблених безпечних здвоєних поліспастів, що запобігають падіння вантажу після обриву троса, підвищує ефективність експлуатації СВПП за рахунок зниження експлуатаційних витрат на ліквідацію наслідків аварії та підвищення безпеки експлуатації СВПП та судна у цілому. Технічні рішення відповідають положенням Транспортної стратегії України на період до 2030 року, одними із завдань якої є: створення умов для запобігання аваріям на транспортних засобах, які можуть призвести до погіршення екологічного стану водних об'єктів (забруднення), що може шкідливо вплинути на здоров'я людей і стан водних екосистем; гарантування доставки “від дверей до дверей” та виконання “шести правил логістики” в ланцюгах поставок (вантаж, якість, кількість, час, місце, витрати – тобто необхідний товар, необхідної якості, в необхідній кількості доставлений у відповідний час у визначене місце з мінімальними витратами); забезпечення належного рівня безпеки під час перевезення небезпечних вантажів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бугаенко Б. А. Судовые спуско-подъемные устройства / Б. А. Бугаенко, Ю. И. Резчик, Б. И. Сорокин, А. З. Хононов. – Л.: Судостроение, 1980. – 176 с.
2. Бугаенко Б. А. Специальные судовые устройства: учебное пособие / Б. А. Бугаенко, В. Э. Магула. – Л.: Судостроение, 1983. – 392 с.
3. Правила щодо вантажопідіймальних пристроїв морських суден. Правила про вантажну марку морських суден. Регістр судноплавства України. Вид. 2011. Режим доступу: <http://shipregister.ua/books/PVSS.pdf>.
4. J. Vickress D. Steel Wire Rope Failures Who Is Accountable? [Електронний ресурс] / David J. Vickress. – 2013. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.maintworld.com/HSE/Steel-Wire-Rope-Failures-Who-Is-Accountable>.
5. Пустовой В. Н. Metalлоконструкции грузоподъемных машин. Разрушение и прогнозирование остаточного ресурса / В. Н. Пустовой. – М.: Транспорт, 1992. – 256 с.
6. Ивашков И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин / И. И. Ивашков. – М.: Машиностроение, 1991. – 400 с.
7. Устройства для неразрушающего контроля стальных канатов / А.В.Павленко, А.А.Короткий, В.С.Пузин и др. // Горное оборудование и электромеханика. – 2007. – № 10. – С 42-47. – Режим доступу: <http://armada-ndt.ru/articles/8451/>.
8. Ерофеев Н. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов / Н. И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1980. – 152 с.
9. Лысяков А. Г. Техника безопасности при работе на грузоподъемном оборудовании на машиностроительных предприятиях / А. Г. Лысяков. – М.: Машиностроение, 1991. – 208 с.

10. Лингур В. Н. Пружинно-шариковое буферное устройство литейных кранов / В. Н. Лингур // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – № 2. – С. 22-28. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pidtt_2013_2_5.
11. Лингур В. Н. Экспериментальная оценка параметров пружинно-шарикового буферного устройства / В. Н. Лингур, Е. П. Михайлов, А. Б. Кнюх // Підйомно-транспортна техніка. – 2015. – № 1. – С. 4-14. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pidtt_2015_1_3.
12. V.F. Semenjuk., V.N. Lingur. Influence of friction on the efficiency of springs-ball buffer device of bridge cranes. Eastern European Scientific Journal – No 6, pp.295-303, 2014.
13. T.N. Haas, P. Mainoon, P.E. Dunaiski. The effect of parameters on the end buffer impact force history of the crane, Journal of the South African Institution of Civil Engineering – Vol.54, No 1, pp.55-62, 2012.
14. T.N. Haas. Numerical (FEA) Evaluation of Crane End Buffer Impact Forces, Doctorate degree dissertation, University of Stellenbosch, Stellenbosch, 2007, 243 p.
15. Dresig H., Vulfson J.I. Dynamik der Mechanismen. – Berlin: VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, 1989. – 370 p.
16. Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 12. aktualisierte Auflage, Springer-Verlag Berlin – Heidelberg, Nov. 2016, ISBN 978-3-662-52712-2; ISBN 978-3-662-52713-9 (eBook)
17. Dresig, H.; Fidlin, A.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme (Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese). Springer Verlag Berlin-Heidelberg, 3.überarbeitete und erweiterte Auflage, Okt. 2014.ISBN 978-3-642-24116-1 ; ISBN 978-3-642-24117-8 (eBook)
18. M.Dohm. An evaluation of magnetic rope testing instrument defect detection capabilities? Particularly in respect of low rotation? Multi-layer constructions/ OIPEEC Technical Meeting on NDT of Ropes/ - KRAKOW/ - September/ - 199/ - P/ 37-62/

19. V.Sukhorukov. Steel Wire Rope Inspection: New Instruments. - The 7th ECNDT. - Copenhagen. – May, 26-29. - 1998.
20. Feyrer K. Wire Ropes: Tension, Endurance, Reliability. Springer-Verlag, - Berlin, 2007. - 322 pp.
21. Шевченко С.И. Снижение динамических нагрузок кранов мостового типа путем применения тормозных устройств с самоусилением // Підйомно-транспортна техніка. – 2008. – №4. – С. 38-46.
22. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. – Харьков: Вища школа, 1988. – 141 с.
23. Иванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини: підручник для студентів техн. вузів /Ф. К. Иванченко. – К.: Вища школа, 1993. – 413 с.
24. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л. Я. Будиков. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
25. Krane und Hebezeuge. "Dtsch- Hebe – und – Fördertechnik", 1975.21. № 4.
26. Wettstein H. Can the accident. – Liability of bi-cable ropeways be reduced by replacing carrying-cable brakes by other suitable measures. "Int. Berg – und – Seilbahn – Rdsch", 1975.18. № 5.
27. А.с. 487833 СССР, МКИ В 66 В 5/16. Улавливающее устройство для шахтных подъемных сосудов /А.Т.Тимошенко, Г.Д.Лысак (СССР). – № 1461939/22-3; заявл. 20.07.07; опубл. 15.10.75, Бюл. № 38.
28. А.с. 586070 СССР, МКИ В 66 В 5/16. Предохранительное устройство подъемника / В.Г.Иванов, А.Н.Жуков, В.Г.Лебедев (СССР). – № 2392620/29-11; заявл. 03.08.76;опубл. 03.12.77, Бюл. № 48.
29. А.с. 897684 СССР, МКИ В 66 В 5/16. Предохранительное устройство подъемника / Е. К. Стрельцов (СССР). – № 2913203/29-11; заявл. 16.04.80; опубл. 15.01.82, Бюл. № 2.

30. А.с. 118780 СССР, МКИ В 66 В 5/16. Предохранительное устройство подъемника /В.Т.Мурзакаев (СССР). – № 3598774/29-11; заявл. 16.04.83; опубл. 15.10.85, Бюл. № 38.

31. А.с. 264645 СССР, МКИ В 66 В 5/24. Ловитель подвесной платформы / В.С.Свиридов, М.А.Серебренников, А.И.Кодкин (СССР). – № 1255235/27-11; заявл. 06.06.68; опубл. 03.03.70, Бюл. № 9.

32. А.с. 754022 СССР, МКИ Е 04 П 3/10. Люлька / В.А.Кузнецов, Л.Г.Баранов, А.Н.Моргуновский, Г.И.Попов (СССР). – № 2649333/29-33; заявл. 27.07.78; опубл. 07.08.80, Бюл. № 29.

33. А.с. 918232 СССР, МКИ В 66 В 5/16. Ловитель / А.А.Дистанов, В.Я.Хоруженко (СССР). – № 2756212/29-11; заявл. 20.04.79; опубл. 07.04.82, Бюл. № 13.

34. А.с. 669036 СССР, МКИ Е 04 П 3/10. Самоподъемная люлька / М.П.Лохач, В.Л.Подкопаев, А.Н.Устюжанинов, В.В.Чечетт (СССР). – № 2579996/29-33; заявл. 13.02.78; опубл.25.06.79, Бюл. № 23.

35. А.с. 894150 СССР, МКИ Е 04 П 3/10. Люлька / А.Н.Устюжанинов, В.Л.Подкопаев (СССР). – № 2929117/29-33; заявл. 22.05.80; опубл. 30.12.81, Бюл. № 48.

36. Патент 1375787 Франц., МКИ В 66 С. Устройство для предотвращения падения груза при обрыве каната.

37. А.с. 254042 СССР, МКИ В 66 С. Устройство для предотвращения падения груза при обрыве каната в полиспастных подвесах / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов (СССР). – № 1175272/27-11; заявл. 27.07.67; опубл. 07.10.69, Бюл. № 31.

38. А.с. 437703 СССР, МКИ В 66 С 15/02. Безопасная полиспастная подвеска / М.Ф.Глушко, И.Ф.Пахомов, М.А.Козлов, М.Н.Левченко (СССР).– № 1713624/27-11; заявл. 17.11.71; опубл. 30.07.74, Бюл. № 28.

39. А.с. 534417 СССР, МКИ В 66 В 3/10. Устройство для стопорения канатов полиспаста / А. А. Богорад, С. Н. Сытник (СССР). – № 2154911/11; заявл. 11.07.75; опубл. 05.11.76, Бюл. № 41.

40. А.с. 726016 СССР, МКИ В 66 В 3/06. Безопасный полиспаст / А.А.Богорад (СССР). – № 2531847/29-11; заявл. 21.10.77; опубл. 05.04.80, Бюл. № 13.

41. А.с. 874594 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный канатный полиспаст / Ф.Х.Баранов, А.С.Бакшинов, П.М.Холодилин (СССР). №-2828636/29 – 11; заявл. 05.09.79; опубл. 23.10.81, Бюл. № 39.

42. А.с. 1470653 СССР, МКИ В 66 С 15/02. Предохранительное устройство для удержания грузозахватного органа с тросовым подвесом / М.А.Козлов (СССР). – № 4193515/31-11; заявл. 11.02.87; опубл. 07.04.89, Бюл. № 13.

43. А.с. 1677008 СССР, МКИ В 66 С 15/02. Предохранительное устройство полиспаста / М.И.Стукаленко, А.Ю.Бабичев, И.С.Болобан (СССР). – № 4458863/11; заявл. 12.07.88; опубл. 15.09.91, Бюл. № 34.

44. А.с. 1782924 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Предохранительное устройство для удержания грузозахватного органа с тросовым подвесом / М.И.Стукаленко, А.Ю.Бабичев, И.С.Болобан (СССР). – № 4889095/11; заявл. 10.12.90; опубл. 23.12.92, Бюл. № 47/

45. Стукаленко М.И. Безопасность работы монтажных систем с одинарными полиспастами / М.И.Стукаленко, А.Ю.Бабичев, И.С. Болобан // Промышленное строительство и инженерные сооружения. – 1992. – № 1. – С.24-25.

46. А.с. 808648 СССР, МКИ Е 04 П 3/10. Подъемная платформа для ремонтных и монтажных работ / В.И.Кшнякин, Г.Н.Нестеров, Ю.Ф.Назаров, С.Г.Аникин, М.Г.Полянин (СССР). – № 2762867/29-33; заявл. 07.05.79; опубл. 28.02.81, Бюл. № 8.

47. Подвесная подъемная платформа. Заявка ФРГ № 2731415, МКИ Е 04 П 3/16; опубл. 18.01.79.

48. Японская публикация полезной модели № 6146/38.

49. А.с. № 563346 СССР, МКИ В 66 7/10. Уравнительная двухканатная подвеска подъемного сосуда / Г.Н.Тимошинский,

М.И.Денисов, П.Ф.Козанцев (СССР). – № 2531180/29 – 11; заявл. 07.09.74; опубл. 05.07.77, Бюл. № 28.

50. Пат. 2352516 Российская Федерация, МПК В66С 17/00. Кран для обращения с отработавшим ядерным топливом в защитной камере / Божко А. Г., Винников А.И., Иванов А.П. и др.; заявитель и патентообладатель ОАО "Центральное конструкторское бюро машиностроения" (ОАО "ЦКБМ"). – № 2007129870/11; заявл. 03.08.2007; опубл. 20.04.2009, Бюл. № 11.

51. Патент 2037483 ФРГ, МКИ В 66 С 17/10. Подвеска литейного крана с уравнительным рычагом и демпфирующим устройством. 1972. Патент ФРГ 2037483, кл. 35В 17/10, опублик. 1972.

52. Косяченко И.Г. Патентоспособность морских плавучих кранов / Косяченко И.Г. // Судостроение. – 1973. – № 4. – С.26-28.

53. А.с. 170159 СССР, МПК В 66 С. Сдвоенный полиспаст стрелового крана / Н.Д.Великосельский, Г.П.Миронов, В.И.Панков. – № 840909/27-11; заявл. 10.04.61; опубл. 09.04.65, Бюл. № 8.

54. А.с. 436561 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Сдвоенный полиспаст / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов (СССР). – № 1695262/27-11; заявл. 16.09.71; опубл. 14.19.75, Бюл. № 31.

55. А.с. 166615 ЧССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспаст / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.Н.Левченко (СССР).– № 343436-47; заявл. 10.04.75; опубл. 15.12.76.

56. Патент 1458115 Великобритании, МКИ В 65 Р 59/10. Сдвоенный полиспаст для грузоподъемных кранов / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.Н.Левченко (СССР). – № 18061/74; заявл. 25.04.74; опубл. 08.12.76.

57. Патент 2424198 ФРГ, МКИ В 66 В 3/04. Сдвоенный полиспаст для кранов / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.Н.Левченко (СССР). – № 32424198.3-22; заявл. 17.05.74; опубл. 10.08.78.

58. Бадагуев Б. Т. Лифты. Организация безопасной эксплуатации / Б. Т. Бадагуев. – М.: Альфа-Пресс, 2012. – 157 с.

59. А.с. 1032145 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Самоподъемная люлька / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский (СССР). – № 336356/29-33; заявл. 14.09.81; опубл. 30.07.83, Бюл. № 28.

60. А.с. 1448010 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Передвижная самоподъемная люлька / М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский, И.С.Болобан (СССР). – № 4222263/29-33; заявл. 17.02.87; опубл. 30.12.88, Бюл. № 48.

61. А.с. 1099028 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Самоподъемная люлька / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский, В.И.Удовиков (СССР). – № 3522067/29-33; заявл. 15.12.82; опубл. 23.06.84, Бюл. № 23.

62. А.с. 1168684 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Самоподъемная монтажная люлька / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский, В.И.Удовиков, А.Ю.Бабичев(СССР). – № 3581471/29-33; заявл. 15.04.83; опубл. 23.07.85, Бюл. № 27.

63. А.с. 1488418 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Самоподъемная монтажная люлька / М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский, М.А.Козлов, В.И.Удовиков (СССР). – № 4359650/29-33; заявл. 07.12.87; опубл. 23.06.89, Бюл. № 23.

64. А.с. 1286708 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Подвесная люлька / М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский, А.Г.Олейник, А.Ю.Бабичев, В.И.Удовиков, М.А.Козлов (СССР). – № 3794060/29-33; заявл. 24.09.84; опубл. 30.01.87, Бюл. № 4.

65. А.с. 1701861 СССР, МКИ Е 04 П 3/16. Подвесная люлька / М.И.Стукаленко (СССР). – № 4718125/23-33; заявл. 05.06.89; опубл. 30.12.91, Бюл. № 48.

66. Иоффе Е.Я. Высокоскоростные лифты. - М.: Стройиздат, 1988. – 92 с.

67. Бейтуганов М.Г. Безопасность строительно-монтажных работ на высоте / М. Г. Бейтуганов, Р. А. Заборонок. – М.: Стройиздат, 1991. – 256 с.

68. Ковалев В. П. Охрана труда и промышленная безопасность при эксплуатации строительных мачтовых подъемников / В.П.Ковалев. – М.: Альфа-Пресс, 2011. – 200 с.

69. Углубка и ремонт шахтных стволов / Веселов Ю. А. и др. – М.: Недра. – 1992. – 270 с.

70. Осипова Т. Н. К вопросу о динамике и оптимизации шахтных подъемников [Электронный ресурс] / Т. Н. Осипова, А. П. Нестеров // Машинобудування. – 2014. – № 13. – С. 74-81. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Mashbud_2014_13_14

71. А.с. № 467574, МКИ В 66 С 13/04. Полиспастная система к грузоподъемному крану / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.Н.Левченко (СССР). – № 1741126/27-11; заявл. 31.01.72; опубл. 25.08.75, Бюл. № 31.

72. А.с. 572424, МКИ В 66 D 3/04. Безопасная полиспастная система / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.Н.Левченко (СССР). – № 2350445/11; заявл. 23.04.76; опубл. 15.09.77, Бюл. № 34.

73. А.с. 549412 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспасть / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко (СССР). – № 2312598/11; заявл. 09.01.76; опубл. 05.03.77, Бюл. № 9.

74. А.с. 582186 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспасть / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, М.Н.Левченко (СССР). – № 2374283/29-11; заявл. 17.06.76; опубл. 30.11.77, Бюл. № 44.

75. А.с. 461896 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспасть / М.А.Козлов, Д.З.Решетник, М.И.Стукаленко, (СССР). – № 1759533/27-11; заявл. 13.03.72; опубл. 28.02.75, Бюл. № 8.

76. А.с. 488779 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспасть / М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, (СССР). – № 2002744/27-11; заявл. 11.03.74; опубл. 25.10.75, Бюл. № 39.

77. А.с. 527376 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспасть / М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, (СССР). – № 2138746/11; заявл. 26.05.75; опубл. 05.09.76. Бюл. № 33.

78. А.с. 576285 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный полиспасть / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, (СССР). – № 2335767/11; заявл. 18.03.76; опубл. 07.11.87, Бюл. № 41.

79. Козлов М.А. Новые конструкции безопасных полиспастов / М. А. Козлов, М. И. Стукаленко // Безопасность труда в промышленности. – 1976. – № 2. – С. 45-46.

80. А.с. 688424 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный сдвоенный полиспаст / М.Ф.Глушко, М.Н.Левченко, М.И.Стукаленко, В.Г.Гуцол, А.Д.Петров, И.А.Шилин, М.А.Козлов (СССР). – № 2609083/27-11; заявл. 24.04.78; опубл. 30.09.79, Бюл. № 36.

81. А.с. 1318514 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасное грузоподъемное полиспастное устройство / М.И.Стукаленко, Я.И.Плинский, В.И.Удовиков (СССР). – № 3950894/29-11; заявл. 02.09.85; опубл. 23.06.87, Бюл. № 23.

82. Шишков Н.А. Технический надзор за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов / Н. А. Шишков. – М.: Недра, 1986. – 256 с.

83. Повышение безопасности работы монтажных полиспастных систем / М. И. Стукаленко, А. Ю. Бабичев, Я. И. Плинский и др. // Монтажные и специальные работы в строительстве. – 1991. – № 5. – С. 18-21.

84. Стукаленко М.И. Безопасные канатные системы без направляющих / М. И. Стукаленко, В. П. Балан // Проблемы повышения качества и надежности стальных канатов: тез. докл. Украинской респ.научн.-техн. конф. – Одесса, – Днепропетровск, 1991. – С. 124 – 126.

85. А.с. 840013 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный сдвоенный полиспаст: / М.Ф.Глушко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, М.Н.Левченко (СССР). – № 2799458/29-11; заявл. 14.07.79; опубл. 23.06.81, Бюл. № 23.

86. А.с. 935464 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный сдвоенный полиспаст /М.А.Козлов, М.И.Стукаленко (СССР). – № 2982384/29-11; заявл. 19.09.80; опубл. 15.06.82, Бюл. № 22.

87. А.с. 1791362 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Уравнительный гидробуфер для безопасных канатных подъемных систем /

М.И.Стукаленко, А.М.Стукаленко (СССР) – № 4809820/11; заявл. 4.04.90; опубл. 30.01.1993, Бюл. № 4.

88. Никитин И. Ф. Исследование изгиба каната на блоках / И. Ф. Никитин, О. В. Щербак // *Вестн. ХНАДУ*. – 2007. – № 38. – С. 108-110.

89. А.с. 844563 СССР, МКИ В 66 В 3/04. Безопасный сдвоенный полиспасть / М.Ф.Глушко, М.Н.Левченко, М.А.Козлов, М.И.Стукаленко, В.Г.Гуцол, А.Д.Петров, (СССР). – № 2805543/29-11; заявл. 06.08.79; опубл. 07.07.81, Бюл. № 25.

90. Патент 82179 Україна, МПК В 66 D 3/04. Зрівноважувальний гальмівний барабан / Швачунов О. С., Дорохов М. Ю. ; заявник і власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. № 2013 00969; заявл. 28.01.2013; опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14.

91. Козлов М. А. Исследование и разработка безопасных полиспастных систем грузоподъемных машин: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.05 / Козлов Михаил Анатольевич. Одесский политехнический институт. – Одесса, 1971. – 17 с.

92. Козлов М.А. Современное состояние проблемы предотвращения падения груза при обрыве каната в полиспастных системах / М.А.Козлов, М.Н. Левченко // Третья молодежная научн. техн. конф. (доклады): ВНИИПТМАШ. – М., 1973. – С.17-36.

93. Бекерский В.И. Гибкие элементы судовых устройств и портовых кранов: монография / В.И. Бекерский. – Одесса.: ОНМА, 2009. – 308 с.

94. Номерованный Б.С. Распределение усилий в ветвях каната безопасного канатного полиспаста при обрыве одной из них / Б. С. Номерованный, М. А. Козлов // Стальные канаты. – 1971. – Вып. 8. – С. 217-219.

95. Козлов М.А. Полиспастные системы. Перспективы развития и применения в технике и строительстве / М. А. Козлов. – Одесса: ОГАСА, 2001. – 88 с.

96. Козлов М.А. Теория и практика проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве канатов / М. А. Козлов, А.Н. Вудвуд, В.Г. Химченко // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – № 1. – С. 29-30.

97. Исследование поведения груза после обрыва одной из ветвей каната крана мостового типа для ДАУ-системы [Электронный ресурс] / А. С. Швачунов, Н. Ю. Дорохов, А. В. Периг, А. Н. Стадник // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2014. – № 2. – С. 114-117. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vddma_2014_2_25.

98. Моделирование поведения груза после обрыва одной из ветвей каната крана мостового типа [Электронный ресурс] / А. С. Швачунов, Н. Ю. Дорохов, А. В. Периг, А. Н. Стадник // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2014. – Вып. 65-66. – С. 185-188. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vhad_2014_65-66_35.

99. Исследование состояния полиспастной системы при подъеме груза во время обрыва каната / А. С. Швачунов, Н. Ю. Дорохов, А. В. Периг, А. Н. Стадник // Підйомно-транспортна техніка. – 2014. – № 2. – С. 63-70. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pidtt_2014_2_9.4.

100. Швачунов А.С. Проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве каната [Электронный ресурс] / А. С. Швачунов, Н. Ю. Дорохов // Машинобудування. – 2013. – № 11. – С. 76-81. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Mashbud_2013_11_15.

101. Дорохов Н. Ю. Повышение эксплуатационной надежности полиспастной системы крана путеукладчика (УК) при подъеме груза во время работы и обрыва каната [Электронный ресурс] / Н. Ю. Дорохов, А. С. Швачунов // Збірник наукових праць Донецького інституту

залізничного транспорту. – 2013. – № 36. – С. 180-182. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/znpdizt_2013_36_33.

102. Швачунов А. С. Повышение надежности полиспастной системы при обрыве каната [Электронный ресурс] / А. С. Швачунов, Н. Ю. Дорохов // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2013. – № 1. – С. 127-130. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vddma_2013_1_126.

103. Дорохов Н. Ю. Исследование состояния полиспастной системы при подъеме груза во время обрыва каната [Электронный ресурс] / Н. Ю. Дорохов, А. С. Швачунов // Научный вестник Донбасской государственной машиностроительной академии. – 2013. – № 2. – С. 199-209. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvdgma_2013_2_31.

104. Семенюк В.Ф., Стукаленко М.И., Похилюк С.А. Математическая модель мостового крана при обрыве каната сдвоенного полиспаста с уравнительным рычагом в процессе подъема груза. - 10 с. - Деп. в ГНТБ Украины 29.01.97, № 105 - Ук 97.

105. Стукаленко М.И., Михайлов Е. П., Озернюк О.Т. Математическая модель мостового крана при обрыве каната сдвоенного полиспаста с уравнительным рычагом в процессе опускания груза. - 8 с. - Деп. в ГНТБ Украины 14.01.97, № 74 - Ук 97.

106. Семенюк В. Ф., Стукаленко М. И., Стукаленко А. М. Определение эффективности использования безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством. Деп. в ГНТБ Украины 19.01.96. № 330 – Ук 96.

107. Антонов, А. В. Системный анализ [Текст]: учеб. для вузов / А. В. Антонов – М.: Высш. шк., 2004. – 454 с.: ил.

108. Семенюк В.Ф. Математическая модель безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко // Тр. Одес. политехи, ун-та. – 1998. – Вып. 1. – С. 89-92.

109. Крагельский И. В. Фрикционные автоколебания / И. В. Крагельский, Н. В. Гиттис. – М.: Наука, 1987. – 181 с.
110. Leine R.I., Van Campen D.H., De Kraker A., Van den Steen. Stick-slip vibrations induced by alternate friction models. *Nonlinear Dynamics*. 1998. Vol. 16. P. 41–54.
111. Van de Vrande B.L., Van Campen D.H., De Kraker A. An approximate analysis of dryfriction-induced stick-slip vibrations by a smoothing procedure. *Nonlinear Dynamics*. 1999. Vol. 19. P. 157–169.
112. Стукаленко М. И. Влияние направления движения груза на процесс его удержания безопасным сдвоенным полиспастом с уравнительным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, А. С. Хвищук // Стальные канаты. – 1999. – Вып. 1. – С.159-164.
113. Александров М. П. Грузоподъемные машины / Михаил Павлович Александров. – М.: [МГТУ им. Н. Э. Баумана], 2000. – 147 с.
114. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
115. Стукаленко М. И. Методы расчета и проектирования устройств безопасности, предотвращающих аварию грузоподъемных машин при обрыве подъемного каната: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05 / Стукаленко Михайло Иванович. – Одесса, 1996. – 289 с.
116. Стукаленко А. М. Влияние длины полиспастного подвеса на динамику подъема мостового крана при нормальной работе и обрыве каната / А. М. Стукаленко // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 96-97.
117. Стукаленко М. И. Математическая модель подъема груза мостовым краном с основания «с подхватом» при обрыве каната / М. И. Стукаленко, О. М. Стукаленко // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2010. – вип. 38. – С. 594-598.

118. Стукаленко М. І. Запобігання аварії мостового крана при обриві каната здвоєного поліспада з балансиrom / М. І. Стукаленко, О. М. Стукаленко, Д. І. Василець. – Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2019. – Вип. 74. – С. 67-74.

119. Семенюк В. Ф. Определение динамических нагрузок в мостовом кране, оснащённом безопасным сдвоенным полиспастом с уравнильным фрикционным устройством, при обрыве каната / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1999. – Вып. 1. – С. 44-47.

120. Повышение безопасности работы мостового крана / М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Стальные канаты. – 2001. – Вып. 2. – С.218-225.

121. Создание безопасных сдвоенных полиспастов с уравнильными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, В. Ф. Семенюк и др. // Сб. статей и тезисов докл. научно-практической конференции "Грузоподъемные машины в общественном производстве. Состояние и перспективы развития". – Одесса, 2001. – С.97-100.

122. Стукаленко М. И. Создание безопасных сдвоенных полиспастов с уравнильными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, В. Ф. Семенюк // Подъемные сооружения и специальная техника. – 2001. – № 2. – С. 9-11.

123. Стендовые исследования работы безопасного сдвоенного полиспада с уравнильным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Сборник статей и тезисов докладов второй Всеукраинской научно-практической конференции производителей и потребителей подъемных сооружений, г. Одесса, 22-23 ноября 2001 г./ НТА «Подъемные сооружения». – Одесса, 2001. С. 199-200.

124. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов /

М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, В. М. Стукаленко и др. / Сб. тр. н.-практ. конф. "Проблемы производства и безопасности эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России". – Одесса, 2004. – С.203-209.

125. Стукаленко М.И. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов / М. И. Стукаленко, А.М.Стукаленко, В.М.Стукаленко // Безопасность труда в промышленности: – 2005. – №11 – С.24-28.

126. Анализ динамических нагрузок судового стрелового крана при отказе топенанта сдвоенного стрелового полиспаста / А. М. Стукаленко, А. А. Кылыннык // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2012. – С.32-33.

127. Стукаленко О. М. Математична модель утримання стріли стрілового крана після обриву троса / О. М. Стукаленко, Д. І. Василець. // Судостроение и морская инфраструктура (Shipbuilding & marine infrastructure). – 2018. – № 2(10). – С. 63-69.

128. Определение эффективности использования амортизационных элементов в сдвоенном стреловом полиспасте с балансиром при отказе топенанта / А. М. Стукаленко // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013 – 22.03.2013. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2013. – С.52-53.

129. Дослідження здвоєного стрілового поліспаста з підпружиненим балансиром / О. М. Стукаленко, Л. М. Макаренко // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С.83-88.

130. Про можливість утримання вантажу після відмови шкентеля судового стрілового крану / О. М. Стукаленко, М. О. Маяков // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та

ремонт", 26.03.2014-28.03.2014. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2014. – С.38-40.

131. Патент 33449 Україна, МПК В 66 D 3/04, В 66 D 15/02. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Семенюк В.Ф., Хвищук О.С.; заявник і власник патенту Одес. держ. політехн. ун-т. № 99021042; заявл. 23.02.99; опубл. 15.01.01, Бюл. № 1.

132. Патент 90600 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Стукаленко В.М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200813853; заявл. 02.12.08; опубл. 11.05.10, Бюл. № 9.

133. Патент 76052 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Стукаленко В.М., Ясиновський О.М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 20041210475; заявл. 20.12.04; опубл. 15.06.06, Бюл. № 6.

134. Патент 84630 Україна, МПК В 66 D 1/54, В 66 D 3/00, В 66 С 15/00,. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Стукаленко В.М., Стебленко А.А., Ясиновський О.М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200701446; заявл. 12.02.07; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.

135. Патент 84575 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 С 15/00, В 66 D 1/54. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Стукаленко В.М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200603718; заявл. 05.04.06; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.

136. Патент 99477 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 D 3/04, В 66 D 3/10? D 66 С 15|00. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Стукаленко В.М.; заявник і власник

патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 201004014; заявл. 06.04.10; опубл. 27.08.12, Бюл. № 19.

137. Стукаленко М.И. Применение безопасных канатных подъемных систем в грузовых подъемниках с направляющими / М.И.Стукаленко // Безопасность труда в промышленности. – 2010. – № 2. – С. 43 – 46.

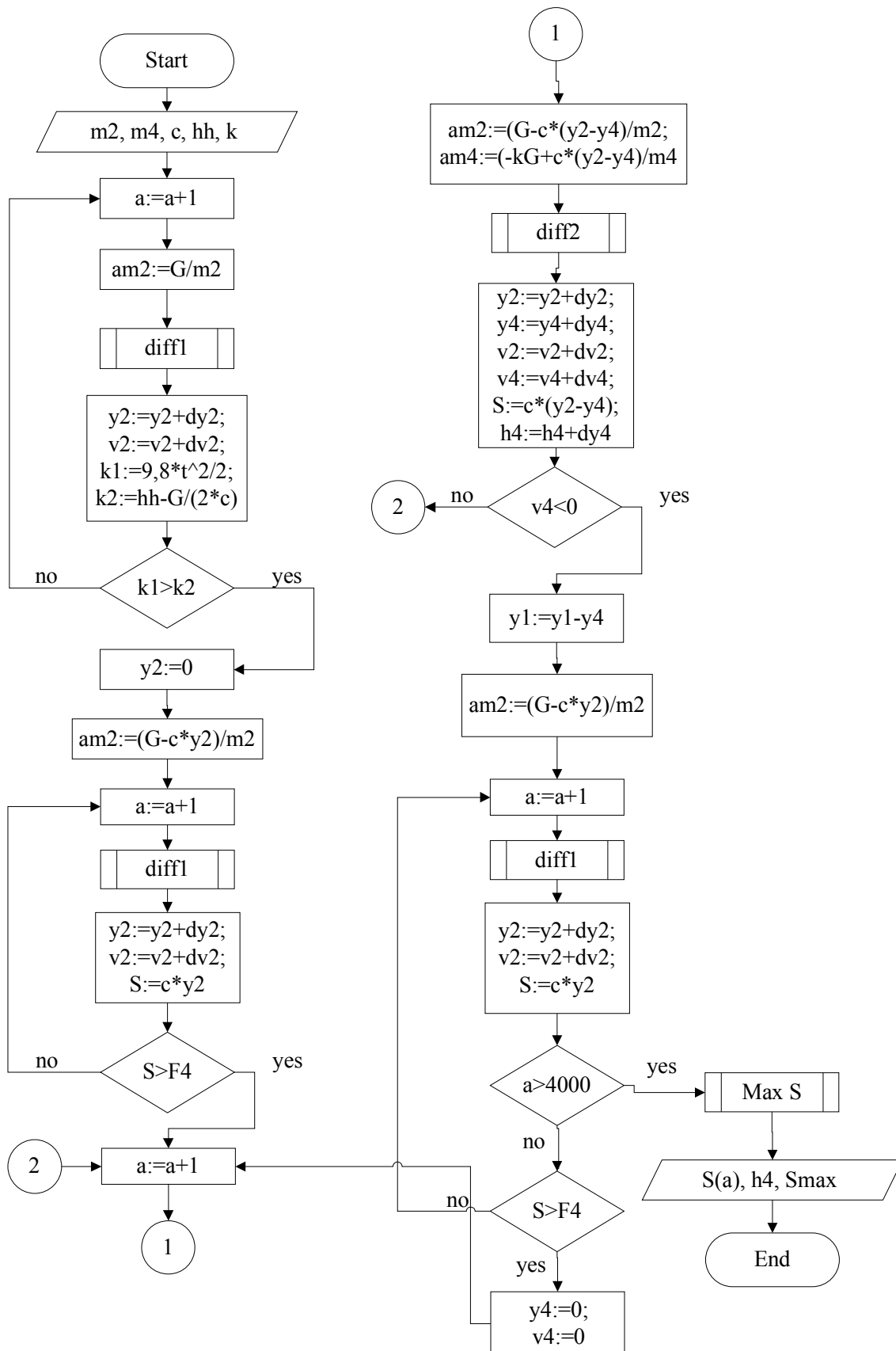
138. Бережинский В.И. Обеспечение безопасной эксплуатации клетевых двухканатных подъемных установок без парашютов / В.И. Бережинский // Безопасность труда в промышленности. – 1984. – № 6. – С.44-46.

139. Патент 71238 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний гідравлічний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М.І., Стукаленко О.М., Стукаленко В.М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 20031211226; заявл. 09.12.03; опубл. 15.12.06, Бюл. № 12.

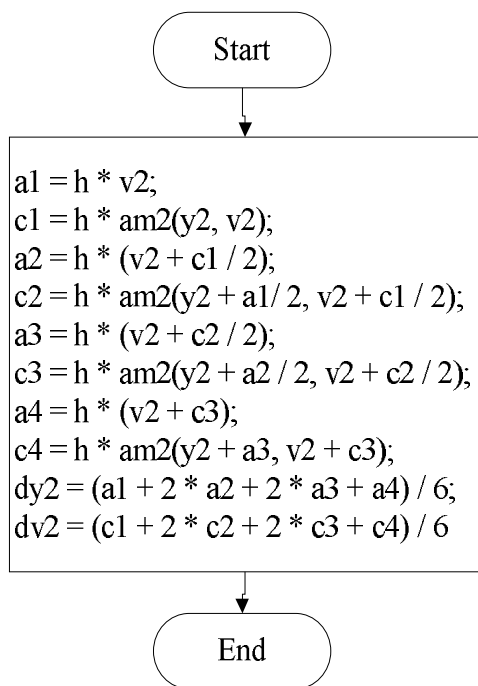
ДОДАТОК А

БЛОК-СХЕМИ АЛГОРИТМІВ ПРОГРАМ

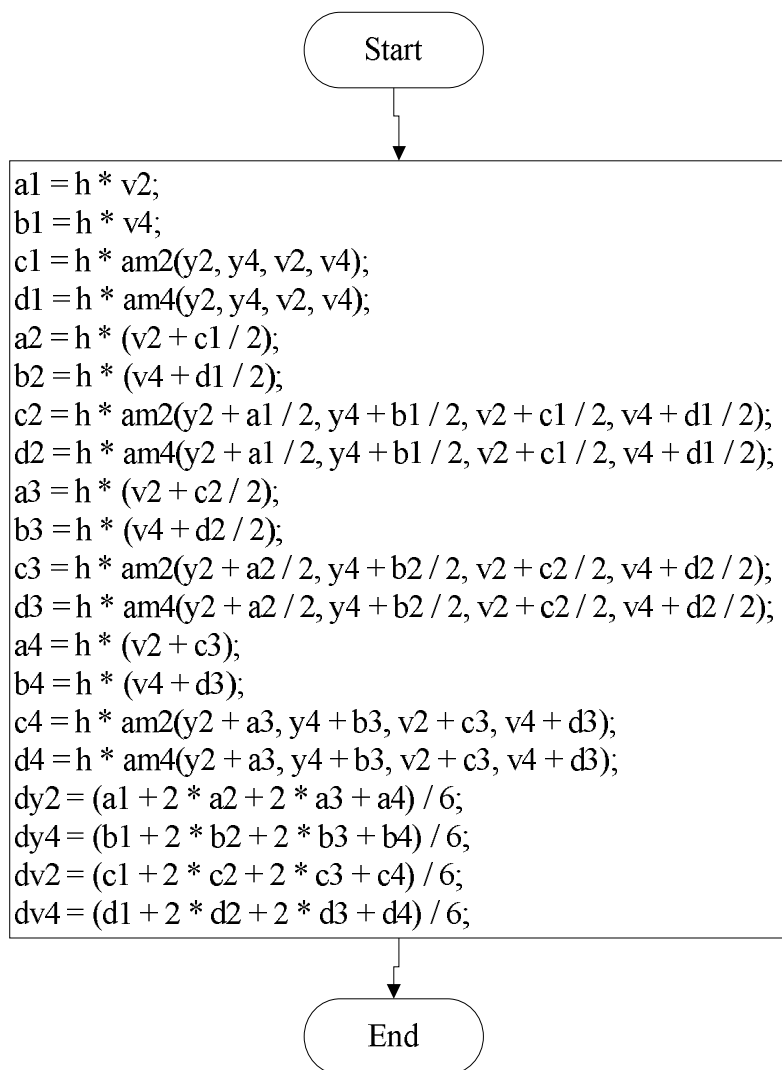
А.1 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у БЗП із ЗФП



Блок-схеми підпрограм методу Рунге-Кутта diff1(a) та diff2 (б)

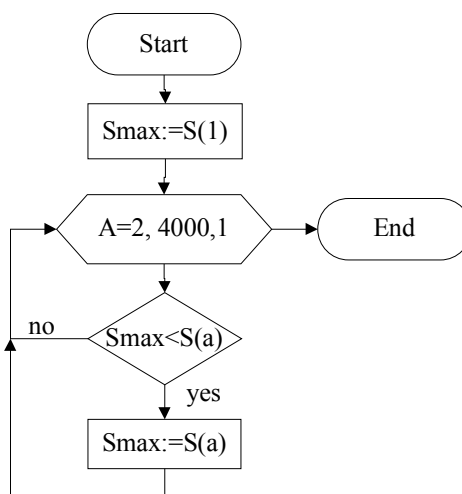


a)

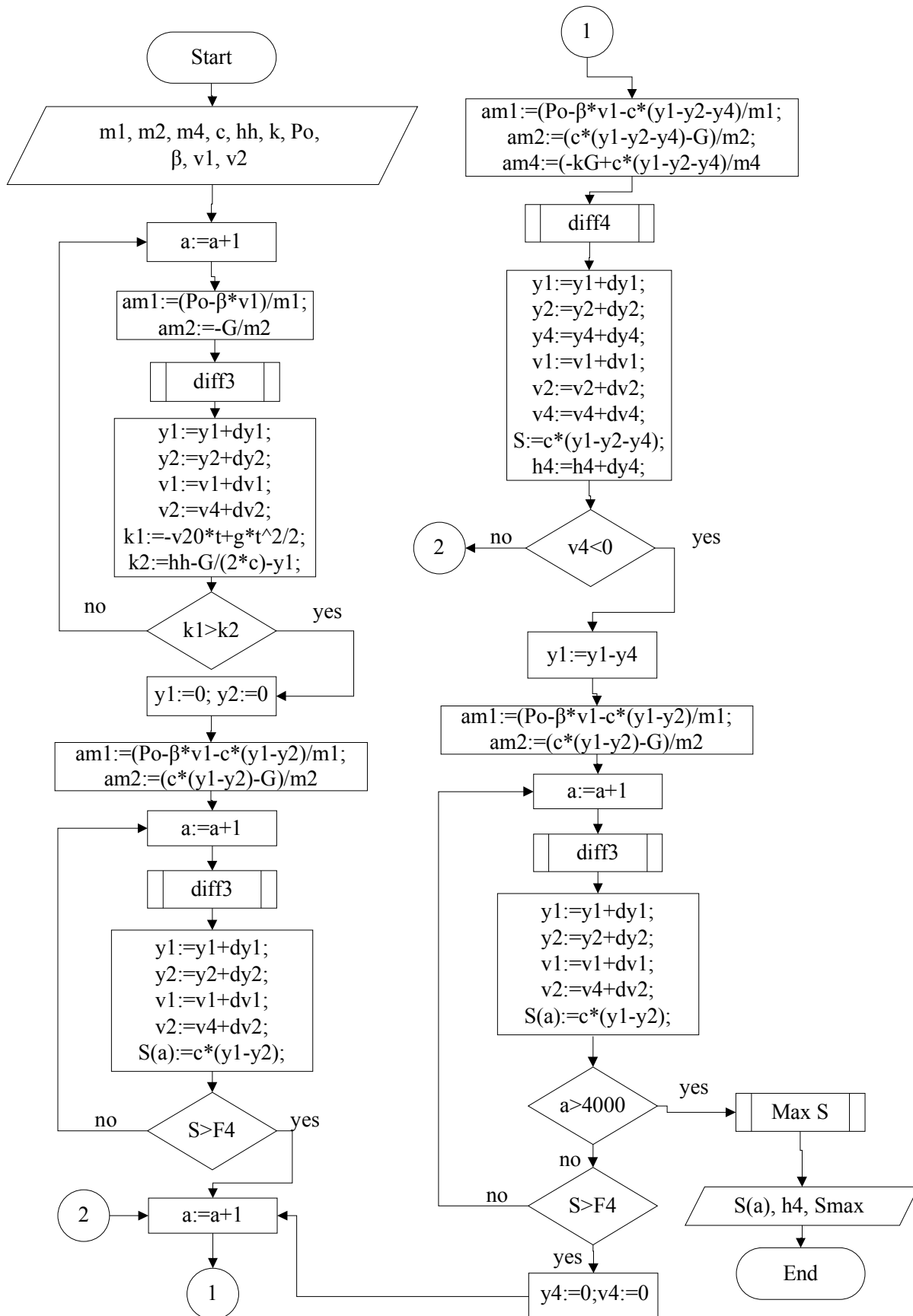


б)

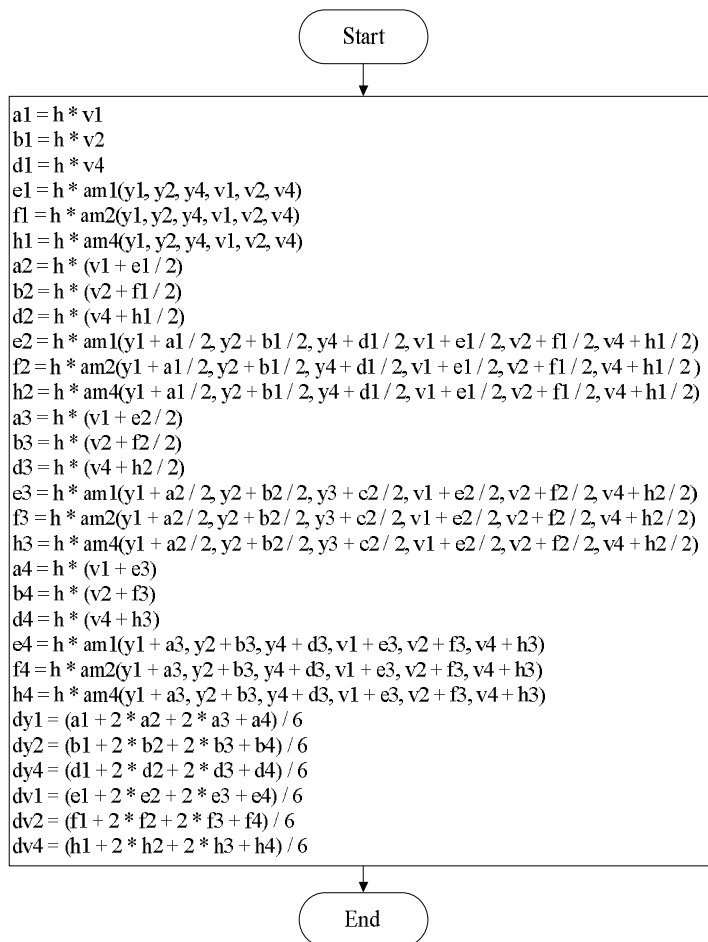
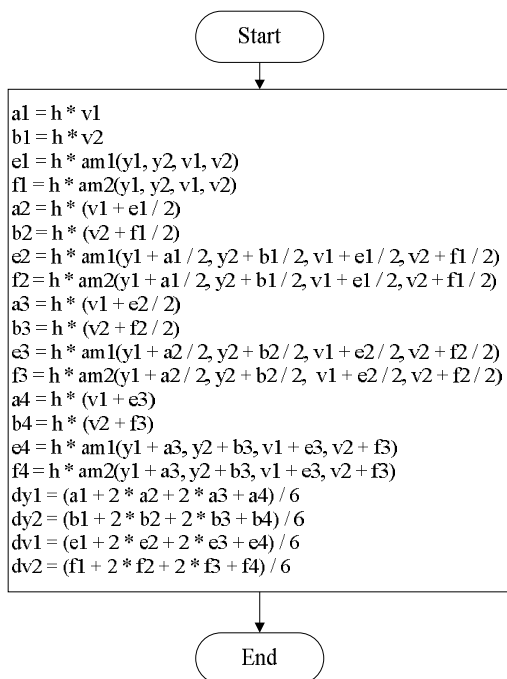
Блок-схема підпрограми Max S



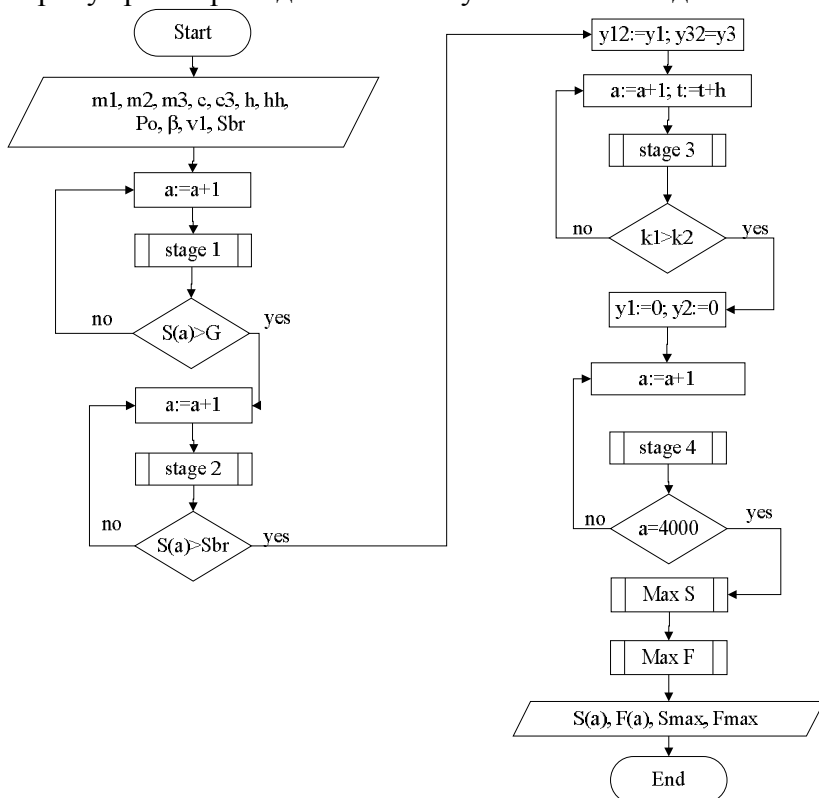
А.2 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при підйомі вантажу



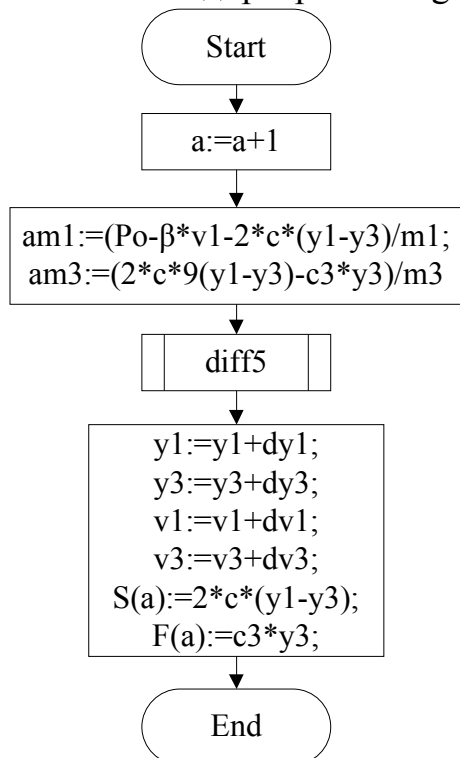
Блок-схеми підпрограм методу Рунге-Кутта diff3



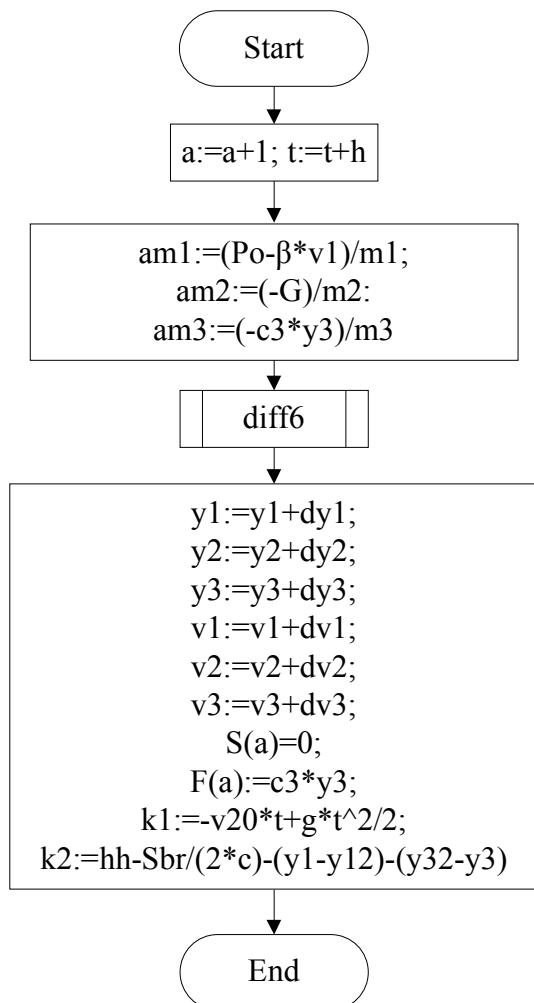
А.3 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при підйомі вантажу с основи «з підхопленням»



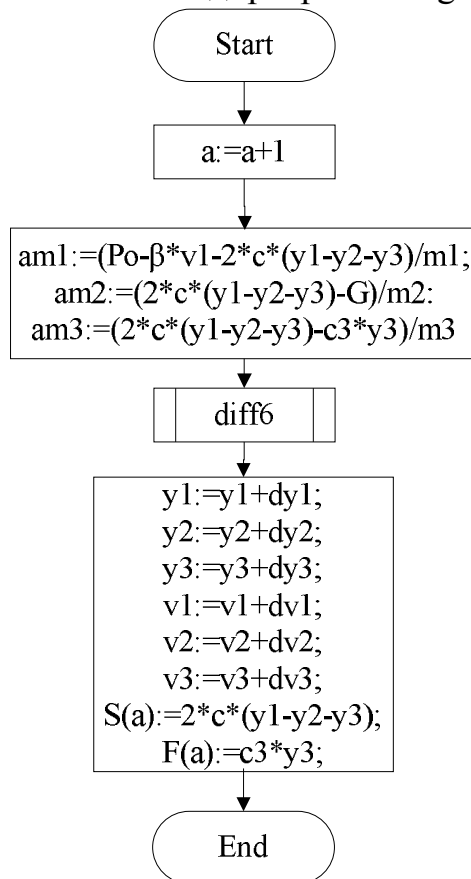
Блок-схема підпрограми Stage 1



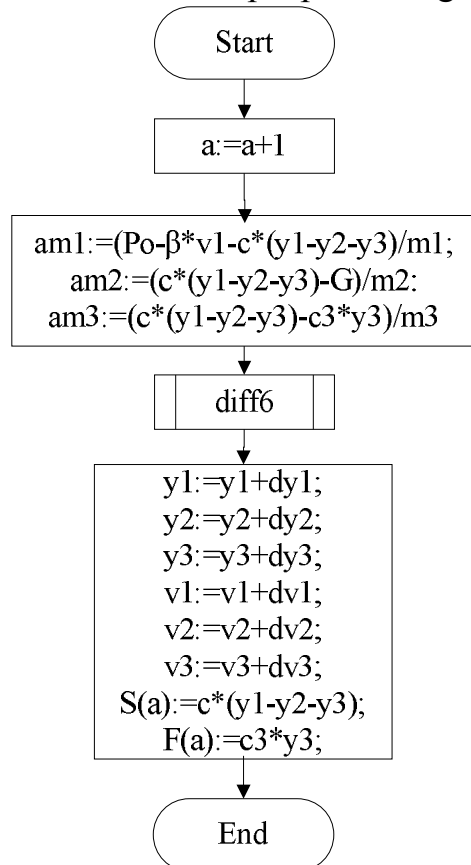
Блок-схема підпрограми Stage 3



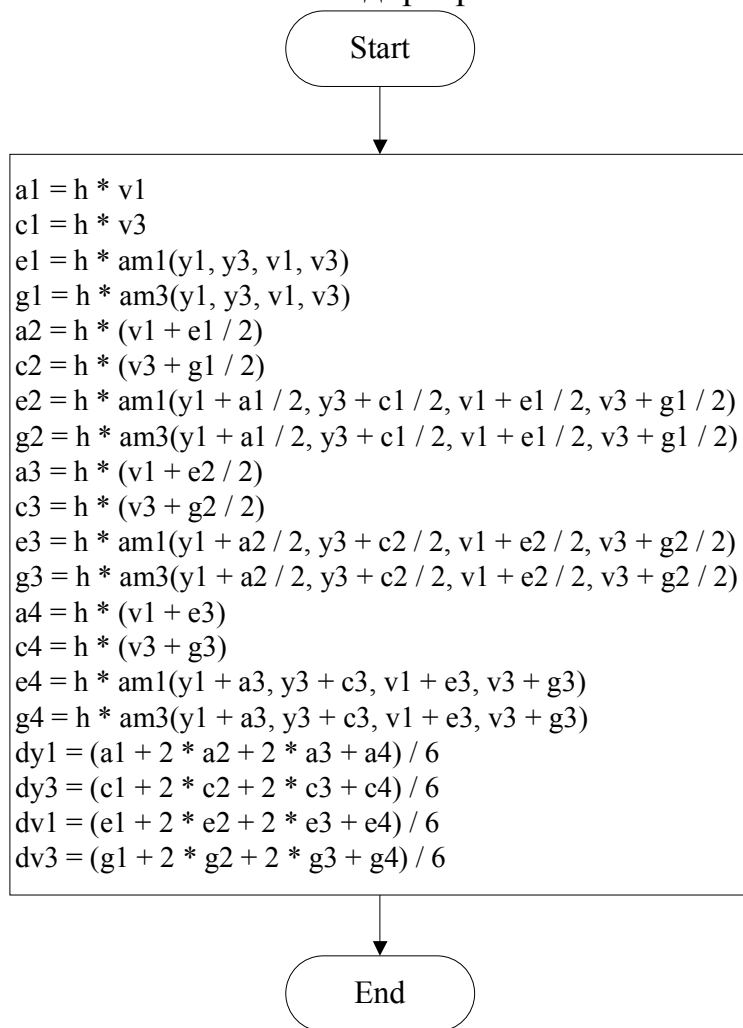
Блок-схема підпрограми Stage 2



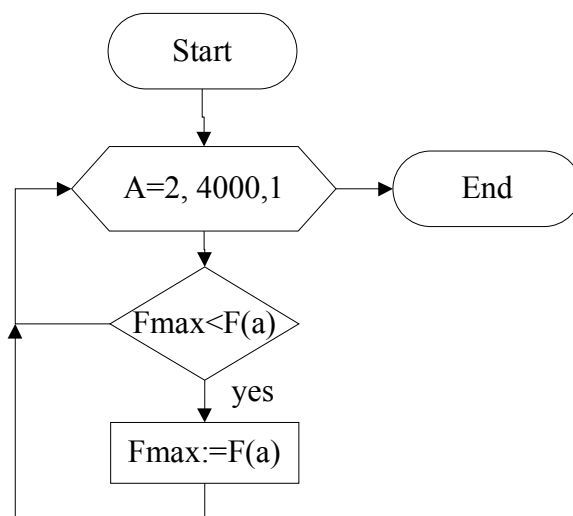
Блок-схема підпрограми Stage 4



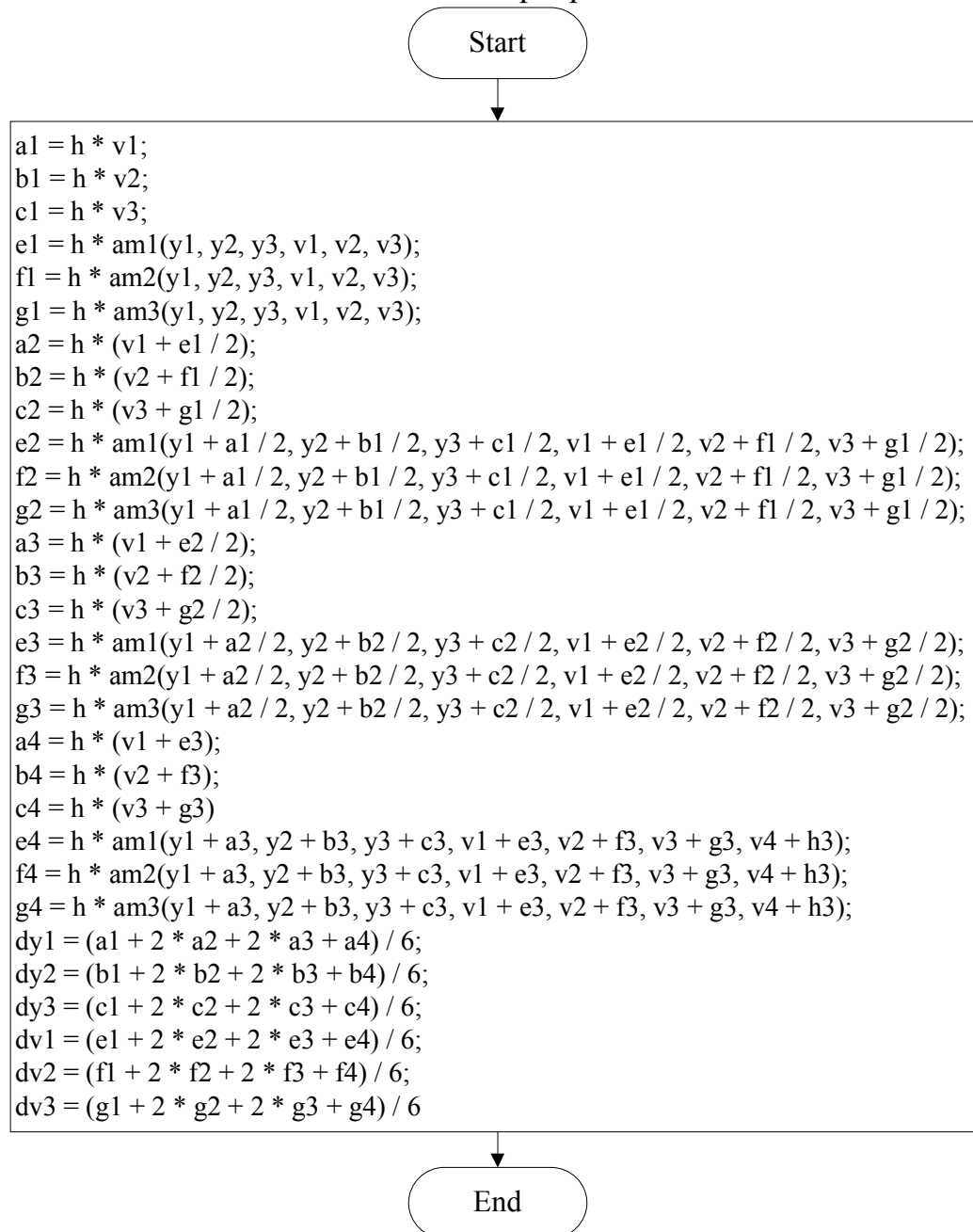
Блок-схема підпрограми diff5



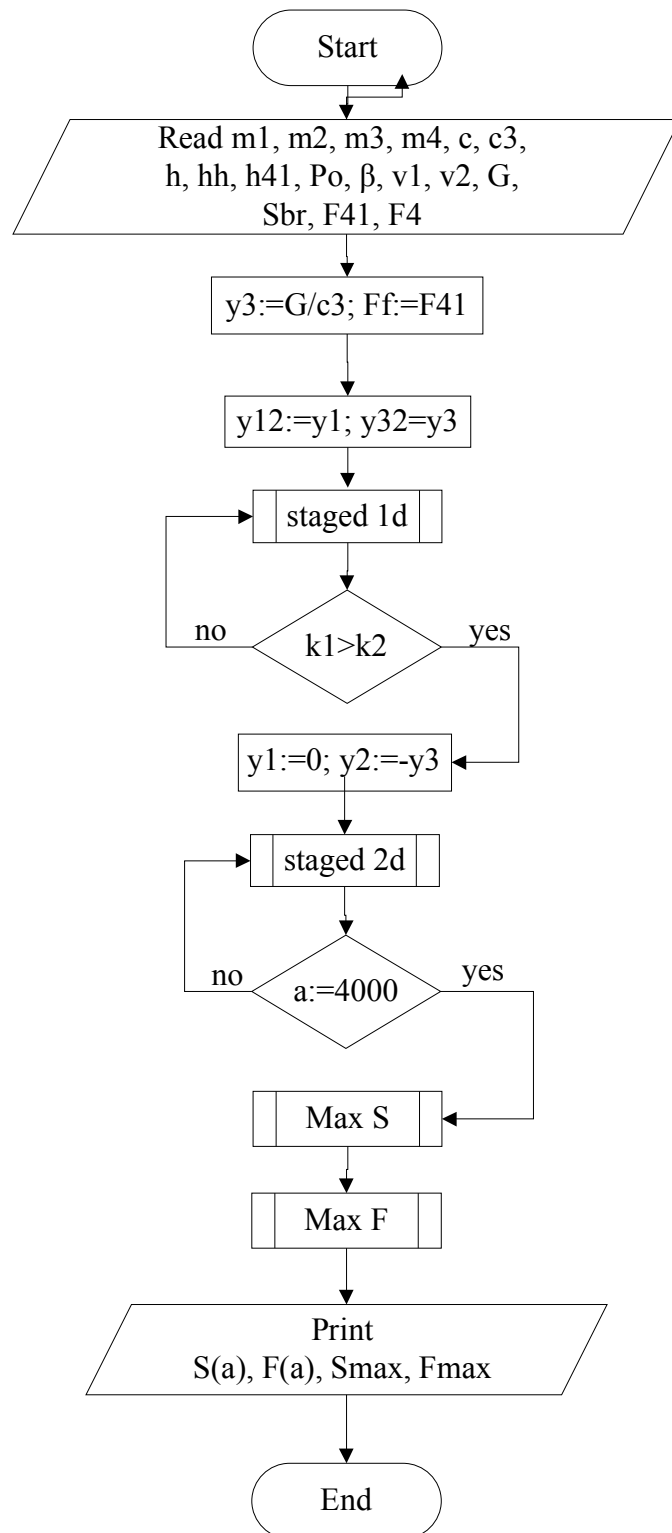
Блок-схема підпрограми Max F



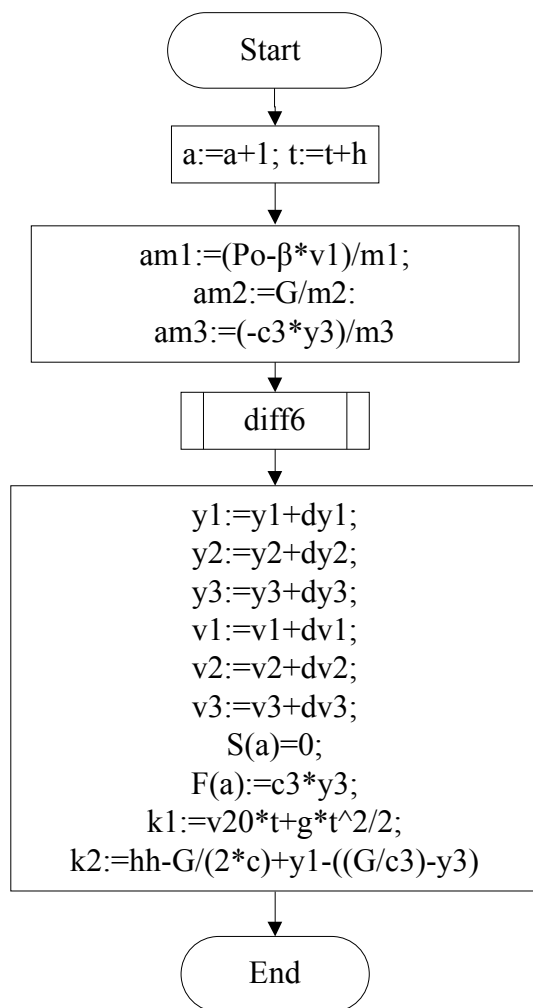
Блок-схема підпрограми diff6



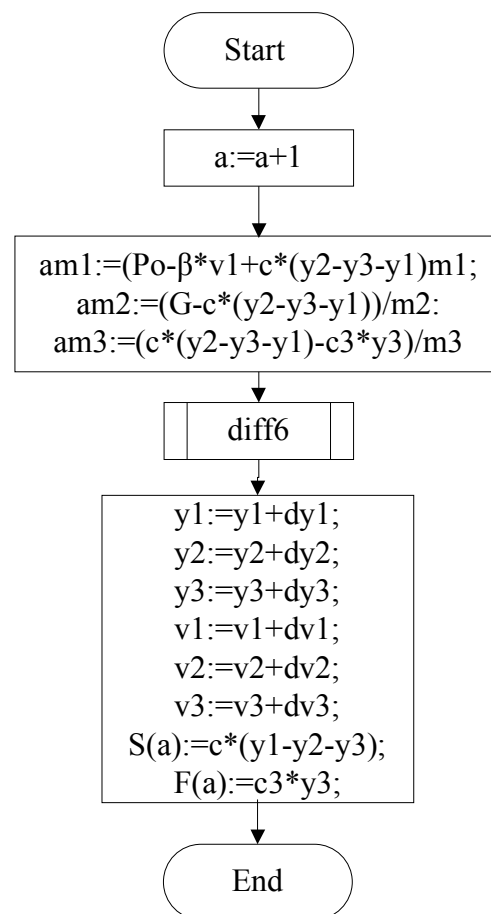
А.4 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при опусканні вантажу



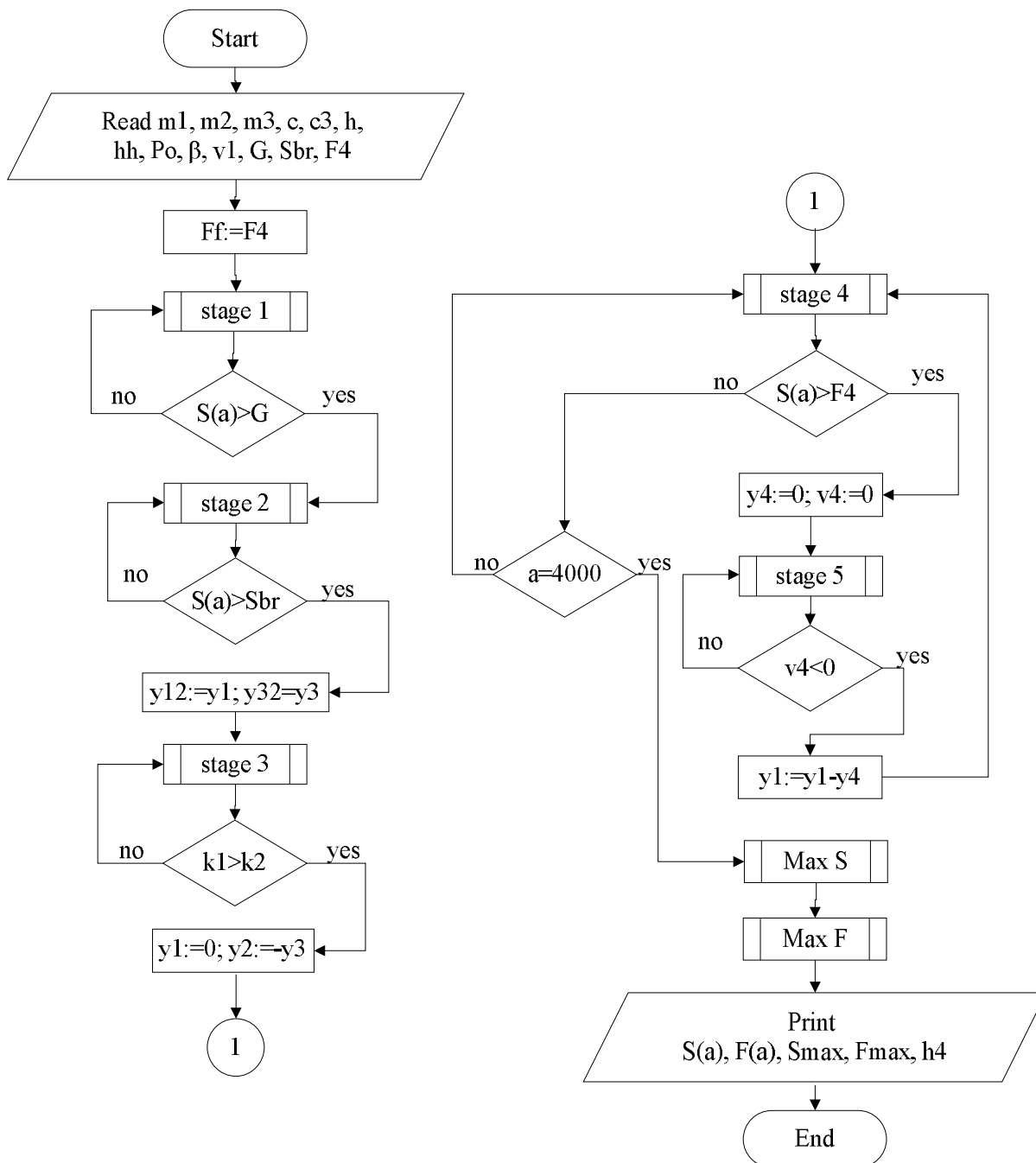
Блок-схема підпрограми Stage 1d



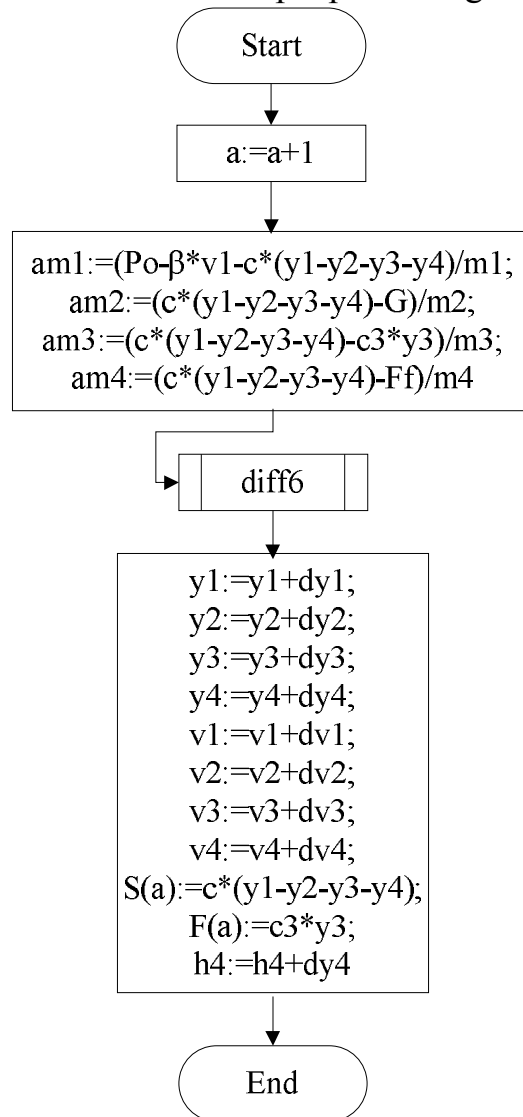
Блок-схема підпрограми Stage 2d



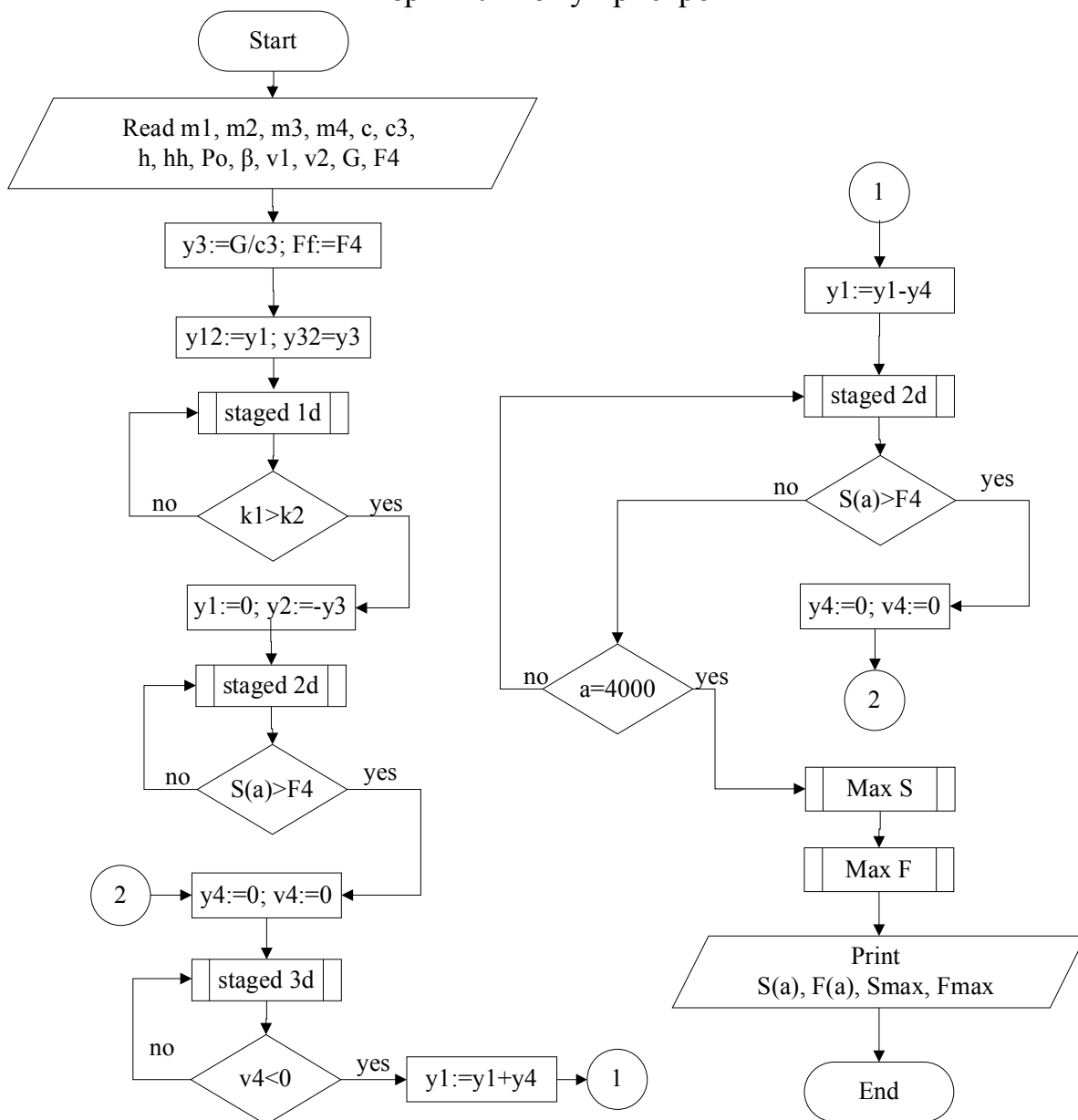
А.5 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при підйомі вантажу с основи «з підхопленням» з використанням фрикціона у зрівняльному пристрої



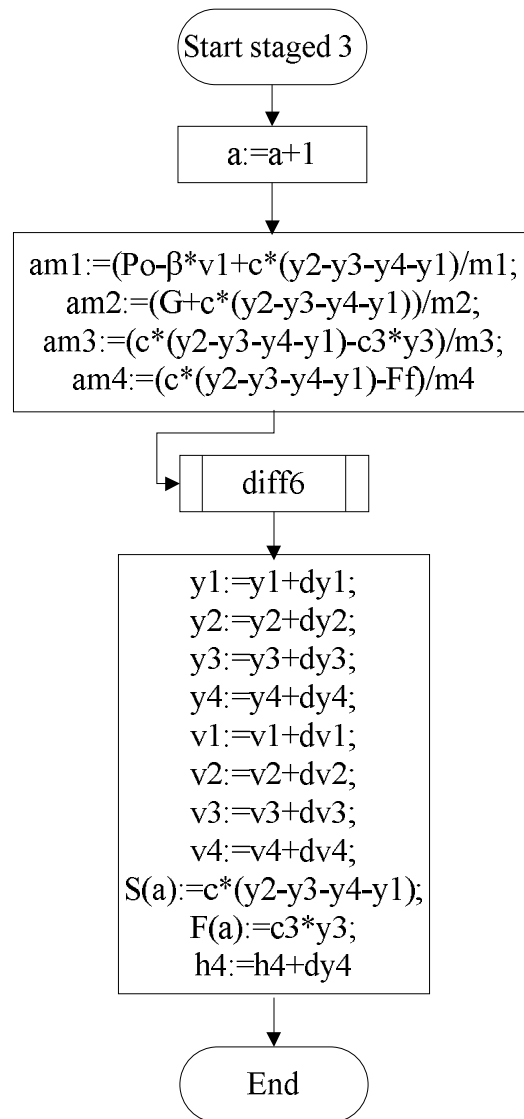
Блок-схема підпрограми Stage 5



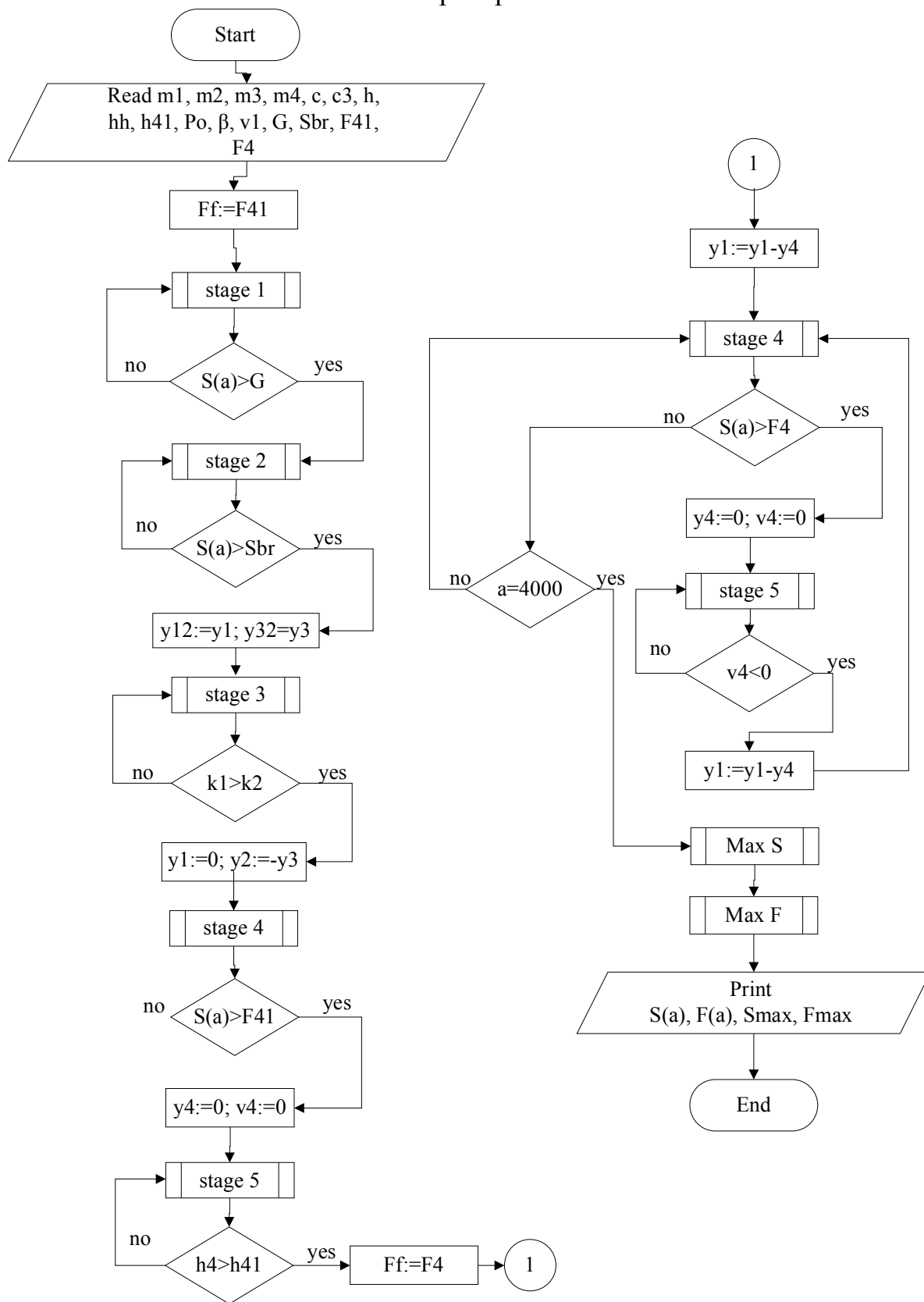
А.6 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при опусканні вантажу з використанням фрикціона у зрівняльному пристрої



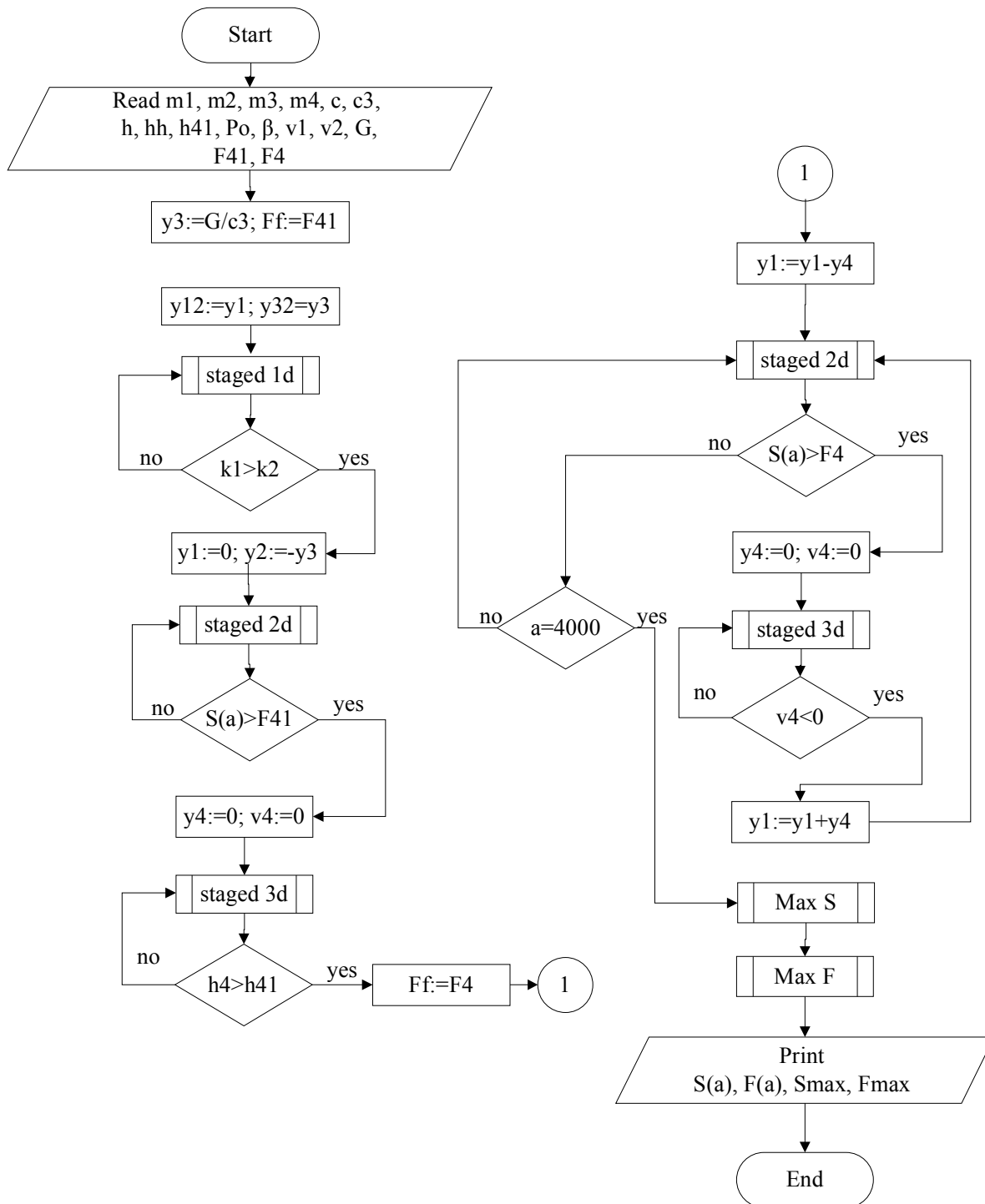
Блок-схема підпрограми Stage 3d



А.7 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при підйомі вантажу с основи «з підхопленням» з використанням фрикціона з двоступінчатим опором у зрівняльному пристрої



А.8 Блок-схема алгоритму програми розрахунку навантажень у СВПП після обриву троса при опусканні вантажу з використанням фрикціона з двоступінчатим опором у зрівняльному пристрої



ДОДАТОК Б**АКТИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ



Проректор з науково-педагогічної роботи
Національного університету «Одеська
морська академія»
д.т.н., професор

В. М. Захарченко

« 19 » 09 2019 р.

А К Т

про використання результатів дисертаційної роботи
Стукаленка Олександра Михайловича на тему «Підвищення
ефективності експлуатації суднових вантажопідйомних пристроїв» в
наукових дослідженнях, які виконуються в університеті

Ми, що нижче підписались, начальник науково-дослідної частини університету Савчук В. Д., завідувач кафедри суднових допоміжних установок і холодильної техніки Козьмініх М. А. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Стукаленка О. М. використовуються при виконанні науково-дослідної роботи «Удосконалення тактико-технічних і експлуатаційних характеристик суднових допоміжних і холодильних установок та пристроїв» у Національному університеті «Одеська морська академія», Одеса 2017-2020 р.р. (ДР № 0117U005138, науковий керівник к.т.н., доцент Козьмініх М. А., відповідальний виконавець Стукаленко О. М.), розділи: «Розробка методів визначення динамічних навантажень суднового вантажного пристрою при відмові гнучкого робочого органу», «Розробка технічних рішень з модернізації суднових вантажних пристроїв».

Начальник науково-дослідної
частини,

к.т.н., с.н.с., професор

В. Д. Савчук

Науковий керівник,
завідувач кафедри
суднових допоміжних установок
і холодильної техніки,
к.т.н., доцент

М. А. Козьмініх

ЗАТВЕРДЖУЮ



Перший проректор
Національного університету
«Одеська морська академія»
доц.н., професор

О.М.Шемякін

« 13 » 09 2019 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Стукаленка Олександра Михайловича
у навчальному процесі університету

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу університету Пархоменко М.М та завідувач кафедри суднових допоміжних установок і холодильної техніки доцент, к.т.н. Козьмініх М.А. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Стукаленка О.М. впроваджені у навчальному процесі кафедри суднових допоміжних установок і холодильної техніки в курсах лекційних занять по дисципліні «Суднові допоміжні установки і системи та їх експлуатація» (3-й курс судномеханічного факультету).

Начальник навчального відділу
Національного університету
«Одеська морська академія»

М.М.Пархоменко

Завідувач кафедри
суднових допоміжних установок
і холодильної техніки,
к.т.н., доцент

М.А.Козьмініх

Министерство обороны Украины
Одесский металлообрабатывающий
завод



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер

Ю.В.Полозов

5 мая 2005 г.

АКТ

экспериментальной проверки результатов диссертационной работы
ст.преподавателя Одесской национальной морской академии
Стукаленко Александра Михайловича

составлен комиссией в составе:

председатель — заместитель начальника по производству Давыдкин В.П.

члены комиссии — начальник технического отдела Картавенко М.И.,
ст.преподаватель ОНМА Стукаленко А.М.

Настоящий акт составлен в том, что проведены экспериментальные исследования на установке, моделирующей динамическое нагружение металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов с тремя типами уравнительных устройств:

I — без элементов, снижающих динамические нагрузки при удержании груза;

II — уравнительное фрикционное устройство с постоянным сопротивлением фрикциона;

III — уравнительное фрикционное устройство со ступенчатым сопротивлением фрикциона.

Результаты теоретического и экспериментального определения нагрузок на металлоконструкцию приведены в таблице.

Тип уравнительного устройства	Значения коэффициента динамичности нагружения металлоконструкции		Погрешность, %
	теоретическое	среднее экспериментальное	
I	2,91	2,85	2
II	2,28	2,44	7
III	1,71	1,73	1

Председатель комиссии

В.П.Давыдкин

Члены комиссии

М.И.Картавенко

А.М.Стукаленко

Министерство обороны Украины
Одесский металлообрабатывающий
завод



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер

Ю.В.Полозов

5 мая 2005 г.

АКТ

реализации результатов диссертационной работы
ст.преподавателя Одесской национальной морской академии

Стукаленко Александра Михайловича

составлен комиссией в составе:

председатель — заместитель начальника по производству Давыдкин В.П.

члены комиссии — начальник технического отдела Картавенко М.И.,
ст.преподаватель ОНМА Стукаленко А.М.

Настоящий акт составлен в том, что результаты научно-исследовательской работы Стукаленко А.М. используются при выполнении работ по созданию экспериментального образца безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством для крана КК-12,5, выпускавшегося механическим заводом № 216 Министерства обороны СССР, в настоящее время — Одесский металлообрабатывающий завод Министерства обороны Украины.

Председатель комиссии

В.П.Давыдкин

Члены комиссии

М.И.Картавенко

А.М.Стукаленко

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Голова правління

ЗАТ ВО

"Одеський консервний завод"

В.В. Шильберг

« 5 » листопада 2009 р.



ВІДЗИВ

про ефективність підйомника ПГ1.БКС, в котрому реалізовані винаходи Стукаленка Михайла Івановича, захищені патентами України 71238, 76052

У триповерховому складі готової продукції ЗАТ ВО "Одеський консервний завод" з 04.07.2005 р. по 09.09.2007 р. використовувався підйомник ПВ-3т вантажо-підйомністю 3 т, в якому виявлені недоліки, основні з яких:

- 1) складність і громіздкість системи безпеки призначеної для утримання кабіни при обриві каната;
- 2) складність перевірки дієздатності такої системи;
- 3) великі динамічні навантаження на елементи підйомника, при спрацьовуванні системи безпеки;
- 4) металоконструкція підйомника не розрахована на указані навантаження.

Розглядалися варіанти усунення указаних недоліків підйомника ПВ-3т. Однак було прийнято рішення про його заміну більш досконалим підйомником.

Починаючи з 30.10.2007 р. замість підйомника ПВ-3т використовується підйомник ПГ1.БКС створений під керівництвом Стукаленка М.І. у будівельній фірмі ТОВ "ВІКОЛ".

Основні переваги підйомника ПГ1.БКС у порівнянні з підйомником ПВ-3т:

- 1) простота конструкції, роботи та експлуатації безпечної системи, завдяки відсутності уловлювачів і механізму включення уловлювачів в роботу;
- 2) плавність утримання платформи при обриві каната, виході з ладу лебідки;
- 3) можливість переміщення утриманої платформи без заміни обірваного каната, непрацездатної лебідки;
- 4) зменшення на 40% металомісткості металоконструкції направляючих, завдяки зниженню навантажень при нормальній роботі, а особливо - динамічних навантажень в процесі утримання платформи при обриві каната та виході з ладу лебідки.

Узгоджено:

Головний інженер

Ключник М.Д.

Головний механік

Шарко В.С.

ДОДАТОК В

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, у яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Стукаленко А. М. Влияние длины полиспастного подвеса на динамику подъема мостового крана при нормальной работе и обрыве каната / А. М. Стукаленко // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 96-97.

2. Семенюк В. Ф. Нагрузки мостового крана, оснащенного безопасным сдвоенным полиспастом у уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1999. – Вып. 1. – С. 44-47;

особистий внесок: запропоновано визначити величину навантаження металоконструкції крана під час роботи зрівняльного фрикційного пристрою.

3. Стукаленко М. И. Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов / М. И. Стукаленко, А. М. Стукаленко, В. М. Стукаленко // Безопасность труда в промышленности: – 2005. – №11 – С. 24-28; *база:* Scopus;

особистий внесок: запропонована конструкція стенда, складені динамічні схеми та математичні моделі процесів утримання вантажу з різними типами зрівняльних пристроїв.

4. Стукаленко М. И. Математическая модель подъема груза мостовым краном с основания «с подхватом» при обрыве каната / М. И. Стукаленко, О. М. Стукаленко // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2010. – вип. 38. – С. 594-598;

особистий внесок: запропоновано оцінити вплив металоконструкції та початкової швидкості вантажу на час вибору слабину у поліспастовому підвісі після обриву каната.

5. **Стукаленко О. М.** Математична модель утримання стріли стрілового крана після обриву троса / **О. М. Стукаленко**, Д. І. Василюк // Судостроение и морская інфраструктура (Shipbuilding & marine infrastructure). – 2018. № 2(10). – С. 63-69;

особистий внесок: розроблена динамічна схема та математична модель утримання стріли після обриву топенанта здвоєного поліспасту з балансиром.

6. Стукаленко М. І. Запобігання аварії мостового крана при обриві каната здвоєного поліспаста з балансиром / М. І. Стукаленко, **О. М. Стукаленко**, Д. І. Василюк // Вісник Одес. держ. акад. будівн. та архітект. – Одеса, 2019. – Вип. 74. – С. 67-74;

особистий внесок: запропоновано оцінити вплив металоконструкції та початкової швидкості вантажу на час вибору слабину у поліспастовому підвісі після обриву каната під час опускання.

7. Патент 76052 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М., Ясиновський О. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 20041210475; заявл. 20.12.04; опубл. 15.06.06, Бюл. № 6;

особистий внесок: запропонована конструкція зрівняльного фрикційного пристрою із гальмовими планками і штоком.

8. Патент 84575 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 С 15/00, В 66 D 1/54. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200603718; заявл. 05.04.06; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21;

особистий внесок: запропонована конструкція уловлювача із постійним опором гальмування.

9. Патент 84630 Україна, МПК В 66 D 1/54, В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Зрівняльний фрикційний пристрій для безпечних канатних підйомних систем / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М., Стебленко А. А., Ясиновський О. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200701446; заявл. 12.02.07; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21;

особистий внесок: запропоновано використання клинових поверхонь гальмових елементів для зниження впливу переходу від тертя спокою до тертя ковзання.

10. Патент 90600 Україна, МПК В 66 D 3/00, В 66 С 15/00. Безпечний здвоєний поліспа́ст / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 200813853; заявл. 02.12.08; опубл. 11.05.10, Бюл. № 9;

особистий внесок: запропоновано використання гальмових дисків і клинових гальмових колодок для зниження впливу переходу від тертя спокою до тертя ковзання.

11. Патент 99477 Україна, МПК В 66 В 5/16, В 66 D 3/04, В 66 D 3/10, D 66 С 15/00. Уловлювач для вантажопідйомних механізмів / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Стукаленко В. М.; заявник і власник патенту Одес. держ. акад. будівн. та архітект. № 201004014; заявл. 06.04.10; опубл. 27.08.12, Бюл. № 19;

особистий внесок: запропоновано використання ступінчастого опору уловлювача з метою використання рішення у пристроях з піддатливою металоконструкцією.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

12. Создание безопасных сдвоенных полиспа́стов с уравнительными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**,

В. Ф. Семенюк и др. // Сб. статей и тезисов докл. научно-практической конференции "Грузоподъемные машины в общественном производстве. Состояние и перспективы развития": 24-25 мая 2001 г. / НТА «Подъемные сооружения». Одесса, 2001. – С. 97-100;

особистий внесок: запропонована математична модель процесу утримання вантажу з використанням ступінчастого опору фрикціона.

13. Стендовые исследования работы безопасного сдвоенного полиспаста с уравнильным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Сборник статей и тезисов докладов второй Всеукраинской научно-практической конференции производителей и потребителей подъемных сооружений, г. Одесса, 22-23 ноября 2001 г./ НТА «Подъемные сооружения» - Одесса. – С. 199-200;

особистий внесок: розроблений стенд для моделювання процесу утримання вантажу після обриву каната, запропоновані математичні моделі процесів утримання вантажу для різних опорів фрикціона.

14. . Моделирование процесса нагружения металлоконструкции кранов мостового типа при работе безопасных сдвоенных полиспастов / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. М. Стукаленко и др. // Сб. тр. н.-практ. конф. "Проблемы производства и безопасности эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России": – Одесса, 2004. – С. 203-209;

особистий внесок: розроблений стенд для моделювання процесу утримання вантажу після обриву каната, запропоновані математичні моделі процесів утримання вантажу для різних типів зрівняльних пристроїв.

15. Повышение надежности судового грузового устройства / **А. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції «Енергетика судна: експлуатація та ремонт», 05.04.2011 – 07.04.2011. – Одеса: ОНМА, 2011. – С. 112-113.

16. Анализ динамических нагрузок судового стрелового крана при отказе топенанта сдвоенного стрелового полиспаста / **А. М. Стукаленко**, А. А. Кылыннык // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2012. – С. 32-33;

особистий внесок: запропонована динамічна схема та математична модель для визначення навантажень у силовому ланцюзі судового стрілового крана після відмови топенанта.

17. Определение эффективности использования амортизационных элементов в сдвоенном стреловом полиспасте с балансиром при отказе топенанта / **А. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013 – 22.03.2013. Частина I. – Одеса: ОНМА, 2013. – С. 52-53.

18. Про можливість утримання вантажу після відмови шкентеля судового стрілового крану / **О. М. Стукаленко**, М. О. Маяков // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт", 26.03.2014-28.03.2014. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2014. – С. 38-40;

особистий внесок: запропонована динамічна схема та математична модель для визначення навантажень у силовому ланцюзі судового стрілового крана після відмови шкентеля.

19. Анализ уравнительных устройств сдвоенных полиспастов / **О. М. Стукаленко** // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 24.03.2015-25.03.2015. Частина II. – Одеса: ОНМА, 2015. – С. 38-40.

20. Дослідження здвоєного стрілового поліспаста з підпружиненим балансиром / **О. М. Стукаленко**, Л. М. Макаренко // Матеріали науково-технічної конференції "Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт", 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 83-88;

особистий внесок: запропонована динамічна схема та математична модель для визначення адекватності використання підпружиненого балансира у стріловому поліспасті.

Публікації які додатково відображають наукові результати дисертації

21 Семенюк В. Ф. Математическая модель безопасного сдвоенного полиспаста с уравнительным фрикционным устройством / В. Ф. Семенюк, М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко** // Тр. ученых Одес. политехн. ун-та. Одесса, 1998. – Вып. 1. – С. 89-92;

особистий внесок: запропоновано розглянути рух мас фрикціона як тертя з періодичними зупинками, що дає змогу ідентифікувати параметри фрикціона.

22. Стукаленко М. И. Влияние направления движения груза на процесс его удержания безопасным сдвоенным полиспастом с уравнительным фрикционным устройством / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, А. С. Хвищук // Стальные канаты. – 1999. – Вып. 1. – С. 159-164;

особистий внесок: запропоновано визначити вплив роботи привода механізму підйому на динамічні навантаження у силовому ланцюзі поліспастового підвісу.

23 Стукаленко М. И. Создание безопасных сдвоенных полиспастов с уравнительными фрикционными устройствами / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. Ф. Семенюк // Подъемные сооружения и специальная техника: – Одесса, 2001. – № 2. – С. 9-11;

особистий внесок: запропоновано використати ступінчастий опір фрикціона безпечного здвоєного поліспасту.

24. Стукаленко М. И. Повышение безопасности работы мостового крана / М. И. Стукаленко, **А. М. Стукаленко**, В. В. Борисик, Ю. В. Полозов // Стальные канаты. – 2001. – Вып. 2. – С. 218-225.

особистий внесок: запропоновано використання ступінчастого опору фрикціона зрівняльного пристрою з метою зниження зусиль у металоконструкції крана до необхідних величин.

25. Патент 33449 Україна, МПК В 66 D 3/04, В 66 D 15/02. Безпечний здвоєний поліспаст / Стукаленко М. І., **Стукаленко О. М.**, Семенюк В. Ф., Хвищук О. С.; заявник і власник патенту Одес. держ. політехн. ун-т. № 99021042; заявл. 23.02.99; опубл. 15.01.01, Бюл. № 1;

особистий внесок: запропонована конструкція зрівняльного фрикційного пристрою із двоступінчастим опором фрикціона.

ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні положення роботи і її окремих розділів доповідалися й одержали схвалення на:

- Українській науково-практичній конференції «Грузоподъемные машины в общественном производстве. Состояние и перспективы развития» (м. Одеса, 2001 р.);
- Другій Всеукраїнській науково-практичній конференції виробників і споживачів піднімальних споруджень (м. Одеса, 2001 р.);
- Міжнародній науково-практичній конференції «Проблемы производства и безопасности эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России» (м. Одеса, 2003 р.);
- науково-технічних конференціях «Енергетика судна: Експлуатація та ремонт» (м. Одеса, 2011, 2014 роки);
- науково-технічних конференціях «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» (м. Одеса, 2012, 2013 роки);
- науково-технічних конференціях «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт» (м. Одеса, 2015, 2019 роки).