

Академія технічних наук України

**РЕСУРСОЕФЕКТИВНЕ УСТАТКОВАННЯ
ЛІСОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

МОНОГРАФІЯ

Видавець Кушнір Г.М.
Івано-Франківськ – 2025

УДК 630.272:621.873.2:629.5.021.76

DOI 10.63048/978-617-7926-77-0

Р 43

*Рекомендовано до друку Вченою Радою наукової установи
Академія технічних наук України (протокол № 11 від 20.06.2025 року)
та Вченою радою Національного лісотехнічного університету України
(протокол № 6 від 26.06.2025 року)*

Рецензенти:

завідувач кафедри конструювання машин і обладнання
Національного університету біоресурсів і природокористування України,
доктор технічних наук, професор **В.С. Ловейкін**;
начальник Західного міжрегіонального управління лісового та мисливського
господарства, академік Лісівничої академії наук України,
доктор економічних наук, професор **А.М. Дейнека**;
професор кафедри технологічних машин і технічного сервісу
Національного лісотехнічного університету України,
доктор технічних наук, професор **М.І. Пилипчук**.

**Р 43 Бакай Б.Я., Рудько І.М., Удовицький О.М. Ресурсоефективне
устаткування лісопромислового виробництва. Монографія. – Академія
технічних наук України, Національний лісотехнічний університет
України. – Івано-Франківськ : Видавець Кушнір Г.М. – 2025. – 136 с.
ISBN 978-617-7926-77-0**

У монографії досліджено питання ресурсоощадного використання устаткування в лісопромисловому виробництві, зокрема гідравлічних маніпуляторів та підвісних канатних доріг. Проведено детальний аналіз конструкційних та експлуатаційних особливостей гідравлічних маніпуляторів, зокрема досліджено тривалість переміщення круглих лісоматеріалів. Розглянуто функціональне призначення, будову, умови експлуатації, міцність, довговічність та динаміку тримальних канатів підвісних доріг, обґрунтовано екологічну та енергоощадну доцільність їхнього застосування. Обґрунтовано основні параметри приводів лісотранспортних канатних установок, запропоновано їх удосконалену конструкцію для підвищення продуктивності, надійності й екологічної безпеки заготівлі деревини у складних природно-виробничих умовах.

УДК 630.272:621.873.2:629.5.021.76

DOI 10.63048/978-617-7926-77-0

ISBN 978-617-7926-77-0

© Бакай Б. Я., 2025

© Рудько І. М., 2025

© Удовицький О. М. 2025

© Академія технічних наук України, 2025

© Національний лісотехнічний університет України, 2025

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	5
Розділ 1 Особливості конструкції та ефективної експлуатації гідравлічних маніпуляторів.....	8
1.1 Актуальність та тенденції розвитку підйимально- транспортних засобів у контексті ресурсоефективності лісопромислового виробництва (на прикладі гідравлічних маніпуляторів).....	8
1.2 Особливості будови та використання гідравлічних маніпуляторів.....	14
1.3 Ефективна експлуатація гідравлічних маніпуляторів	26
1.4 Дослідження тривалості переміщення круглих лісоматеріалів гідравлічними маніпуляторами.....	42
Розділ 2 Особливості експлуатування тримальних канатів та аналіз ефективності застосування підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів.....	54
2.1 Функціональне призначення підвісних канатних доріг для транспортування лісоматеріалів в системі енергоощадних та екологічнобезпечних лісозаготівельних технологій.....	54
2.2 Основні конструкційні схеми підвісних канатних доріг для транспортування лісоматеріалів.....	63
2.3 Конструкційні особливості та умови експлуатування канатів, якими оснащують підвісні дороги для транспортування лісоматеріалів.....	73
2.4 Огляд у галузі розрахунку тримальних канатів підвісних доріг лісопромислового призначення.....	79
2.5 Аналіз результатів досліджень міцності, довговічності та динаміки тримальних канатів підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів.....	82
2.6 Проблематика експлуатування тримальних канатів підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів та перспективи подальших досліджень їхньої роботи.....	90

Розділ 3 Обґрунтування параметрів приводів лісотransпортних канатних установок.....	93
3.1 Канатні установки як засіб для екологоощадної лісозаготівлі.....	93
3.2 Стан досліджень роботи канатних установок.....	96
3.3 Обґрунтування основних параметрів приводів канатних установок.....	114
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	129

ПЕРЕДМОВА

Лісопромислове виробництво як одна з базових складових національної економіки України потребує постійного технічного оновлення та модернізації з урахуванням вимог ресурсозбереження, енергетичної ефективності й екологічної безпеки. В умовах глобальних викликів, спричинених зростанням цін на енергоресурси, посиленням вимог до охорони довкілля та необхідністю інтенсифікації лісокористування на обмежених природних територіях, особливого значення набуває впровадження ресурсоефективних технологічних і технічних рішень на усіх етапах заготівельного, транспортного й обробного процесів. У цьому контексті актуальними є прикладні науково-технічні дослідження, спрямовані на підвищення ефективності експлуатування вантажопідіймального й транспортного устаткування, яке забезпечує механізацію основних виробничих операцій.

Натепер перед галузевим машинобудуванням в секторі лісовиробничого комплексу постають завдання щодо модернізації використовуваних машин і устаткування з метою підвищення їх вантажопідіймальності, мобільності та надійності з одночасною мінімізацією енерговитрат, металомісткості та негативного впливу на навколишнє середовище. У зв'язку з цим на виробництві значну увагу приділяють удосконаленню конструкцій гідравлічних маніпуляторів як ключового елемента для навантаження, переміщення та сортування лісоматеріалів у ланцюзі заготівельної логістики. Водночас їх технічне удосконалювання супроводжується потребою ґрунтовного аналізу конструкційних схем, кінематичних властивостей, параметрів привода та експлуатаційної ефективності у реальних виробничих умовах.

Окремим напрямом, який має вагоме практичне значення для лісозаготівельних підприємств, що працюють у складних експлуатаційних умовах, зокрема у гірських районах, є транспортування лісоматеріалів та порубкових решток із застосуванням підвісних канатних доріг. Такий спосіб первинного

транспортування (трелювання) лісоматеріалів, незважаючи на розрізнені етапи свого історичного розвитку, досі залишається перспективним й ефективним за низкою показників, зокрема низьким рівнем впливу на ґрунтовий покрив, відсутністю інтенсивного проведення капітального будівництва лісових автодоріг, відносно невеликими енергетичними затратами на виконання вантажної роботи. Тому у монографії проведено аналіз конструкційних особливостей і технологічних аспектів використання тримальних канатів, що є головними елементами в ланцюгу забезпечення надійної роботи підвісних систем, а також систематизовано досвід технічної експлуатації канатних доріг лісопромислового призначення у різних умовах виробництва з урахуванням факторів зношування і пошкоджуваності елементів тримальних конструкцій, зокрема унаслідок впливу динамічних навантажень.

Важливим логічним продовженням цього дослідження є обґрунтування параметрів приводів підвісних канатних установок. Враховуючи те, що привід містить багато механічних елементів та є джерелом енергії для всієї транспортувальної системи, його конструкційне вдосконалення, енергетична раціоналізація та адаптація до змінних експлуатаційних навантажень безпосередньо визначають технологічність, економічність та надійність функціонування підвісної установки. У монографії також узагальнено підходи до проєктування та обґрунтування вибору приводів канатних установок з урахуванням динамічних режимів роботи, типів вантажопотоків та специфіки взаємодії окремих елементів комплексу лісозаготівельних машин.

Загалом опрацьовані у монографії проблемні питання мають міждисциплінарний характер і охоплюють як лісозаготівельну проблематику, так і тематику раціонального інженерного проєктування, окремі аспекти прикладної механіки, теорії машин і механізмів, системотехніки та енергетичного менеджменту. В цілому, розглянуті в монографії питання формують цілісне наукове підґрунтя для подальшого розроблення нових технічних рішень, що відповідають принципам сталого розвитку лісопромислового

виробництва, дозволяють підвищити ефективність використання спеціальних машин у складних природно-виробничих умовах і сприяють зниженню експлуатаційних витрат лісозаготівельних і лісогосподарських підприємств. Результати проведених досліджень мають безпосереднє практичне застосування у виробничій діяльності підприємств лісового сектору, що спеціалізуються на заготівлі лісоматеріалів, транспортуванні та переробленні деревної сировини, а також можуть слугувати методичною основою для підготовки здобувачів вищої освіти інженерних спеціальностей лісового, машинобудівного та транспортного профілю.

Представлена монографія є результатом комплексної роботи, у якій узагальнено науково-технічний і практичний досвід розроблення та експлуатації ресурсоефективного устаткування для лісопромислового виробництва та інших суміжних галузей господарства та промисловості. Вона орієнтована на інженерів-практиків, проєктантів, науковців і студентів, які займаються питаннями ресурсоефективності спеціальних машин і устаткування лісопромислового виробництва, організування раціональних лісозаготівельних технологічно-транспортних процесів у поєднанні з принципами економічної доцільності та екологічної відповідальності.

Розділ 1

Особливості конструкції та ефективної експлуатації гідравлічних маніпуляторів

1.1 АКТУАЛЬНІСТЬ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У КОНТЕКСТІ РЕСУРСОЕФЕКТИВНОСТІ ЛІСОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА (НА ПРИКЛАДІ ГІДРАВЛІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ)

Науково-технічний прогрес визначає важливу роль вантажопідіймальному й транспортному машинобудуванню, перед яким поставлено завдання широкого впровадження у всіх галузях народного господарства засобів для комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів, ліквідації ручних вантажно-розвантажувальних робіт та виключення важкої ручної праці при виконанні основних технологічних та допоміжних робіт й операцій [1, 2].

У лісовому господарстві, як і в інших секторах економіки, залишається актуальним та має критичне значення збільшення виробництва прогресивних засобів механізації підіймально-транспортних, навантажувально-розвантажувальних та складських робіт. Сучасні потокові технологічні та автоматизовані лінії, міжцеховий та внутрішньоцеховий транспорт вимагають застосування різноманітних типів підіймально-транспортних машин та механізмів, що забезпечують безперервність та ритмічність виробничих процесів. Тому підіймально-транспортне устаткування нині перетворилося на один із основних вирішальних факторів, що визначають ефективність виробництва. Таким чином, насиченість виробництва засобами механізації трудомістких та важких робіт, рівень механізації технологічного процесу визначають ступінь досконалості технологічного процесу на об'єктах лісового господарства та промислової інженерії.

Правильний вибір підйимально-транспортного устаткування впливає на інтенсивність, високу продуктивність та безпечність виробництва [3, 4]. Не можна забезпечити його стійкий ритм виробництва на сучасному рівні інтенсифікації без узгодженої та безвідмовної роботи сучасних засобів механізації внутрішньоцехового та міжцехового транспортування сировини, напівфабрикатів та готової продукції на всіх стадіях виробництва та складування.

Сучасне високопродуктивне вантажопідймальне устаткування, яке працює з великими швидкостями і має велику вантажопідймальність, є результатом поступового розвитку цього устаткування протягом тривалого часу. Ще в давнину, давньокитайська культура виробництва передбачала застосування найпростіших вантажопідймальних пристроїв – важелів і поліспастів, що використовуються для підймання води з колодязів і при зведенні споруд. Аналогічні пристрої для підняття та переміщення великих вантажів були відомі і народам у Західній Азії та Північній Африці. Першими засобами, що полегшують ручну працю, були важелі, похилі площини і котки. Проведення великих будівельних робіт за таких засобів механізації вимагало залучення величезної кількості людей. Будівельні роботи, пов'язані з підняттям та переміщенням великих та важких предметів з використанням вантажопідймальних механізмів, проводилися, наприклад, при спорудженні єгипетських пірамід. На цьому етапі розвитку людства розпочали широко використовуватись важільні підймачі – прототипи сучасних стрілових кранів.

Розвиток торгівлі, мореплавання, гірничо-металургійної промисловості в епоху середньовіччя, посприяли початку стрімкого розвитку вантажопідймальних машин і розширенню сфери їх застосування. Саме у ці часи з'явилися перші прототипи сучасних кранів, що передбачали використання ручного приводу та свійських тварин. Перший у світі кран із паровим приводом був винайдений у 1830 році у Великій Британії, а у 1850-х роках там же почали застосовуватися крани з гідравлічним двигуном. Ці винаходи стали

революцією у вантажопідіймальній техніці, оскільки парова машина замінила фізичну силу людей чи тварин, значно збільшивши продуктивність.

Однією із перших компаній чий крани почали використовувати у лісовому господарстві крани була компанія Coles Cranes Ltd, яка була заснована у Лондоні в 1879 році Генрі Джеймсом Коулзом (1847-1905). Потім компанія переходила з рук в руки та кілька разів змінювала місце за свою 100-річну історію. Пізніше Coles Cranes Limited придбала кілька фірм, таких як R H Neal & Co з Грантама, Лінкольншир і F Taylor & Sons з Солфорда в Манчестері. Однак у 1984 році компанія Coles була захоплена компанією Grove of America, але потім була закрита в 1999 році, після того як Grove перейняла роботу кранів компанії Krupp з Німеччини.

На початкових етапах створення вантажопідіймального устаткування, крани які почали використовуватись на лісових складах мали досить віддалене відношення до сучасних гідравлічних маніпуляторів, зокрема характеризувалися низькою продуктивністю та були достатньо небезпечними під час експлуатації.

Тому протягом XX століття для підіймання вантажів у лісовому господарстві широко використовувалися складні системи поліспастів, які на той час істотно переважали інші технічні засоби за своїми експлуатаційними можливостями.

Наприкінці 1940-х років, після закінчення загальносвітової економічної кризи на ринок спеціального устаткування для відвантаження круглих лісоматеріалів стрімко виходить компанія Hiab. Ця назва сьогодні добре відомого бренду походить від широко використовуваного скорочення Hydrauliska Industri AB, компанії, заснованої у шведському місті Гудіксвалль, у 1944 році Еріком Сундіном (Eric Sundin). Ще задовго до цього, Ерік Сундін завжди цікавився механікою та технологіями, мав досвід організації виробництва. У 1944 році Ерік Сундін заснував HIAВ.

У 1947 році вони випустили перший у світі мобільний гідравлічний кран, знайшовши спосіб використовувати двигун вантажівки для приводу кранів-маніпуляторів за допомогою

гідравліки (рис. 1.1). Саме цей гідравлічний кран, можна вважати прототипом сучасних гідравлічних маніпуляторів. Це інноваційне відкриття швидко набуло популярності, і вже у 1954 році перший автокран НІАВ з'явився в Канаді, де він став найпопулярнішим серед шарнірних кранів. Висока якість конструкції та надійність роботи від тоді зробили автокрани НІАВ еталоном у сфері вантажопідіймального устаткування. Їхня здатність працювати більше, витримувати значні навантаження та служити довше забезпечила компанії провідні позиції на ринку.



Рисунок 1.1 – Atlas Polar представила у Канаді перший автомобільний кран НІАВ

Удосконалення конструкції гідравлічного автокрану та його виготовлення у НІАВ проходили достатньо швидкою і для покращення роботи гідравлічної системи потрібні були нові та кращі гідравлічні насоси. Прогнозуючи майбутнє та новаторське мислення Ерік Сундін брав участь у розробці першого гідравлічного поршневого насоса Sunfab у 1954 році.

1950-ті роки відзначають початок індустріалізації лісового господарства та перехід від ручної важкої праці до механізованої роботи, яку можна виконувати цілий рік. Фінляндія та Швеція – це дві країни, які мають високий показник лісистості, а лісове господарство є традиційно головним видом економічної діяльності та має давні традиції. Протягом цього десятиліття розпочався стрімкий

розвиток двох брендів LOGLIFT і JONSERED, які на даний час є провідними виробниками устаткування для лісового господарства та інших суміжних виробництв.

У середині 1960-х років LOGLIFT (на той час під назвою Fiskars) у Фінляндії випустив на ринок свій перший лісогосподарський кран, а JONSERED зробив те саме у Швеції у 1961 році. Примітно, що вже в 1963 році JONSERED запатентувала модель крана, яку можна було скласти за кабіною вантажного автомобіля. У 1978 році НІАВ придбала виробника лісових кранів JONSERED, а в 1988 році – Fiskars, які згодом стали брендом LOGLIFT. Значна частина продукції компанії НІАВ до сьогоднішнього дня виготовляється під брендами LOGLIFT та JONSERED, і залишається провідним світовим постачальником транспортного устаткування для оброблення вантажів.

Виробництво вітчизняних підіймально-транспортних машин розпочато у 1990 році на ПАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування», ТОВ «Велмаш-Україна», ПАТ «Дрогобицький завод автомобільних кранів», а згодом на ТОВ «Д ЛАЙТ», компанії «Кранбуд Київського заводу кранів», ПП «Ківерцілісмаш», ПРАТ «Кранобудівна фірма «Стріла», ТОВ «Завод Кранкомплект», ТОВ «Нікопольський кранобудівний завод». Необхідно зазначити, що вказані підприємства не могли задовольнити потреби підприємств лісового господарства та суміжних видів діяльності з багатьох причин, тому, більшість машин ввозилася з-за кордону.

Гідравлічні маніпулятори відіграють важливу роль у сучасних технологічних процесах, оскільки вони забезпечують ефективне керування вантажами у різних галузях промисловості [4, 5]. Їх виготовлення є актуальним з огляду на зростаючу потребу в автоматизації та оптимізації робочих циклів. У порівнянні з механічними або електромеханічними аналогами гідравлічні системи пропонують значні переваги, зокрема велику вантажопідймальність, плавність руху та точність позиціонування.

Зростання обсягів промислового виробництва та будівництва призводить до збільшення вимог до техніки, здатної виконувати

складні операції швидко і з мінімальними енергетичними затратами. Гідравлічні маніпулятори забезпечують підвищення продуктивності та зниження операційних витрат. Крім того, їх конструкція дозволяє адаптуватися до різних умов експлуатації, що є критично важливим фактором у лісовій, металургійній, транспортній та інших галузях.

Сучасні дослідження спрямовані на вдосконалення гідравлічних маніпуляторів шляхом застосування нових матеріалів, що зменшують масу конструкції, а також інтеграції цифрових систем керування для підвищення точності операцій. Використання сенсорів і алгоритмів адаптивного управління дозволяє автоматично коригувати параметри роботи, що сприяє зниженню зношуваності механізмів і продовженню їх експлуатаційного ресурсу.

Актуальність виробництва гідравлічних маніпуляторів також визначається їхньою екологічною ефективністю. Застосування сучасних гідравлічних рідин і вдосконалених систем контролю витрат робочого середовища дозволяє мінімізувати негативний вплив на довкілля. Крім того, розвиток технологій відновлюваної енергії та електрогідравлічних систем створює передумови для появи нових поколінь маніпуляторів, які зменшують залежність від традиційних джерел енергії.

Таким чином, розроблення, виготовлення та обґрунтування режимів експлуатації гідравлічних маніпуляторів залишаються важливими напрямками технічного розвитку, що сприяють підвищенню продуктивності, безпеки та екологічної стійкості промислових процесів. Подальші дослідження у сфері експлуатації гідравлічних маніпуляторів можуть забезпечити значний прогрес у галузі автоматизованих вантажопідіймальних механізмів.

Основними тенденціями розвитку гідравлічних маніпуляторів є:

- створення нових типів маніпуляторного устаткування та модернізація існуючих машин для механізації й автоматизації вантажно-розвантажувальних, транспортних і складських робіт;
- поліпшення умов експлуатації, що сприятиме підвищенню надійності, довговічності та ефективності роботи маніпуляторів з різними вантажами у заданих умовах;

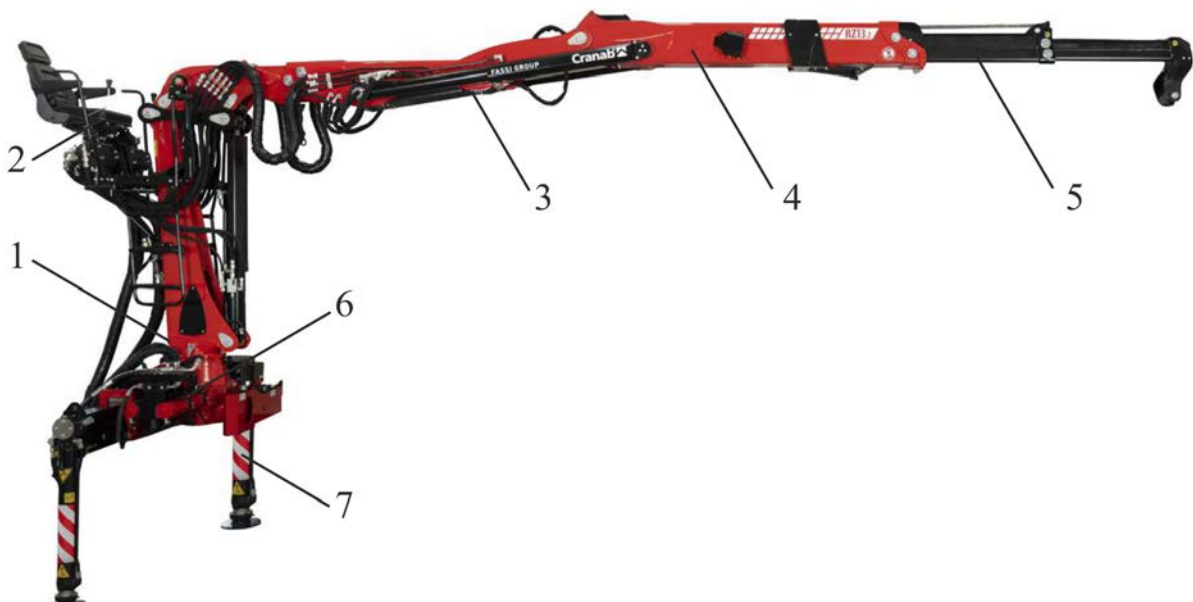
- збільшення вантажопідіймальності та надійності шляхом зменшення металомісткості завдяки застосуванню нових кінематичних схем, удосконалених методів розрахунку, використанню полегшених профілів прокату, сучасних матеріалів (легованих сталей, легких сплавів) і передових технологій машинобудування;
- підвищення продуктивності гідравлічних маніпуляторів за рахунок регулювання швидкості механізмів, використання автоматизованого, напіваавтоматичного та дистанційного керування на базі мікропроцесорної та електронно-обчислювальної техніки;
- розроблення спеціальних захватних пристроїв та іншого робочого устаткування, а також покращення умов праці оператора.

1.2 ОСОБЛИВОСТІ БУДОВИ ТА ВИКОРИСТАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ

Гідравлічний маніпулятор – це багатоланковий механізм з гідравлічним приводом, який встановлюється на транспортних засобах або стаціонарно для виконання операцій з підймання, переміщення та точного позиціонування вантажів. Конструкція гідравлічного маніпулятора поєднує надійну механічну основу, потужну гідравлічну систему та сучасні засоби керування, що забезпечують велику вантажопідіймальність, точність маніпулювання та безпеку роботи [3-5]. Загальна будова гідравлічного маніпулятора (рис. 2.1) передбачає поворотну колону 1, крісло оператора 2, стрілу 3, рукоять 4, телескопічний висувний елемент рукояті 5, механізм повороту колони 6 та висувні опори 7.

Основними перевагами гідравлічного маніпулятора є плавність руху, можливість роботи з великими навантаженнями, точне керування зусиллями та ефективна адаптивність до різноманітних виробничих умов і технологічних процесів. Таке устаткування широко застосовуються у будівництві, логістиці, лісопромисловому виробництві та інших видах діяльності, де потрібне ефективне

переміщення та встановлення важких або габаритних вантажів у важкодоступних місцях.



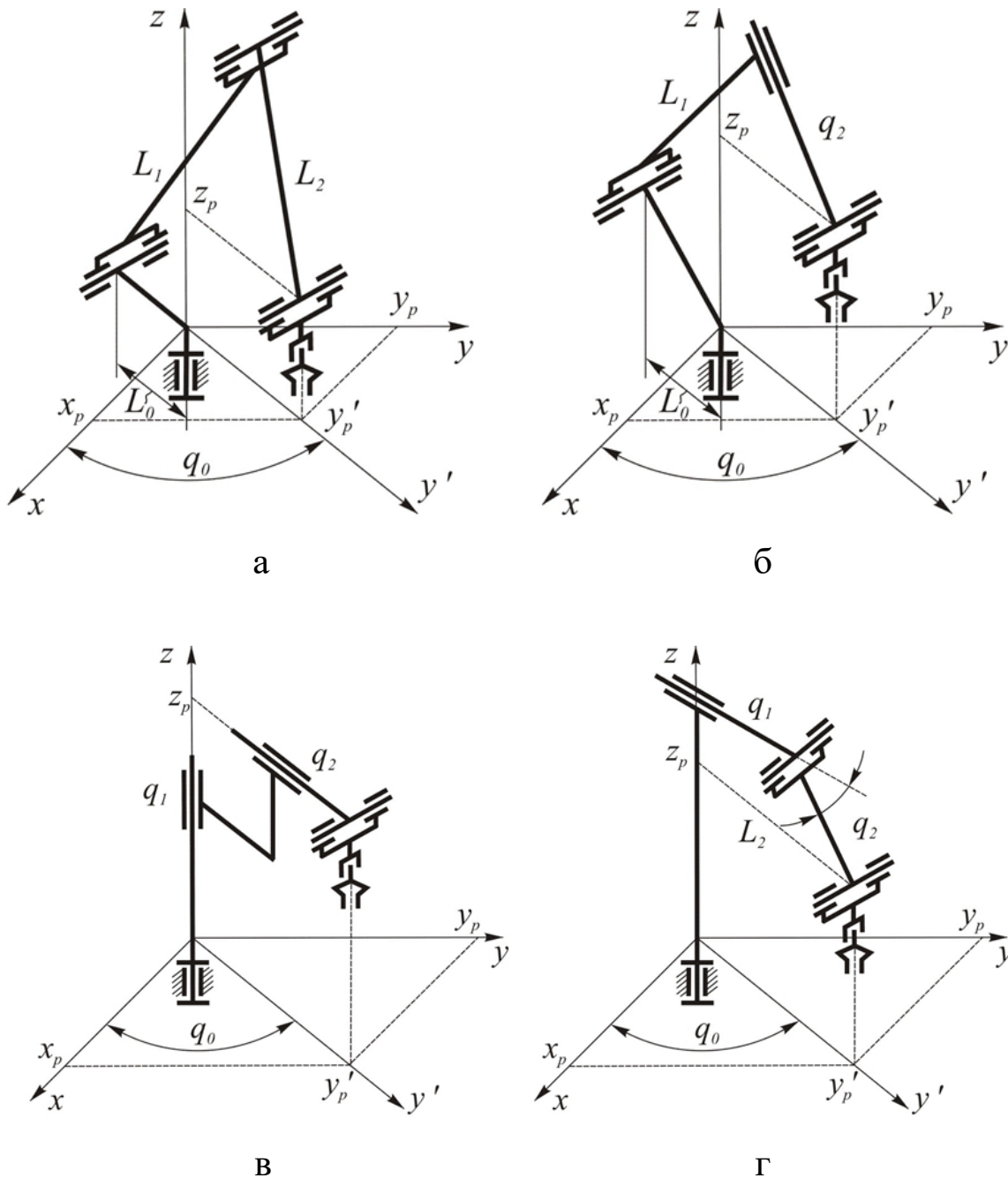
1 – поворотна колона; 2 – крісло оператора; 3 – стріла; 4 – рукоять;
5 – телескопічний висувний елемент рукояті; 6 – механізм повороту
колони; 7 – висувні опори

Рисунок 1.2 – Загальна будова гідравлічного маніпулятора

За конструктивними особливостями гідравлічний маніпулятор є різновидом крана-маніпулятора, який призначений для полегшення праці при виконанні основних і допоміжних технологічних і транспортно-переміщувальних операцій у процесі промислового виробництва та у сфері транспортно-логістичних послуг. При цьому розв'язується важлива соціальна задача – вивільнення людини від робіт, пов'язаних з небезпекою для життєдіяльності, а також від рутинних завдань та одноманітних операцій, які не потребують високої кваліфікації, проте спричиняють психологічне навантаження внаслідок високої інтенсивності робочого процесу.

За своїм функціональним призначенням гідравлічний маніпулятор забезпечує переміщення робочого устаткування з відповідним вантажем у просторі за заданою траєкторією та заданою орієнтацією. Для вільного переміщення вантажів механізм маніпулятора складається, як правило, з низки окремих ланок,

послідовно з'єднаних одна з одною за допомогою як мінімум трьох шарнірів. Остання від основи ланка несе змінне навісне устаткування. Основні кінематичні схеми сучасних маніпуляторів, призначених для виконання широкого кола різноманітних операцій представлено на рис. 1.3.



а – обертальні кінематичні пари; б – обертально-поступальні кінематичні пари; в – обертальні кінематичні пари; г – обертально-поступальні кінематичні пари;

Рисунок 1.3 – Основні кінематичні схеми гідравлічних маніпуляторів на основі кінематичних пар

Загалом конструкція гідравлічного маніпулятора за останні десятиліття не зазнала принципових змін (див. рис. 1.2), проте накопичений провідними світовими виробниками досвід суттєво вплинув на якість та інженерну досконалість сучасних моделей. Сьогодні гідравлічні маніпулятори проєктують з використанням комп'ютерних технологій, вдосконалюючи їх на основі багаторічного досвіду експлуатації в різних галузях промисловості [3, 4]. Провідні виробники при створенні гідравлічних маніпуляторів роблять акцент на застосуванні інноваційних матеріалів і сучасних технологій відповідно до міжнародних стандартів, що дозволяє їм утримувати лідерські позиції на ринку.

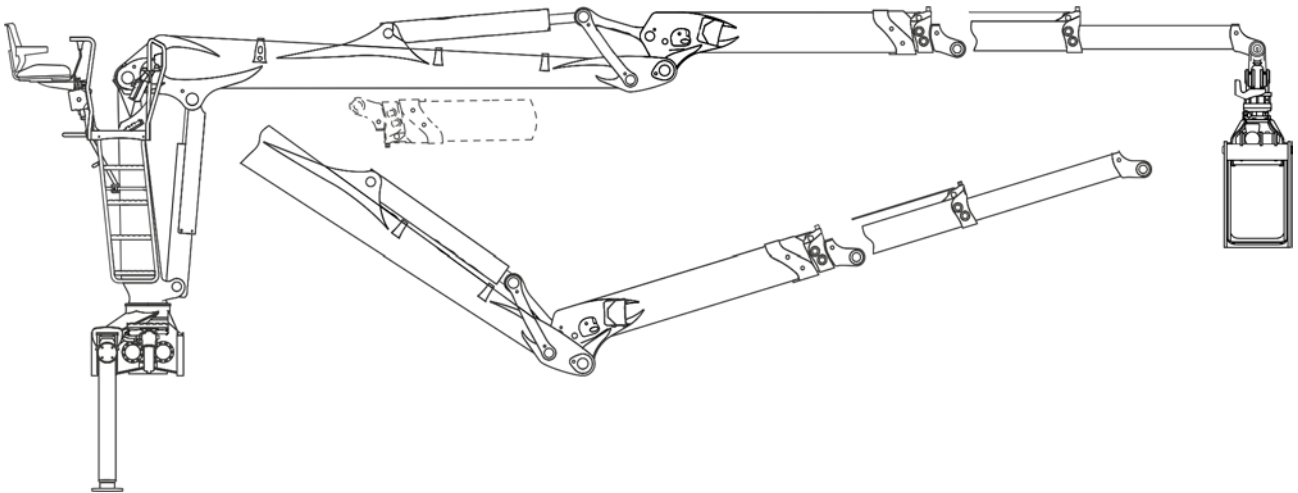
Сучасні гідравлічні маніпулятори характеризуються широким спектром технічних параметрів, що включає вантажний момент, поворотний момент, максимальний виліт стріли та різні конструктивні рішення несучих металоконструкцій. Особливу увагу при проєктуванні приділяють модульній архітектурі, що дозволяє адаптувати устаткування під конкретні завдання.

В залежності від сфери застосування, маніпулятори можуть оснащуватись телескопічними стрілами з однією або кількома секціями, де кожен варіант має оптимальне співвідношення жорсткості та маси. Сучасні комп'ютерні системи розрахунку методом кінцевих елементів дозволяють досягати ідеального балансу міцності та маси конструкції, мінімізуючи її вагу.

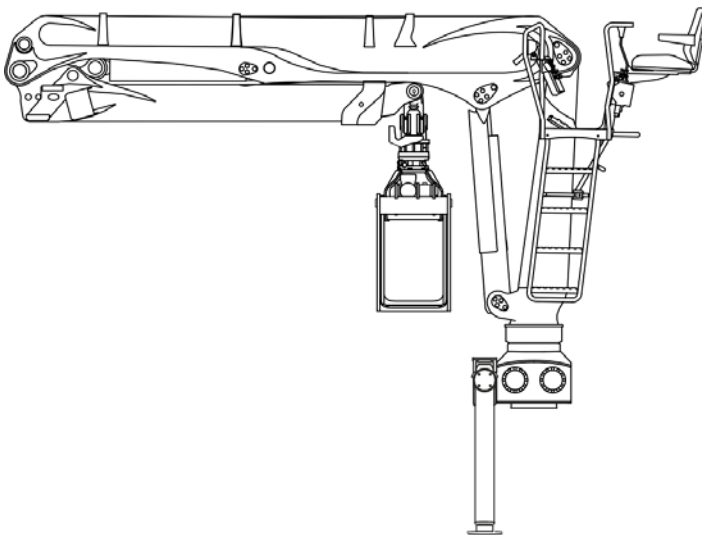
На сьогоднішньому ринку клієнтам пропонується як стандартні моделі з урахуванням типових вимог, так і індивідуальні рішення. Виробники використовують гнучкі виробничі системи, що дозволяють у стислі терміни виготовляти спеціалізовані маніпулятори для конкретних виробничих умов, зберігаючи при цьому високу якість та відповідність міжнародним стандартам.

Сучасні гідравлічні маніпулятори класифікують за конструктивним виконанням (рис. 1.4) та способом встановлення на такі основні типи: самохідні, пересувні (включаючи рейкові та залізничні моделі), переставні, причіпні, самоустановлювальні та стаціонарні (рис. 1.5). Кожен із зазначених типів маніпуляторів має

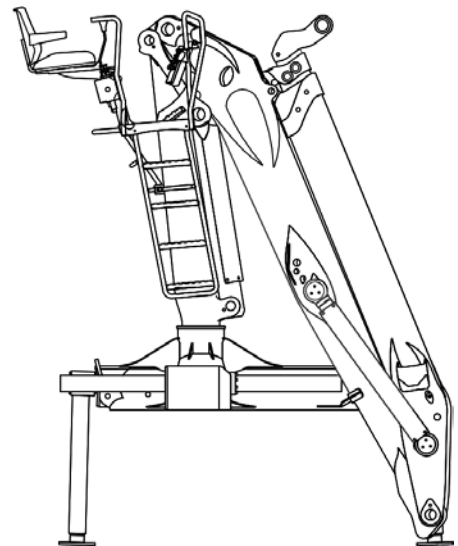
специфічні конструктивні особливості та сферу застосування, що визначає їхню ефективність у різних виробничих умовах. Вибір конкретного типу залежить від необхідної мобільності, вантажопідймальності та способу інтеграції у технологічний процес. Додаткові фактори, такі як система управління, тип приводу та наявність автоматизованих функцій, також впливають на вибір відповідної моделі.



а



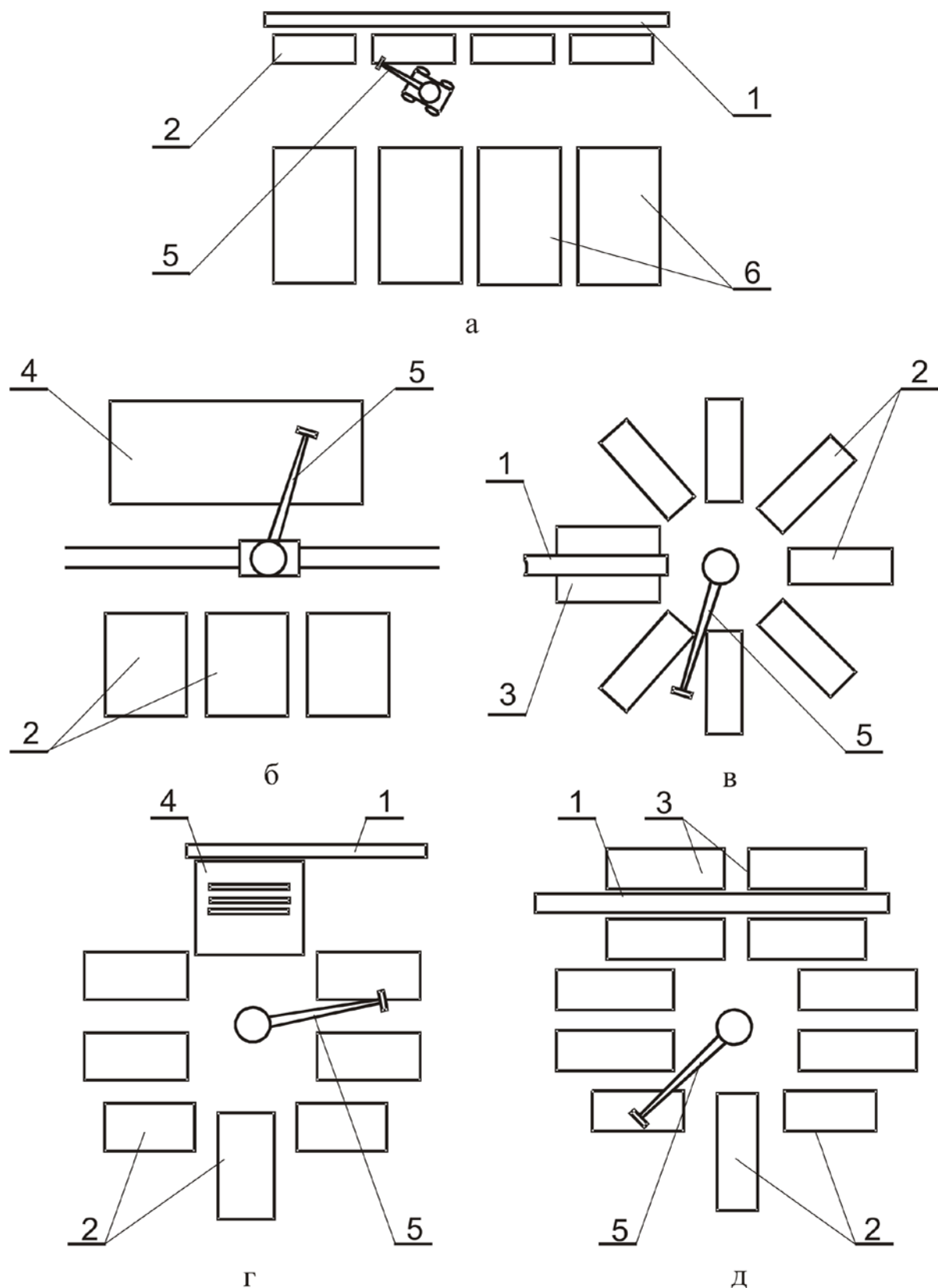
б



в

а, б – компонування типу «L» у транспортному положенні вздовж осі шасі; в – компонування типу «Z» у транспортному положенні поперек осі шасі

Рисунок 1.4 – Конструктивні варіанти виконання та способи встановлення гідравлічних маніпуляторів на базі вантажного автомобіля



1 – поздовжній конвеєр; 2 – лісонагромаджувачі;
 3 – проміжкові лісонагромаджувачі; 4 – естакада-приймальний стіл;
 5 – маніпулятор; 6 – штабелі круглих лісоматеріалів.

Рисунок 1.5 – Схеми встановлення гідравлічних маніпуляторів

Стаціонарні гідравлічні маніпулятори знаходять застосування на виробничих ділянках, де потрібно забезпечити сортування вантажів за якісними характеристиками або організувати технологічні операції. Типові задачі включають сортування та відвантаження продукції, розвантаження транспортних засобів, а також виконання важких повторюваних операцій з предметами різної форми та маси. Яскравим прикладом є стаціонарні маніпулятори для розвантаження вагонів з подальшою подачею деревини на технологічні лінії, рис. 1.6.



а



б

а – розвантаження напіввагонів; б – обслуговування технологічних потоків

Рисунок 1.6 – Стаціонарні маніпулятори з високою інтенсивністю режиму роботи

Мобільні варіанти, встановлені на транспортних засобах (вантажних автомобілях, причепах) або спеціальних самохідних платформах (рейкових візках чи пневмоколісних шасі), функціонують як повноцінні самохідні навантажувачі (рис. 1.7). Сучасні тенденції передбачають використання модульних конструкцій, що дозволяють швидко адаптувати устаткування під конкретні виробничі умови.

Сучасні виробники гідравлічних маніпуляторів пропонують широкий вибір моделей з вантажним моментом від 25 до 260 кН

(рис. 1.8) та максимальним вильотом стріли від 4 до 13 метрів. Такі технічні характеристики дозволяють підібрати устаткування для різноманітних виробничих завдань. Доступний спектр навісного устаткування та додаткових опцій дає можливість повністю адаптувати маніпулятор під конкретні технологічні процеси. Виробники пропонують модульні рішення, що включають спеціалізовані захватні пристрої, системи автоматизації та додаткові функціональні модулі, які забезпечують високу ефективність виконання робіт у різних галузях промисловості [5].

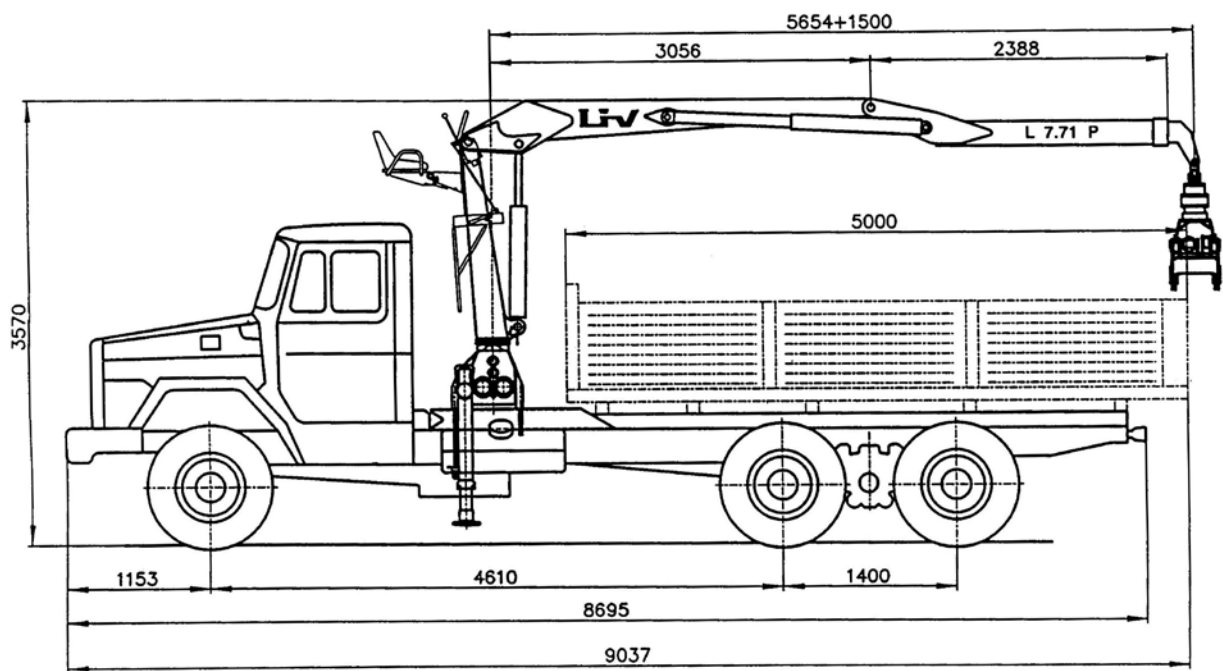


Рисунок 1.7 – Встановлення гідравлічного маніпулятора LIV L7.71P на вантажному автомобілі

Опорно-поворотні вузли гідравлічних маніпуляторів є критично важливими елементами конструкції, що працюють у умовах екстремальних навантажень. Їх виготовляють із спеціальних марок конструкційних сталей, які поєднують високу міцність, зносостійкість і довговічність при циклічних навантаженнях. Точний прогноз ресурсу цих вузлів ускладнений через комплексний вплив факторів: від властивостей матеріалу до особливостей навантаження у робочих умовах.

передбачає використання роботизованих зварювальних комплексів з інтегрованими системами контролю якості у реальному часі, що забезпечує ідеальну монолітність конструкції та виняткову довговічність.

Кожен зварний шов піддається комплексній діагностиці з використанням таких методів неруйнівного контролю, як ультразвукова дефектоскопія, радіографічний аналіз та термографічний моніторинг. Такі технології дозволяють виявляти мікротріщини, пори та інші дефекти на ранній стадії виробництва, що суттєво підвищує надійність кінцевого продукту. Особлива увага приділяється зонам концентрації напружень, де застосовуються додаткові методи зміцнення.

Сучасні підходи до проектування та виробництва цих вузлів базуються на комп'ютерному моделюванні циклічних навантажень, що дозволяє точно прогнозувати їх втому міцність протягом усього життєвого циклу устаткування. Використання передових матеріалознавчих розробок у поєднанні з прецизійними технологіями обробки металу забезпечує не лише високу несучу здатність, але й оптимальне співвідношення маси до міцності конструкції.

Вітчизняні підприємства досі часто розглядають кабіну оператора як надмірність при експлуатації гідравлічних маніпуляторів, тоді як у скандинавських країнах робота без кабіни офіційно класифікується як робота у важких умовах. Сучасні кабіни (рис. 1.9) від провідних виробників важать від 280 до 470 кг і комплектуються передовими системами комфорту: клімат-контролем, автоматизованими обігрівачами, навігаційними комплексами, системами зв'язку та інтелектуальним освітленням.

Технологічний прогрес призвів до інтеграції в кабіну оператора спеціалізованих комп'ютерних систем, які забезпечують детальний моніторинг та управління виробничими процесами. Ці системи в режимі реального часу фіксують параметри роботи та передають дані на корпоративні сервери, що значно підвищує ефективність управління операціями. Проте експлуатанти часто відмовляються від таких систем, віддаючи перевагу збільшенню вантажопідіймальності

та економії коштів, незважаючи на очевидні переваги у підвищенні продуктивності та поліпшенні умов праці операторів.

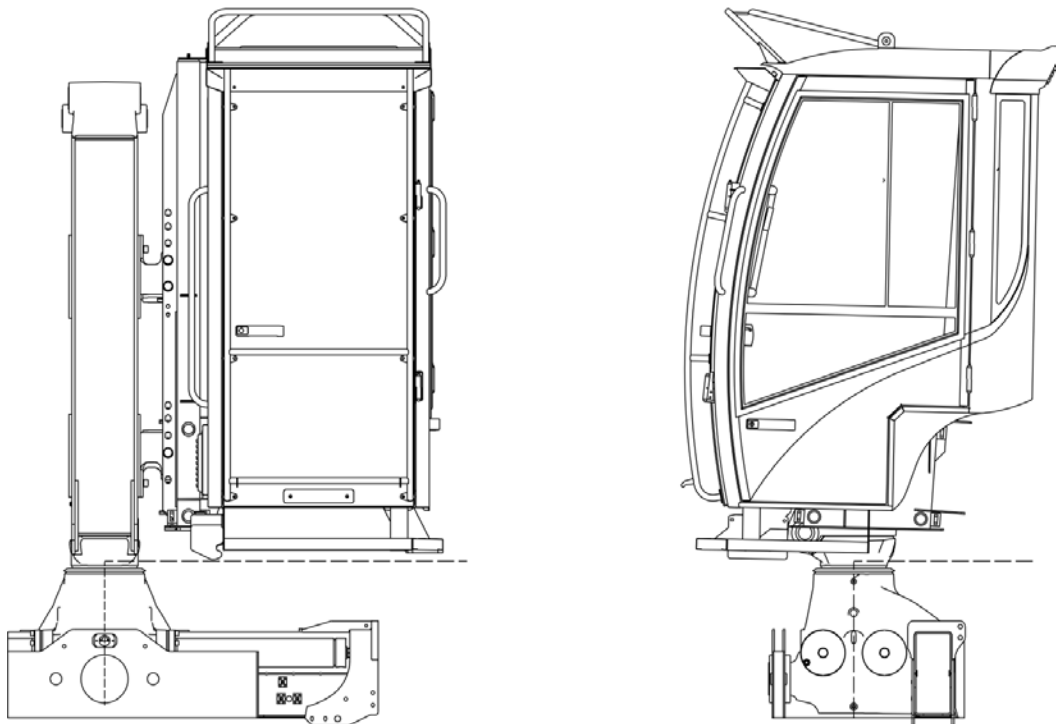
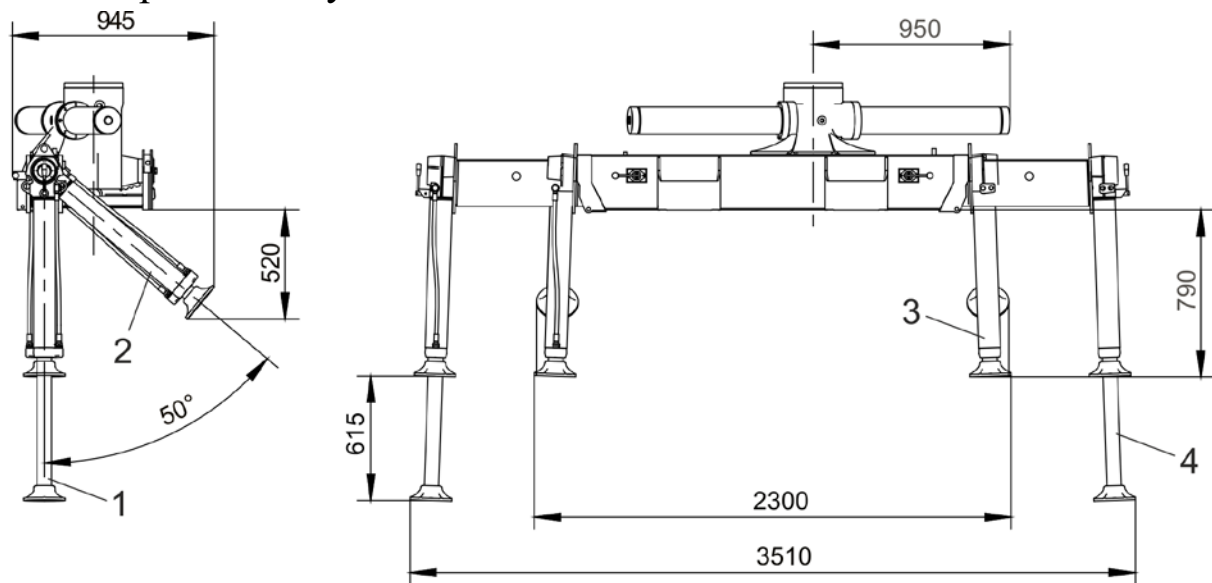


Рисунок 1.9 – Кабіна оператора для гідравлічних маніпуляторів

Ця ситуація відображає суперечливість у підходах до організації робочих процесів – між сучасними європейськими стандартами ергономіки та традиційними вітчизняними методами оптимізації витрат. Водночас міжнародний досвід демонструє, що інвестиції в оснащення кабін з інтелектуальними системами виправдовують себе завдяки зменшенню втоми операторів, підвищенню точності робіт та уникнення помилок при виконанні складних операцій.

Гідравлічні маніпулятори оснащуються висувними опорами (аутригерами), які виконують вирішальну роль у забезпеченні стабільності транспортного засобу під час виконання навантажувально-розвантажувальних робіт (рис. 1.10). Конструктивно висувні опори поділяються на три основні типи: ручні з фіксованими положеннями (зазвичай три позиції), ручні з безступеневою фіксацією та гідравлічні (характерні для потужних машин) з плавним регулюванням довжини. Незважаючи на відносну

простоту конструкції, ці механізми є незамінними для роботи у різних виробничих умовах.



- 1 – робоче положення опор; 2 – транспортне положення опор;
3 – мінімальне (часткове) висування опор (робоче положення для легких навантажень); 4 – максимальне (повне) висування опор (стандартне робоче положення);

Рисунок 1.10 – Варіанти положень опор (аутригерів) для гідравлічних маніпуляторів

Функціональність аутригерів дозволяє не лише стабілізувати положення машини, але й корегувати її кут нахилу. При виконанні операцій з підймання вантажу ближню до нього опору встановлюють у вище положення, що нейтралізує перекидальний момент. Для роботи в обмежених просторах (низькі вікна, гаражі) стрілу переводять у горизонтальне положення, а опори максимально наближають до зони дії. Окремий клас становлять високі виносні опори, здатні піднімати транспортний засіб на метр і більше, що дозволяє здійснювати завантаження навіть без залучення маніпулятора. Додаткові опори за задніми колесами застосовують для підвищення стійкості при тривалих операціях або під час заміни коліс, що особливо актуально при роботі на нерівних майданчиках. Сучасні системи аутригерів інтегровані з давачами навантаження, які автоматично регулюють їх положення для оптимального розподілу навантаження.

1.3 ЕФЕКТИВНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ

Виробничо-комерційна діяльність та матеріально-технічне забезпечення підприємств неможлива без виконання навантажувально-розвантажувальних та внутрішньо-складських транспортно-переміщувальних. Традиційні підходи до організації вантажних робіт із застосуванням автомобільних кранів, що потребують участі кількох операторів та допоміжного персоналу, а також використання габаритних козлових і баштових кранів на складських майданчиках, демонструють низьку ефективність у сучасних умовах. Вони характеризуються значними експлуатаційними витратами, тривалими простоями техніки та підвищеним ризиком порушення норм безпеки, що робить їх менш привабливими порівняно з сучасними гідравлічними маніпуляторами. Останні пропонують принципово інший рівень продуктивності, економічності та безпеки виконання робіт, особливо у сферах, де потрібна гнучкість, інтенсивність і мобільність. Це пояснює широке застосування гідравлічних маніпуляторів у сферах лісозаготівлі, будівництва, сільського господарства та логістики, де вони значно підвищують ефективність вантажно-розвантажувальних робіт [6].

Гідравлічні маніпулятори, як мобільні так і стаціонарні, мають суттєві переваги порівняно з іншими технічними засобами для вантажних робіт. Їх універсальність дозволяє ефективно працювати з найрізноманітнішими вантажами, що робить їх незамінними у лісовому і комунальному господарстві, будівництві, утилізації відходів тощо. Основні *переваги* щодо їхнього використання:

- *універсальність і багатофункціональність* гідравлічних маніпуляторів полягає у їхній здатності замінювати кілька спеціалізованих машин завдяки швидкій адаптації до різних робочих завдань. Одна установка може виконувати функції через систему змінного робочого устаткування та гнучкі налаштування параметрів роботи, що забезпечує максимальну ефективність використання гідравлічних маніпуляторів та зниження експлуатаційних витрат;

- *технічна досконалість* забезпечується унікальними конструктивними особливостями, що дозволяють поєднати компактні розміри з великим вильотом стріли. Спеціальна кінематика руху елементів забезпечує максимальну робочу зону та велику вантажопідіймальність при мінімальних габаритах. Маніпулятори випускаються у різних варіантах компонування, що забезпечує гнучкість й адаптацію під різні умови експлуатації. Прецизійні гідравлічні системи з сучасним керуванням гарантують плавність рухів та високу точність позиціонування при значних навантаженнях;

- *автономність і маневреність* гідравлічних маніпуляторів роблять їх ідеальним рішенням для роботи в обмежених просторах та умовах з обмеженим доступом. Вони не потребують додаткових джерел живлення, оскільки працюють від гідравліки базової машини або власного двигуна. Компактність стріли дозволяють виконувати складні операції без необхідності пересування основної базової машини. Це особливо важливо при роботі на перевантажувальних майданчиках, у міській забудові, між деревами у лісових насадженнях або на віддалених об'єктах, де доступ стандартної кранової техніки утруднений;

- *надійність і довговічність* гідравлічних маніпуляторів забезпечується відносною простотою конструкції та обмеженою кількістю рухомих частин, що спрощує технічне обслуговування і забезпечує стабільну роботу в різних умовах експлуатації. Використання високоякісних гідравлічних компонентів і герметичних з'єднань зменшує ризик витoku рідини та збільшує загальний термін експлуатації. Плавне регулювання навантаження запобігає пошкодженням механізмів, а вбудована система запобіжних клапанів автоматично захищає устаткування від перевантажень та аварійних ситуацій;

- *ефективність* використання гідравлічних маніпуляторів проявляється у значному скороченні часу виконання робочих операцій завдяки високій швидкості та точності позиціонування вантажів. Можливість роботи в обмежених умовах та важкодоступних місцях підвищує продуктивність там, де традиційні

методи неефективні або неможливі. Зменшення потреби у ручній праці та додатковому допоміжному устаткуванні знижує загальні витрати на виконання робіт, а високий коефіцієнт корисної дії гідравлічних систем забезпечує оптимальне співвідношення споживаної енергії до виконаної роботи. Можливість безперервної роботи без втрати продуктивності робить гідравлічні маніпулятори особливо ефективними для інтенсивних виробничих процесів.

- *безпечність* роботи гідравлічних маніпуляторів гарантується комплексом технічних рішень та сучасних систем захисту відповідно до вимогам національних і міжнародних стандартів. Маніпулятори обладнані давачами навантаження, які автоматично блокують роботу при перевищенні допустимих режимів роботи. Запобіжні клапани запобігають гідравлічним ударам та аварійним ситуаціям. Додатково, сучасні моделі мають аварійні системи опускання стріли навіть при відмові гідравліки. Оператор керує процесом з безпечної зони, що виключає необхідність знаходження під вантажем. Ці особливості роблять гідравлічні маніпулятори одним з найбезпечніших видів вантажопідіймальної техніки.

Незважаючи на наведені переваги, гідравлічні маніпулятори мають деякі *недоліки*:

Висока вартість експлуатації та обслуговування. Гідравлічні системи потребують регулярного технічного обслуговування, включно із заміною робочої рідини, перевіркою та ремонтом насосів, контролем стану ущільнень. Витоки оливи не лише знижують ефективність роботи системи, але й потребують додаткових витрат на ремонт і очищення;

Чутливість до забруднення оливи. Наявність навіть мікроскопічних частинок у гідравлічній рідині може призвести до пошкодження клапанів, насосів та циліндрів. Це вимагає складних систем фільтрації та постійного моніторингу стану рідини, що створює додаткові труднощі, особливо в умовах підвищеної запиленості (наприклад, на будівельних майданчиках або в кар'єрах);

Температурна залежність. Гідравлічні маніпулятори чутливі до змін температури навколишнього середовища. За низьких температур

рідина загусає, що знижує швидкість реакції, а за високих – рідка фаза розріджується, що призводить до зниження тиску й ризику перегріву. Для стабільної роботи в екстремальних умовах потрібні додаткові системи обігріву чи охолодження;

Великі габарити і маса. Комплектація гідравлічного маніпулятора включає насосну станцію, резервуар для рідини, систему трубопроводів та фільтрів, що збільшує масу та об'єм конструкції. Це обмежує застосування таких систем у мобільних або компактних механізмах, де важливі мінімальні розміри та маса;

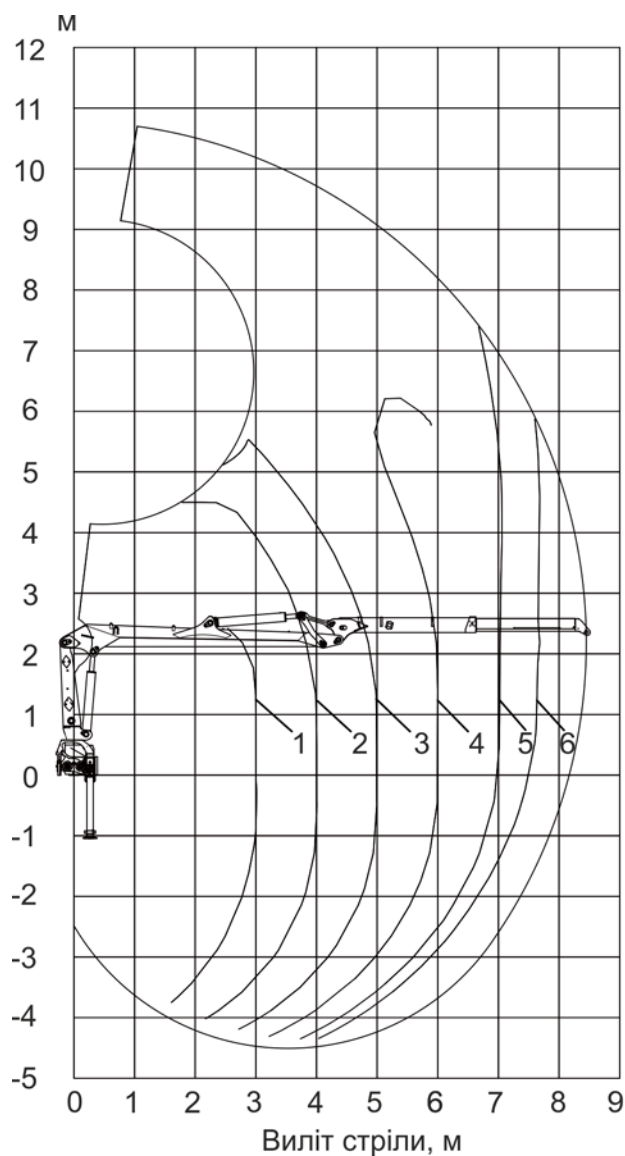
Екологічні ризики. Витік гідравлічного масла внаслідок зношення ущільнень або пошкодження шлангів не лише порушує роботу системи, але й становить загрозу для навколишнього середовища. Особливо небезпечним це є в аграрному і лісовому секторах;

Високий рівень шуму. Функціонування гідронасосів, розподільників та інших елементів системи супроводжується інтенсивним шумом, що створює дискомфорт при роботі у замкнених просторах або в умовах, де критичною є акустична чистота;

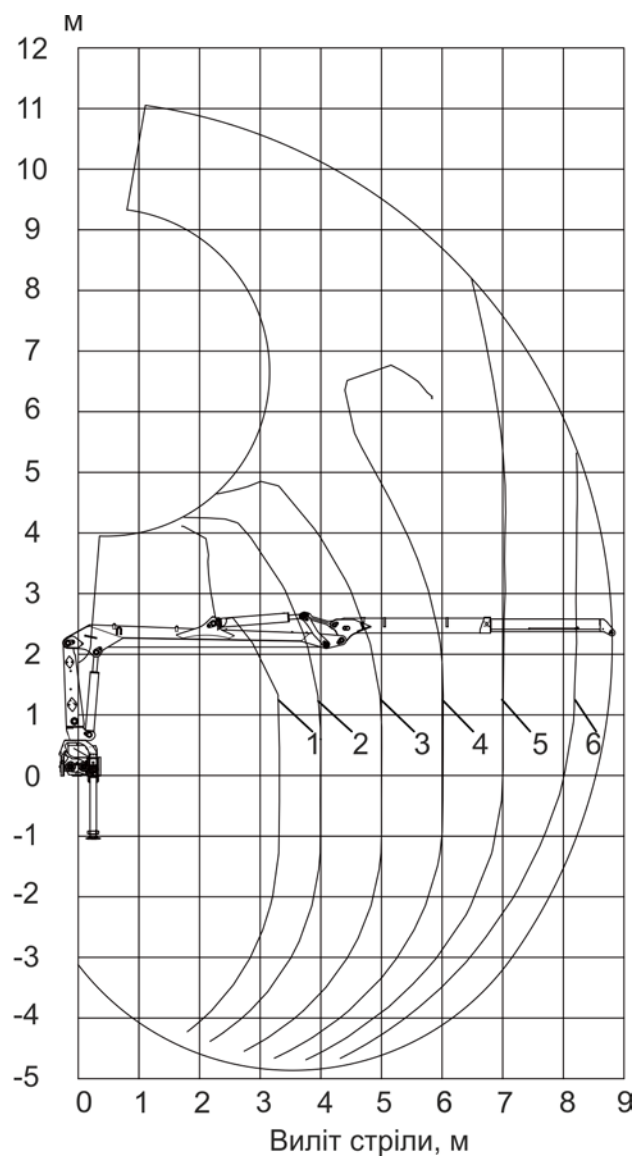
Висока вартість гідравлічного маніпулятора. Одним із ключових стримувальних чинників впровадження такої техніки є її висока початкова вартість. До витрат входить не лише придбання самого маніпулятора, але й комплектація гідросистемою, системою керування, а також роботи з монтажу та налаштування. Для підприємств з обмеженим бюджетом це може стати суттєвою перешкодою для оновлення технічного парку.

Вибір гідравлічного маніпулятора як технологічного устаткування проводимо з врахуванням основних технічних параметрів, які визначають його ефективність та функціональні можливості. До основних характеристик належать:

1. Вантажний та крутний момент – параметри, що визначають здатність маніпулятора переміщувати вантажі та здійснювати обертальні рухи. Вантажний момент характеризує максимальну вантажопідіймальність на певному вильоті стріли (рис. 1.11), а крутний момент – силу обертання механізму навколо осі.



а



б

а – JONSERED 1088S, модель 84i: 1 – 13,93 кН, 2 – 15,21 кН,
3 – 17,85 кН, 4 – 21,46 кН, 5 – 26,72 кН, 6 – 35,60 кН;

б – JONSERED 1088S, модель 88i: 1 – 12,85 кН, 2 – 15,10 кН,
3 – 17,66 кН, 4 – 21,29 кН, 5 – 26,68 кН, 6 – 32,07 кН

Рисунок 1.11 – Діаграми залежності значення вантажопідіймальності (кН) від вильоту стріли (м) гідравлічного маніпулятора

2. Максимальний виліт стріли та рукояті – критичні показники, що визначають радіус дії маніпулятора та його можливість здійснювати маніпуляції з вантажами на значній відстані. Довжина стріли впливає на доступність робочої зони та адаптацію до різних умов експлуатації.

3. Кут повороту колони та грейфера – параметри, що впливають на маневреність маніпулятора. Широкий діапазон повороту забезпечує високу гнучкість у роботі, особливо при здійсненні точних захоплень і переміщень матеріалів.

4. Маса маніпулятора – важливий фактор, що визначає його стабільність та взаємодію з транспортною базою. Оптимальне співвідношення маси конструкції та її вантажопідіймальності впливає на загальну продуктивність устаткування.

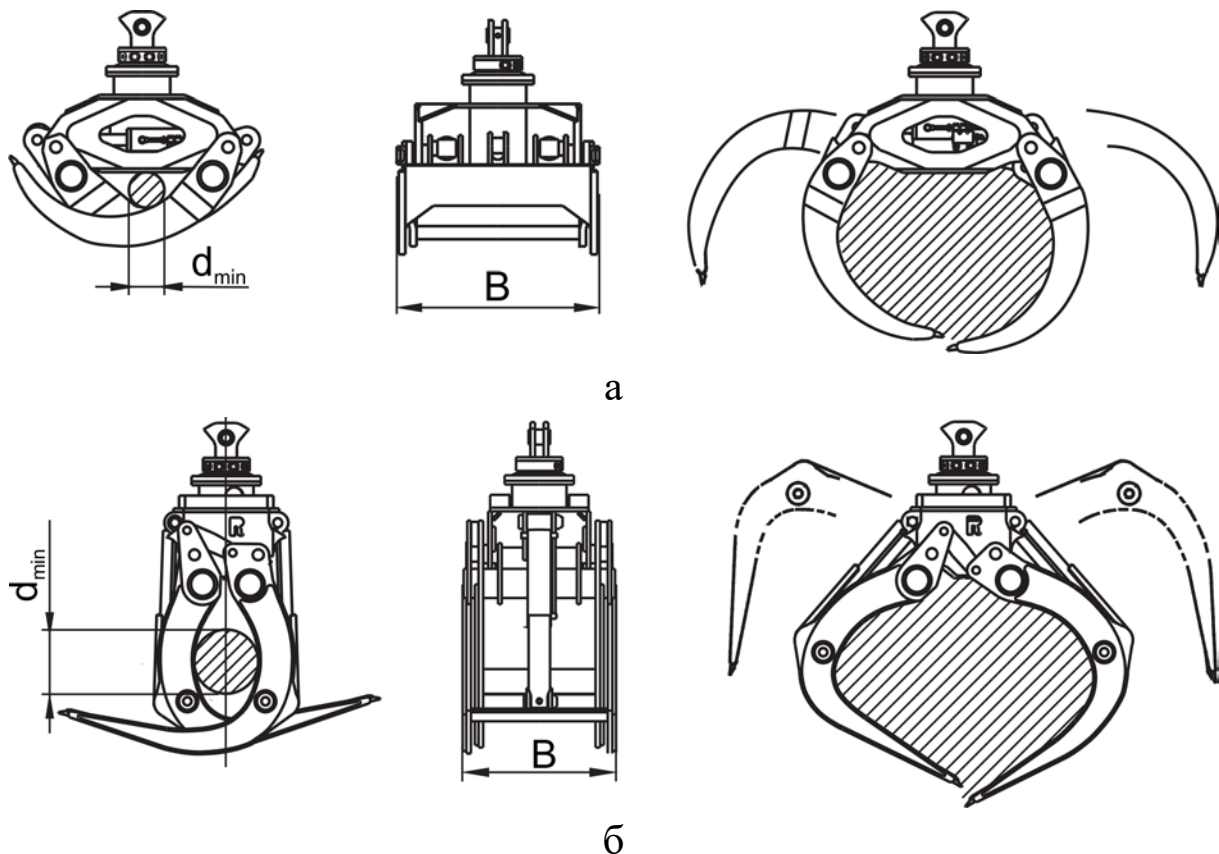
Врахування зазначених характеристик є ключовим для правильного вибору гідравлічного маніпулятора відповідно до умов експлуатації та технологічних вимог.

Однак, недостатньо лише відповідності устаткування необхідним параметрам – важливо забезпечити оптимальне поєднання технічних характеристик із специфікою виробничого середовища. У деяких випадках слід також брати до уваги параметри конструкційних елементів маніпулятора, робочий тиск масла у гідравлічній системі, зону обслуговування, швидкість переміщення вантажів, а також тривалість циклу виконання операції.

Ефективність використання гідравлічних маніпуляторів значно підвищується завдяки універсальному навісному устаткуванню, яке дозволяє адаптувати техніку під конкретні задачі [7]. Використання повноповоротних ротаторів і перехідних елементів дає можливість встановлювати різноманітні навісні пристрої на будь-яку модель маніпулятора. Виробники пропонують індивідуальне проектування устаткування під потреби замовника, включаючи спеціалізовані грейфери для лісоматеріалів, пелюсткові захвати, ковші, електромагніти, вилючні пристрої та інші варіанти, рис. 1.12. Ця гнучкість дозволяє оптимізувати робочі процеси, зменшити витрати часу та підвищити продуктивність при виконанні різноманітних операцій.

Демпфер є важливим додатковим оснащенням для сучасних гідравлічних маніпуляторів. Він виконує дві основні функції: по-перше, робить роботу з маніпулятором більш зручною та комфортною для оператора, по-друге, суттєво збільшує термін

служби всього устаткування. Основне завдання демпфера полягає в ефективному гасінні коливань та стабілізації рухів маніпулятора під час роботи. Крім того, він значно зменшує негативні явища, такі як гідроудари, вібрація та пульсації тиску, які неминуче виникають у гідравлічній системі при експлуатації маніпулятора. Це дозволяє не лише підвищити комфорт роботи, але й зменшити зношування основних вузлів та механізмів [8].



а – для переміщення поодиноких вантажів циліндричної форми;
 б – для штабелювання впорядкованих вантажів циліндричної форми
 Рисунок 1.12 – Грейфери для гідравлічних маніпуляторів

На жаль, упродовж своєї виробничої діяльності вітчизняні виробники маніпуляторів (ПрАТ «Ново-Краматорський машинобудівний завод», ПП «Ківерцілісмаш» (на основі доробку ВАТ «Ківерціспецлісмаш» асоціації виробників лісового і деревообробного обладнання «Укрспецлісмаш»), завод спеціального лісового машинобудування ПрАТ «Радомишльський машинобудівний завод») представлені лише поодинокими моделями

маніпуляторів, які не передбачають можливості вибору навісного устаткування. Враховуючи їхні технічні характеристики, вони фактично не становлять конкуренції на ринку.

На території України найбільшим попитом користуються гідравлічні маніпулятори європейських виробників. При цьому кожен виробник, як правило, пропонує не більше п'яти типових моделей, адаптованих для потреб лісозаготівельної галузі. Варто зазначити, що незважаючи на ініціативи українських посередницьких підприємств, які почали надавати гарантійне обслуговування та пропонувати дешевші комплектації, гідравлічні маніпулятори так і не набули широкого поширення.

Серед провідних світових виробників, які пропонують широку різноманітність типорозмірів і моделей маніпуляторів, слід відзначити такі торгові марки: «LOGLIFT» (добре відомий в минулому як «Fiskars»), «PALFINGER», «LIV», «JONSERED», «HIAB», «FORESTERI», «V-KRAN».

Сучасні гідравлічні маніпулятори адаптовані до експлуатації у різних кліматичних умовах і демонструють високу надійність за низьких температур, під значними навантаженнями та в складних виробничих умовах. Завдяки застосуванню сучасних матеріалів і раціональній конструкції, ці пристрої характеризуються оптимальним співвідношенням вантажопідіймальності до власної маси. Виробництво маніпуляторів здійснюється з високолегованих сталей під постійним контролем якості з обов'язковим тестуванням кожного виробу. Універсальні приєднувальні параметри дають змогу встановлювати гідравлічні маніпулятори на різні типи шасі вантажних автомобілів і тракторів, залізничні та спеціальні рухомі платформи (рис. 1.13), річкові судна, а також у стаціонарних умовах на вантажно-розвантажувальних майданчиках.

Сучасні модельні ряди гідравлічних маніпуляторів характеризуються вдосконаленою ергономікою та оптимальним компонованням елементів гідравлічної системи. Таке конструктивне рішення забезпечує ефективний захист від механічних пошкоджень

основних вузлів системи, включаючи трубопроводи та рукави високого тиску.

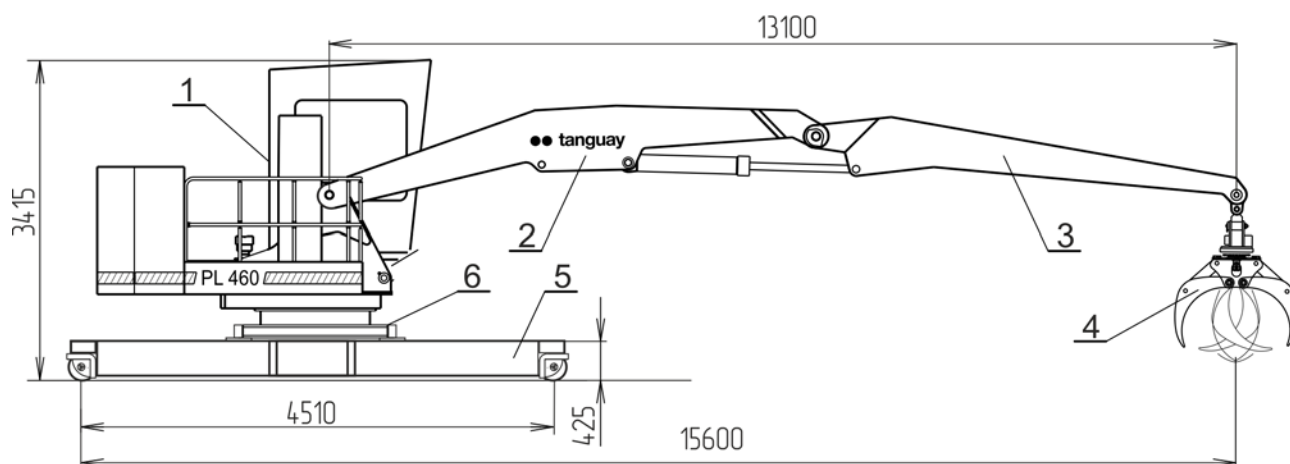


Рисунок 1.13 – Машина на спеціальній рухомій платформі PL 460 (Tanguay Industries, Канада) з маніпулятором типу S-32.

Впровадження ефективних методів менеджменту та інноваційних технологій у виробництві гідравлічних маніпуляторів дозволило провідним виробникам досягти значних обсягів експорту своєї продукції. Слід зазначити, що продукція цих підприємств вже тривалий час успішно експлуатується на території України.

Найширшого застосування гідравлічні маніпулятори набули у лісовому господарстві для заготівлі та транспортування деревини [5]. Найбільший практичний досвід у цій сфері мають такі країни, як Фінляндія, Швеція, Канада та США. Зокрема, у Фінляндії щороку автотранспортом перевозиться понад 70 млн м³ деревини, причому невід'ємним елементом устаткування для навантажувально-розвантажувальних робіт є гідравлічний маніпулятор. Середня тривалість завантаження автопоїзда (вантажного автомобіля з причепом) об'ємом близько 60 м³ становить 20-30 хвилин. У більшості випадків гідравлічні маніпулятори монтуються на задній частині рами вантажного автомобіля, що не потребує змін у конструкції транспортного засобу та дає змогу здійснювати завантаження довгомірних причепів. Гідравлічні маніпулятори, що

встановлюються на таких автомобілях, зазвичай мають вантажний момент у межах 120-150 кН·м.

Окрему нішу займають гідравлічні маніпулятори стаціонарного типу, призначені для роботи в складі технологічного устаткування. На лісопильних і деревообробних підприємствах вони використовуються для подавання деревини на транспортер або обробний верстат (рис. 1.14). На лісопромислових складах і терміналах такі маніпулятори застосовують під час сортування та відвантаження лісоматеріалів у залізничні вагони або на судна. Окрім великого вантажного моменту – до 300 кН·м – ці моделі також характеризуються значним вильотом стріли, що може досягати 16 м.

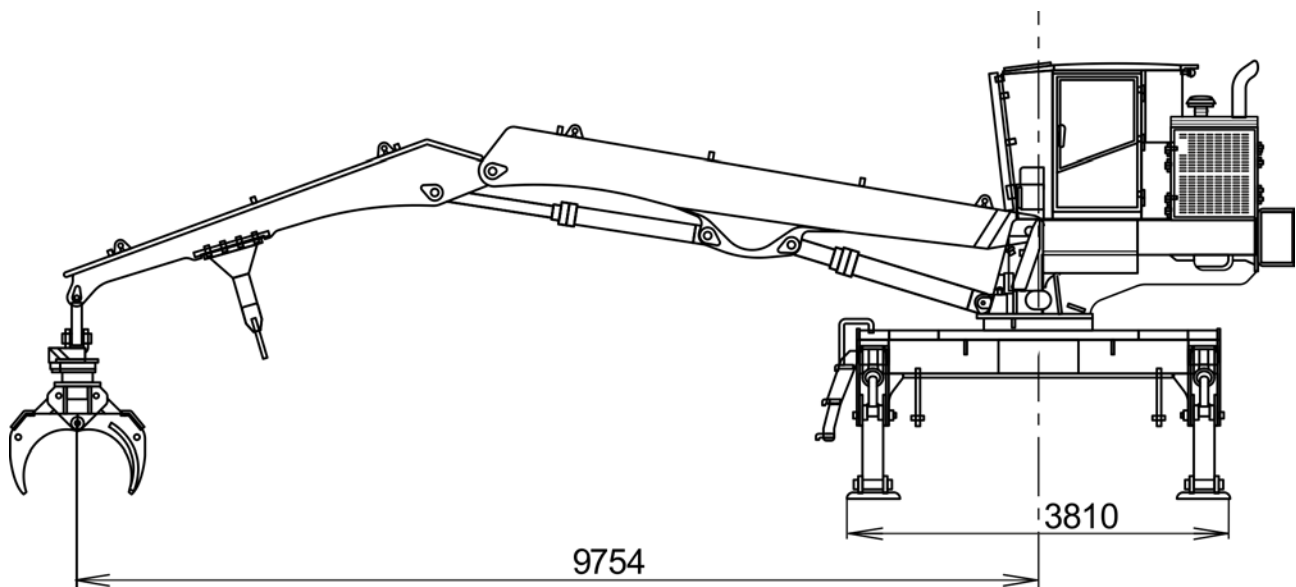


Рисунок 1.14 – Стаціонарна машина 437Е Knuckleboom Loader (John Deere, Канада)

На основі проведених досліджень встановлено, що неефективне управління на вітчизняних підприємствах не забезпечує повноцінного та максимального використання гідравлічних маніпуляторів упродовж усього робочого часу. Враховуючи високу вартість такого устаткування, воно повинно забезпечувати максимальну продуктивність у найкоротші терміни.

Добре відомо, що гідравлічні маніпулятори мають тривалий термін експлуатації – за умови дотримання регламенту технічного обслуговування їхній ресурс може бути значно продовжений. Усі моделі гідравлічних маніпуляторів сконструйовані з урахуванням зручності проведення технічного обслуговування. Значна частина таких процедур покладається на оператора або водія транспортного засобу, на якому встановлено маніпулятор.

Використання гідравлічних маніпуляторів як робочого устаткування у складі високовартісних машин вимагає безумовної надійності та довговічності. У зв'язку з цим особливого значення набуває належний добір персоналу та його професійна підготовка з питань експлуатації й технічного обслуговування гідравлічних маніпуляторів.

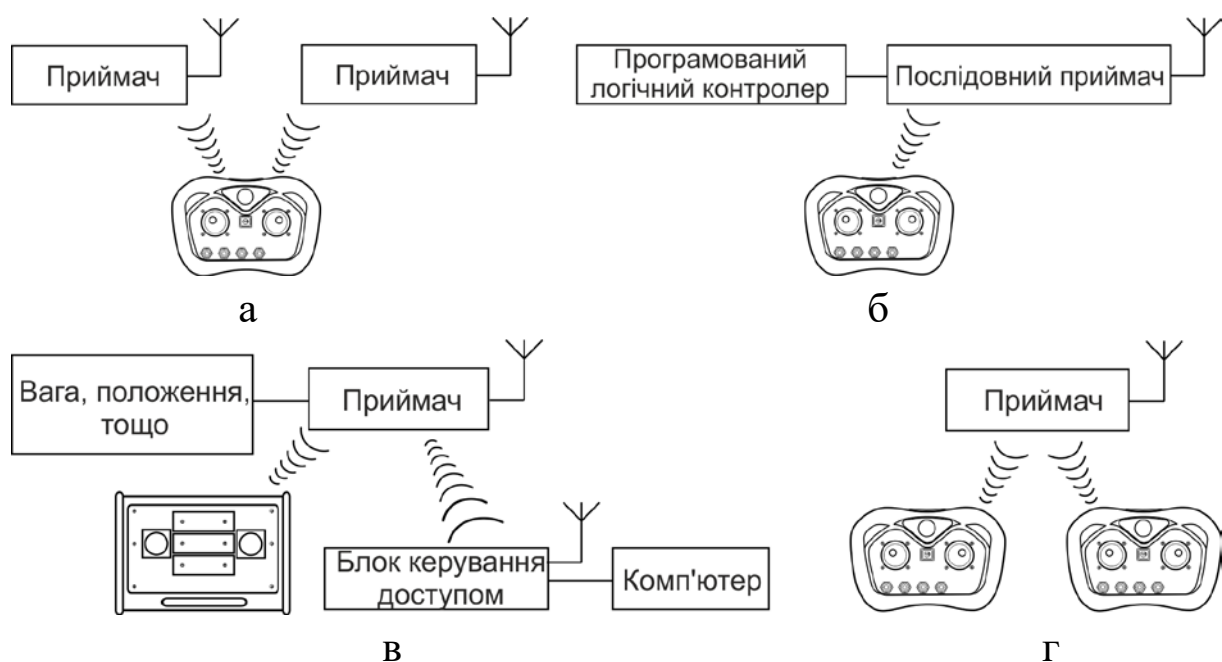
Конструкторами провідних виробників розроблено широкий спектр компоновок гідравлічних маніпуляторів для їх встановлення на різні типи транспортних засобів і спеціалізованої техніки. Кожному замовленню приділяється індивідуальна увага, зокрема виконуються додаткові інженерні розрахунки з урахуванням типу силового привода, компоновання, планової продуктивності та умов експлуатації. Це забезпечує високу ефективність, безвідмовність і безпечність роботи гідравлічних маніпуляторів.

Таким чином, провідні виробники здатні в найкоротші терміни виготовити гідравлічний маніпулятор з урахуванням специфіки виробництва замовника, технологічних вимог та проектної інтенсивності його використання.

Стратегічною метою розроблення нового покоління гідравлічних маніпуляторів є підвищення їхньої ресурсо- та енергоефективності, рівня безпеки праці, а також покращення ергономічних характеристик. Гідравлічні маніпулятори, виготовлені провідними виробниками, вирізняються технічною досконалістю, наявністю додаткових функціональних опцій, вбудованими засобами захисту системи керування, а також надійним захистом гідравлічних шлангів у зоні поворотної колони та стріли. Крім того, удосконалення окремих елементів і вузлів сприяє подальшій оптимізації конструкції,

що підвищує надійність, швидкодію та керованість маніпулятора під час виконання виробничих завдань. Загалом такі інженерні рішення надають користувачеві суттєві переваги в економічності та безпеці експлуатації.

За додатковим замовленням маніпулятор може бути оснащений елементами, що відображають новітні досягнення технологій у галузі вантажопідіймальних пристроїв. Зокрема, система дистанційного радіокерування (рис. 1.15) може бути доповнена цифровою системою передавання інформації, яка надає оператору поточні дані про навантаження маніпулятора. Також можливе впровадження електронної системи керування, що забезпечує передавання даних та здійснює управління всіма електронними й електрогідравлічними пристроями для безпечної роботи маніпулятора.



а, б, в – скоординована робота кількох маніпуляторів;
в – багатооператорний режим роботи

Рисунок 1.15 – Варіанти системи керування і режимів роботи гідравлічних маніпуляторів

На основі аналізу ключових критеріїв вибору сталей для гідравлічних маніпуляторів, було визначено низку важливих параметрів, які мають вирішальне значення для їх ефективної роботи.

Зокрема, до них належать міцність і маса матеріалу, що забезпечують оптимальне поєднання структурної стійкості та легкості. Важливу роль також відіграє зносостійкість, що визначає довговічність елементів у складних умовах експлуатації.

Корозійна стійкість сталі, забезпечена спеціальними покриттями та легуючими добавками, гарантує надійність конструкцій у середовищах з агресивним впливом. Висока зварюваність є критичною для створення складних металевих конструкцій, а використання низьковуглецевих марок, сприяє технологічній простоті обробки матеріалу. Окрім того, дотримання міжнародних стандартів сертифікації (ISO 630, EN 10025) гарантує відповідність сталей високим вимогам якості та безпеки. На основі цих критеріїв було запропоновано перелік провідних світових виробників сталей, які найбільше відповідають вимогам до матеріалів для виготовлення гідравлічних маніпуляторів (табл. 1.1).

Під час вибору спеціальних сталей для виготовлення гідравлічного маніпулятора необхідно враховувати низку чинників, що забезпечують його надійне та довговічне функціонування як складного спеціалізованого устаткування. Від властивостей вибраного матеріалу залежить міцність конструкції, її зносостійкість і загальний експлуатаційний ресурс елементів та вузлів.

Однією з ключових характеристик, які слід враховувати, є міцність сталі, що визначає здатність витримувати значні навантаження без деформацій або руйнування [9]. Для гідравлічних маніпуляторів, що працюють у режимі тривалих циклів та з великоваговими вантажами, доцільним є застосування високоміцних та зносостійких матеріалів.

Не менш важливими є корозійна стійкість і опір шкідливим впливам навколишнього середовища. В умовах експлуатації у лісовому господарстві, зокрема за підвищеної вологості та температурних коливань, сталь повинна зберігати свої механічні властивості упродовж усього терміну служби. Крім того, вибір матеріалу має ґрунтуватися на оцінці його технологічних та економічних показників, оскільки різні сталі суттєво відрізняються за механічними характеристиками.

Таблиця 1.1 – Провідні виробники сталей для гідравлічних маніпуляторів

Виробник	Марки сталей	Характеристики та застосування	Приклади використання
SSAB, Швеція	Hardox, Strenx, Docol	Висока зносостійкість, ударна міцність, стійкість до корозії. Використовується для стріл, опор, грейферів, ковшів.	Стріли і захвати для лісозаготівельних маніпуляторів HIAB, Palfinger, Loglift.
Thyssenkrupp, Німеччина	XAR, perform, NA-XTRA, XABO®	Сталі відзначаються високою міцністю, зносостійкістю, ударною в'язкістю та технологічністю обробки. Сталі для клапанів, гідроциліндрів, шарнірів.	Виробництво рам, стріл і несучих конструкцій кранів та маніпуляторів, зокрема Fassi, Palfinger, HIAB.
ArcelorMittal Люксембург	Amstrong, Amstrong Ultra	Оптимальне співвідношення міцність/маса. Високоміцні конструкційні сталі для стріл, рам, кріплень маніпуляторів.	Виготовлення довгих стріл з великою вантажопідіймальністю для HMF Cranes та маніпуляторів.
Salzgitter AG, Німеччина	Brinar, SALCOS	Конструкційні сталі різних класів міцності; зносостійкі сталі. Виготовлення компонентів маніпуляторів (стріли, циліндри, захвати, рами).	Навантажувачі SENNEBOGEN, а також виготовлення власних кранів. Кріплення, вузли високого тиску.
Dillinger, Німеччина	DILLIMAX, DILLIDUR	Зносостійкі сталі, призначені для роботи в умовах інтенсивного тертя і ударів. Призначена для роботи в умовах інтенсивного тертя і ударів.	Робочі органи маніпуляторів Kinshofer для важких умов експлуатації.
Voestalpine, Австрія	Creusabro	Висока зносостійкість і оброблюваність. Використовується у різних галузях, де потрібна максимальна довговічність і надійність деталей.	Bergs Mekaniska використовує для зносостійких робочих органів маніпуляторів і кранів.
Nippon Steel, Японія	SteelInC	Широкий спектр легованих, високоміцних і спеціалізованих сталей. Сталі різних класів міцності для машинобудування.	Застосовується у морських та будівельних маніпуляторах Mitsubishi Heavy Industries, Ltd..

Одним із найбільш підходящих матеріалів для маніпуляторів є високоміцна сталь STRENGTH, вироблена шведським концерном SSAB. Її висока міцність, хороша корозійна стійкість та широкий діапазон технологічних можливостей роблять її оптимальним вибором для даного виду техніки. Для виготовлення металевих елементів гідравлічного маніпулятора використовуються спеціальні марки легованих сталей Strenx 700, 900, 960, 1100 і сталеві труби Strenx Tube 700MLH, Strenx Tube 900MH, Strenx Tube 960QLH, які відповідають показникам міжнародних стандартів. При виборі марки сталі (табл. 1.2) для конкретних елементів гідроманіпуляторів рекомендується враховувати умови експлуатації, рівень та характер навантажень, а також кліматичні особливості регіону використання техніки.

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика сталей для конструкцій гідравлічних маніпуляторів лісозаготівельної техніки

Марка сталі, виробник	Межа текучості (МПа)	Межа міцності (МПа)	Відносне подовження (%)	Ударна в'язкість (Дж/см²)	Зварюваність	Корозійна стійкість	Основне застосування
S355MC, ArcelorMittal	355-430	430-550	≥18-22 (EN 10149-2)	≥27 (-20°C)	Відмінна	Середня	Рами, кріплення
Strenx 700, SSAB	700-750	750-950	≥14	≥40 (-40°C)	Добра	Середня	Стріла, опорна колона
S500QL, ThyssenKrupp	≥500	590-770	≥17 (EN 10025-6)	≥30 (-20°C)	Добра	Помірна	Основні несучі елементи
Weldox 960, SSAB	≥960	980-1150	≥12	≥40 (-40°C)	Середня	Середня	Колона, високонавантажені шарніри
Hardox 450, SSAB	≥1400	1400-1600	≥12	≥45 (-40°C)	Обмежена	Висока	Захисні елементи, зони зносу
S690QL, Dillinger	≥690	770-940	≥14 (EN 10025-6)	≥40 (-40°C)	Добра	Середня	Основна конструкція, важкі несучі елементи
P355NL1, Salzgitter	≥355	490-630	≥22 (EN 10028-3)	≥60 (-50°C)	Відмінна	Підвищена	Гідравлічні циліндри

Гідравлічні маніпулятори сучасних серій мають характерні відмінності: інтегровану електроніку, функціональний захист системи керування та надійно ізольоване розведення гідравлічних шлангів від основи рами до стріли. Окремі вдосконалення конструктивних елементів сприяли підвищенню функціональності та оптимізації роботи маніпулятора, що позитивно позначилося на його мобільності, швидкодії та зручності керування. Загалом, новітні розробки надають користувачеві суттєві переваги з погляду безпеки та економічності.

З огляду на вдосконалення конструкції та розширення функціональних можливостей, сучасні гідравлічні маніпулятори передових виробників оснащені низкою стандартних опцій, які забезпечують високу продуктивність, безпеку та надійність. До таких опцій належать:

- подвійний контур гідросистеми та надійна LS-гідравліка провідних світових виробників;
- інтегровані висувні опори, обладнані багатосекційним гідравлічним розподільником для точного керування;
- металоконструкції, виготовлені з використанням спеціальних легованих сталей, що гарантують міцність і довговічність;
- аварійна система екстреного зупинення, яка підвищує рівень безпеки під час експлуатації.

Таким чином, сучасний гідравлічний маніпулятор є складним високотехнологічним устаткуванням, у конструкції якого реалізовано найновіші досягнення науки та техніки. Раціональний вибір маніпулятора відповідно до конкретних технологічних завдань і рівня навантажень, а також дотримання вимог щодо його експлуатації та технічного обслуговування, сприяє продовженню строку його служби та зменшенню простоїв, пов'язаних із ремонтами.

Надійне експлуатування протягом багатьох років принесли гідравлічним маніпуляторам популярність серед підприємств лісового господарства та заготівлі деревини. Сьогодні різноманітні модифікації таких маніпуляторів ефективно використовуються не лише у лісопромисловому комплексі, а й для виконання вантажно-розвантажувальних робіт у комунальному господарстві, на

будівельних майданчиках, залізничному транспорті, а також на підприємствах нафтогазовидобувної промисловості. З урахуванням специфіки виконання навантажувально-розвантажувальних операцій на розосереджених об'єктах і значних відстанях, використання транспортних засобів, оснащених гідравлічними маніпуляторами, часто є єдиним технічно доцільним рішенням.

Згідно з попередніми розрахунками, встановлено, що річна потреба у гідравлічних маніпуляторах із вантажним моментом 75-120 кН для забезпечення виробничої діяльності тільки для підприємств лісового господарства України становить щонайменше 200 одиниць. Такий обсяг споживання створює значні перспективи для підприємств машинобудівної галузі.

Сфера застосування гідравлічних маніпуляторів у народному господарстві постійно розширюється. Їх вдосконалення відбувається переважно за рахунок оптимізації металоконструкцій та систем приводів.

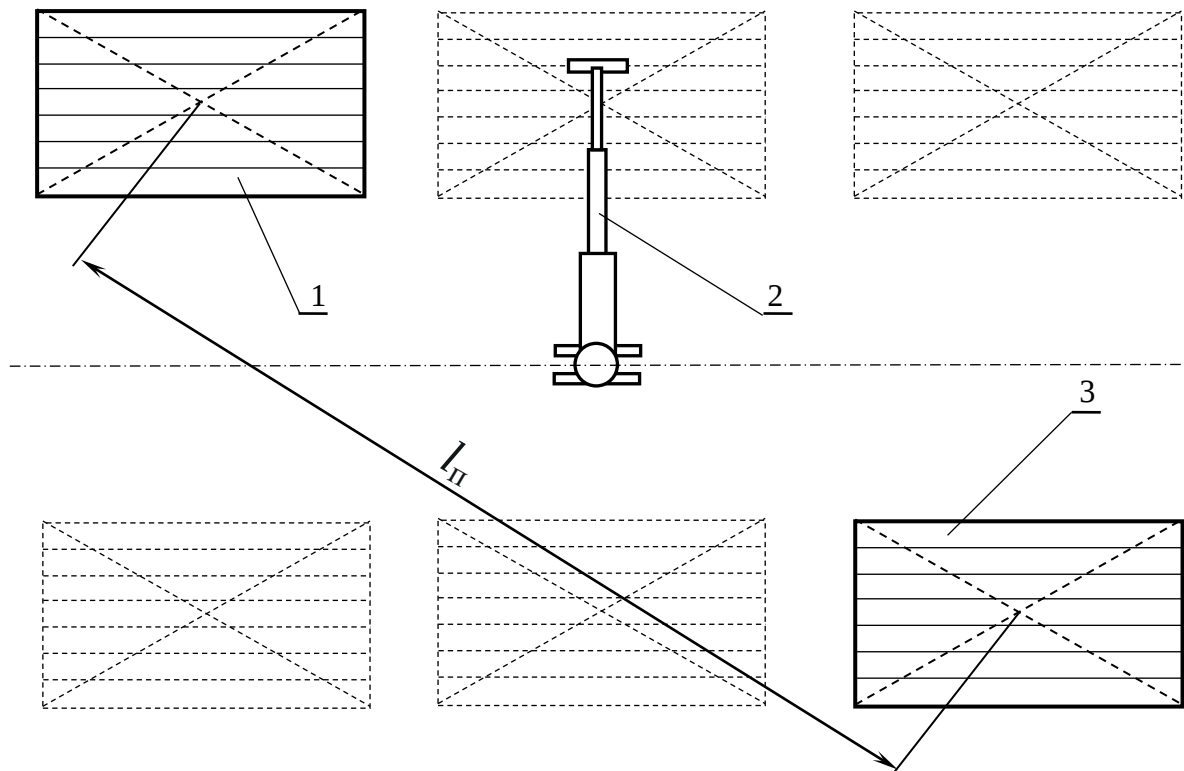
Сьогодні однією з найважливіших задач, що постають перед виробниками автомобільних гідравлічних маніпуляторів, є пошук оптимального балансу: зменшення маси гідравлічного маніпулятора не повинно призводити до погіршення співвідношення підйимального та крутного моментів, а також до втрати надійності конструкції.

1.4 ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИВАЛОСТІ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРУГЛИХ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ ГІДРАВЛІЧНИМИ МАНІПУЛЯТОРАМИ

З метою підвищення ефективності експлуатації гідравлічних маніпуляторів було проведено дослідження тривалості операцій сортування, штабелювання та переміщення сортиментів. Для встановлення характеру впливу різних факторів на ці процеси виконано експериментальні дослідження роботи гідравлічних маніпуляторів на підприємствах України та Республіки Польща. Дослідження здійснювалися в умовах промислової експлуатації гідравлічних маніпуляторів у зимовий та літній періоди. Усього було зафіксовано понад 80 спостережень під час виконання операцій сортування, штабелювання та переміщення сортиментів із

використанням гідравлічного маніпулятора, оснащеного грейферним захоплювачем. У дослідженнях застосовувалися гідравлічні маніпулятори моделей HIAB 140, Log Lift F-75Z та Log Lift F-65S.

З'ясовано, що найбільш поширеним є паралельне розташування об'єктів переміщення відносно зон складування, а також паралельне розміщення відносно напрямних руху підймально-транспортних засобів (рис. 1.15).



1 і 3 – штабелі сортиментів; 2 – гідравлічний маніпулятор
Рисунок 1.15 – Схема розташування штабелів і маніпулятора

Тривалість відвантаження, у значній мірі залежить від особливостей виконання операції, зокрема: геометричних параметрів вантажу; кількості циклів навантаження, виконаних маніпулятором; умов роботи; кваліфікації оператора маніпулятора. Оператори, які були залученні для роботи гідравлічного маніпулятора, мали необхідний рівень підготовки та стаж роботи 4-6 років на цьому устаткованні.

Організація виробничих операцій із застосуванням гідравлічних маніпуляторів на різних підприємствах протягом періоду

хронометражних спостережень перебувала приблизно на однаковому рівні, що унеможливило встановлення її впливу на досліджувані показники. На підставі отриманих даних також з'ясовано, що порода лісоматеріалів і конструктивні особливості маніпулятора не мають істотного впливу на тривалість циклу переміщення сортиментів.

У ході хронометражних спостережень встановлено, що сумарна тривалість циклу роботи маніпулятора під час переміщення лісоматеріалів складається з таких основних операцій: холосте переміщення грейфера (його підведення до лісоматеріалів); захоплення лісоматеріалів грейфером; робоче переміщення (піднімання лісоматеріалів і їх транспортування до місця укладання); розкриття грейфера з викладанням лісоматеріалів. В окремих випадках виконуються додаткові операції, такі як торцювання, орієнтування (розвертання) лісоматеріалів тощо.

На основі проведеного аналізу роботи гідравлічних маніпуляторів на підприємствах лісового господарства, з'ясовано низку характерних факторів, які впливають на величину тривалості переміщення 1 м³ круглих лісоматеріалів без врахування додаткових витрат часу на їх переміщення від одного штабеля до іншого, виокремлено більш значущі факторами, зокрема $l_{\text{п}}$, $d_{\text{сop}}$ і $l_{\text{сop}}$. Також розглянуто питання парної взаємодії цих факторів.

З врахуванням особливої специфіки завдання, значної трудомісткості й складності проведення експерименту у виробничих умовах лісових складів, проведено керований багатofакторний експеримент на основі повного факторного плану (ПФП) 2³ [10]. Для його реалізації достатньо є варіювання досліджуваних незалежних змінних на двох рівнях: мінімальному (−1) і максимальному (+1).

Модель, яку можна отримати реалізуючи ПФП 2³, прийме вигляд

$$\hat{y}_j = b_0 + \sum b_i x_i + \sum b_{ij} x_i x_j + \sum b_{ijk} x_i x_j x_k + \dots, \quad (1.1)$$

де b_0 – вільний член; b_i, b_{ij}, b_{ijk} – коефіцієнти рівняння регресії та їх взаємодії; x_i, x_j, x_k – кодовані значення факторів (зазвичай ± 1).

Багатофакторні спостереження за роботою гідравлічного маніпулятора на переміщені круглих лісоматеріалів проводяться відповідно до розробленої методики [10]. Для проведення дослідження відповідно до ПФП 2³ використовувались попередньо підготовлені групи круглих лісоматеріалів: 1) довжиною 4,0 м; 2) довжиною 2,0 м. Також, було ретельно підібрано діаметри відповідно до прийнятих груп круглих лісоматеріалів за довжиною, зокрема: 1) тонкомірні – 0,12 м, 2) товстомірні – діаметром 0,42 м. Об’єм пачок лісоматеріалів становив не менше 8 м³. Відстань переміщення круглих лісоматеріалів визначається геометричними параметрами маніпулятора та робочою зоною (вильотом стріли) маніпулятора.

Експериментальні дослідження (табл. 1.3) виконано відповідно до методики виконання прямих вимірювань з багатократними спостереженнями [10].

Таблиця 1.3 – Тривалість циклу переміщення круглих лісоматеріалів маніпулятором

№ п/п	Значення	№ п/п	Значення	№ п/п	Значення	№ п/п	Значення	№ п/п	Значення
1	29	13	33	25	30	37	33	49	33
2	32	14	32	26	32	38	30	50	31
3	31	15	31	27	30	39	32	51	33
4	34	16	33	28	29	40	31	52	33
5	32	17	31	29	33	41	33	53	32
6	33	18	32	30	32	42	36	54	35
7	32	19	31	31	31	43	34	55	32
8	34	20	34	32	32	44	33	56	35
9	32	21	31	33	35	45	32	57	30
10	33	22	32	34	32	46	31	58	31
11	31	23	31	35	30	47	34	59	33
12	32	24	32	36	32	48	31	60	31

Статистичне оброблення результатів дослідження (табл. 1.4) проведено на ПК за допомогою Microsoft Excel 2021. Характер розподілу даних (рис. 1.16) оцінювався за критеріями χ^2 Пірсона, Колмогорова-Смірнова, а також з врахуванням величини асиметрії і ексцесу.

Таблиця 1.4 – Дані для побудови гістограми розподілу результатів дослідження

Значення діапазону	Частота	Інтегральний %
1	2	3
28	0	0,00%
29	2	3,33%
30	5	11,67%
31	14	35,00%
32	18	65,00%
33	12	85,00%
34	5	93,33%
35	3	98,33%
36	1	100,00%
37	0	100,00%

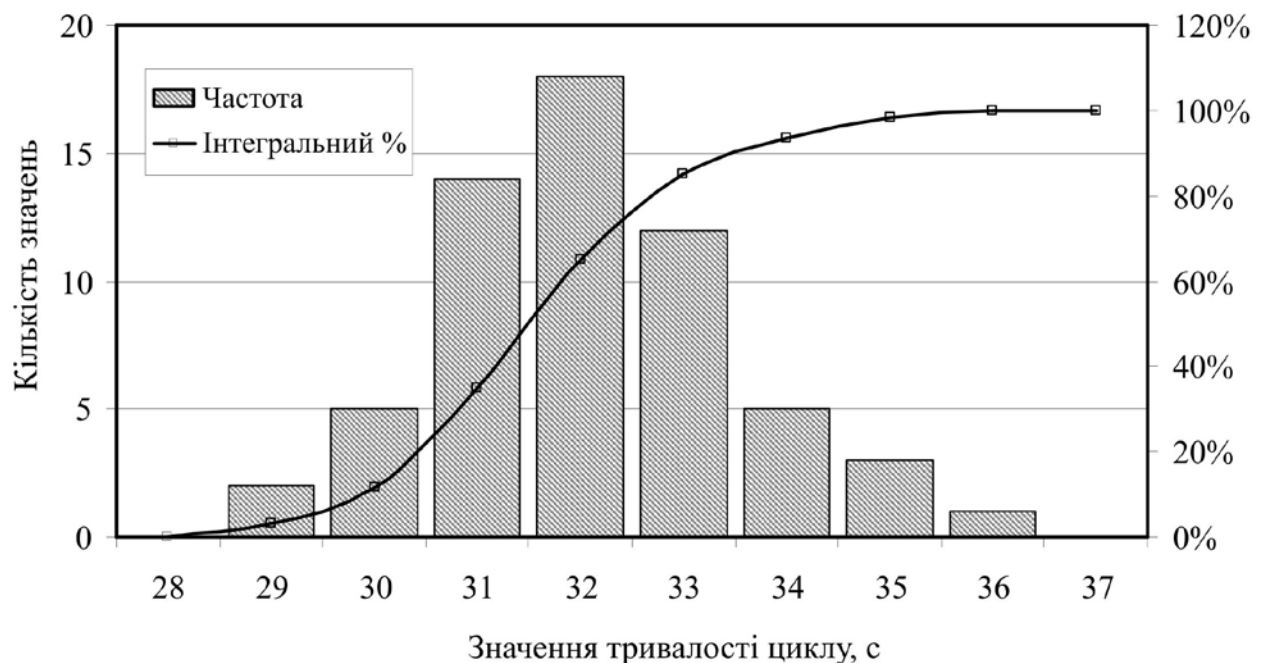


Рисунок 1.16 – Гістограма розподілу результатів дослідження

Нормальність розподілу підтверджується значенням χ^2 , оскільки $14,07 > 12,29$. У результаті використання цієї серії дослідів встановлено, що необхідна кількість дубльованих дослідів становить $n_{\text{дуб}} = 6$.

Під час експерименту реалізовано ПФП 2³. Натуральні значення факторів наведено у перших стовпцях матриці плану (табл. 1.5). та доповнено серіями дубльованих дослідів, результатами їх оброблення і розрахунковими значеннями функції відгуку. На основі середніх значень $\hat{y}_j$ і S_j^2 визначено число ступенів свободи дисперсії вибірки $f_j = n - 1$. У нашому випадку – $f_j = 8 - 1 = 7$.

Враховуючи рівномірне дублювання спостережень, для оцінки однорідності використано G-критерій Кохрена. Значення розрахункового G-відношення визначається згідно з наведеною формулою.

$$G_{\text{роз}} = S_{\max j}^2 / \left(\sum_{j=1}^8 S_j^2 \right), \quad (1.2)$$

де $S_{\max j}^2$ – найбільша з розглянутих дисперсій; S_j^2 – вибіrkова дисперсія j -ої групи.

Таблиця 1.5 – Умови, результати та аналіз експерименту

Номер дослідів	Значення факторів			Результати експерименту $t_{\text{п}}$, с.			
	$l_{\text{п}}$, м	$d_{\text{сop}}$, см	$l_{\text{сop}}$, м	y_{j1}	y_{j2}	y_{j3}	y_{j4}
1	2	3	4	5	6	7	8
1	8	18	2	17	16	19	17
2	14	18	2	22	24	23	23
3	8	38	2	27	30	29	29
4	14	38	2	32	35	34	35
5	8	18	6	23	25	26	26
6	14	18	6	35	32	33	34
7	8	38	6	33	35	33	34
8	14	38	6	37	38	39	38

Продовження таблиці 1.5

Результати експерименту t_n , с.				Результати розрахунків		
y_{j5}	y_{j6}	y_{j7}	y_{j8}	$\bar{y}_j$	S_y^2	$\hat{y}_j$
9	10	11	12	13	14	15
17	19	16	16	17,125	1,5536	17,125
23	22	23	24	23,000	0,5714	23,000
29	28	30	29	28,875	0,9821	28,875
34	35	32	35	34,000	1,7143	34,000
25	26	26	24	25,125	1,2679	25,125
35	33	35	34	33,875	1,2679	33,875
34	35	34	35	34,125	0,6964	34,125
38	37	39	37	37,875	0,6964	37,875

Гіпотеза про однорідність дисперсій може бути прийнята у випадку, коли розраховане значення $G_{\text{роз}}$ не перевищує критичне значення, визначене за таблицями розподілу Кохрена $G_{\text{табл}}$ відповідно до вибраного рівня значущості q , числа ступенів свободи кожної вибірки $f = n - 1$ та загальної кількості вибірок. Важливо зазначити, що розглядаються виправлені дисперсії, тобто ті, що були обчислені після виключення грубих та систематичних похибок. Цей підхід дозволяє оцінити стабільність дисперсій та перевірити, чи є їх варіативність прийнятною для подальшого аналізу.

Максимальною з дисперсій виявлена дисперсія $S_{\text{max } j}^2 = S_4^2 = 1,7143$, тому $G_{\text{роз}} = S_4^2 / S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_8^2 = 1,7143 / 8,75 = 0,1959$. З таблиць розподілу Кохрена [10] для $q = 0,05$ за числом ступенів свободи кожної вибірки $f = 7$ і кількістю вибірок $m = 8$, знаходимо $G_{\text{табл}} = 0,3185$.

Отримане значення співвідношення $G_{\text{роз}} = 0,1959 < G_{\text{табл}} = 0,3185$ підтверджує можливість прийняття гіпотези про однорідність дисперсій дослідів, що дозволяє вважати оцінки дисперсій статистично однорідними.

Коефіцієнти рівняння регресії (1.1) визначаються методом найменших квадратів у матричній формі, що є придатним як для кодових, так і для натуральних позначень факторів, за такою формулою

$$\beta = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}, \quad (1.3)$$

де $\beta = \begin{pmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \dots \\ \beta_{n_d} \end{pmatrix}$ – вектор-стовпець невідомих параметрів розмірності

$(n_d + 1) \times 1$, що підлягають оцінюванню; $\mathbf{X} = \begin{pmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n_d} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n_d} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_{N_d 1} & x_{N_d 2} & \dots & x_{N_d n_d} \end{pmatrix}$ – матриця

значень незалежних змінних розмірності $N_d \times (n_d + 1)$; $\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ \dots \\ y_{N_d} \end{pmatrix}$ –

вектор-стовпець фактичних значень залежної змінної розмірності $n_d \times 1$.

Коефіцієнти регресії (1.1), отримані за формулою (1.3) із використанням матриці базисних функцій, дозволяють записати рівняння регресії у кодових позначеннях факторів.

$$y = 29,25 + 2,9375x_1 + 4,4688x_2 + 3,5x_3 - 0,7188x_1x_2 + 0,1875x_1x_3 - 1,2188x_2x_3 - 0,5313x_1x_2x_3. \quad (1.4)$$

Оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії виконуємо за допомогою критерію Стюдента, прийmemo $t_{\text{табл}} = 2,01$. З'ясовано, що $|b_i| \geq t_{\text{табл}} S_{\beta}\{b_i\}$ не виконується тільки для коефіцієнта b_{13}

(0,1875 < 0,2627). Тому всі коефіцієнти регресійної моделі (1.1), крім $b_{13}x_1x_3$, є значущі, а регресійна модель (1.4) прийме вигляд

$$y = 29,25 + 2,9375x_1 + 4,4688x_2 + 3,5x_3 - 0,7188x_1x_2 - 1,2188x_2x_3 - 0,5313x_1x_2x_3. \quad (1.5)$$

Тоді довірчі інтервали $b_i - t_{\text{табл}}s\{b_i\} \leq \beta_i \leq b_i + t_{\text{табл}}s\{b_i\}$ визначені за допомогою t -критерію для коефіцієнтів регресії b_i

$$\begin{array}{ll} 28,9873 \leq \beta_0 \leq 29,5127 & -0,9815 \leq \beta_{12} \leq -0,4560 \\ 2,6748 \leq \beta_1 \leq 3,2002 & -1,4815 \leq \beta_{23} \leq -0,9560 \\ 4,2060 \leq \beta_2 \leq 4,7315 & -0,7940 \leq \beta_{123} \leq -0,2685 \\ 3,2373 \leq \beta_3 \leq 3,7627 & \end{array}$$

Адекватність регресивної моделі перевірено з використанням F -критерію Фішера. Оскільки отримане значення критерію $F_{\text{роз}} = 2,06 < F_{\text{табл}} = 7,13$ відповідає необхідним умовам, прийнято гіпотезу про адекватність отриманого рівняння регресії. Графічне представлення впливу змінних факторів та їх взаємодії на тривалість циклу роботи маніпулятора подано у вигляді графіків (рис. 1.17), які побудовані на основі рівняння (1.4).

На основі абсолютних значень коефіцієнтів рівняння регресії встановлено, що взаємодія факторів x_1x_2 , x_2x_3 і $x_1x_2x_3$ не має суттєвого впливу на тривалість операції $t_{\text{п}}$. Виявлено загальну тенденцію: збільшення значень факторів x_1 , x_2 і x_3 призводить до зростання величини відгуку рівняння $t_{\text{п}}$, що обумовлено навантаженням гідравлічного маніпулятора. Найбільш значний вплив спостерігається у випадку фактора x_2 , пов'язаного з діаметром сортиментів, оскільки зі зростанням цього параметра суттєво збільшується абсолютна величина тривалості операції $t_{\text{п}}$ переміщення сортиментів. Отримані результати вимагають подальшого детального аналізу для підтвердження встановлених закономірностей.

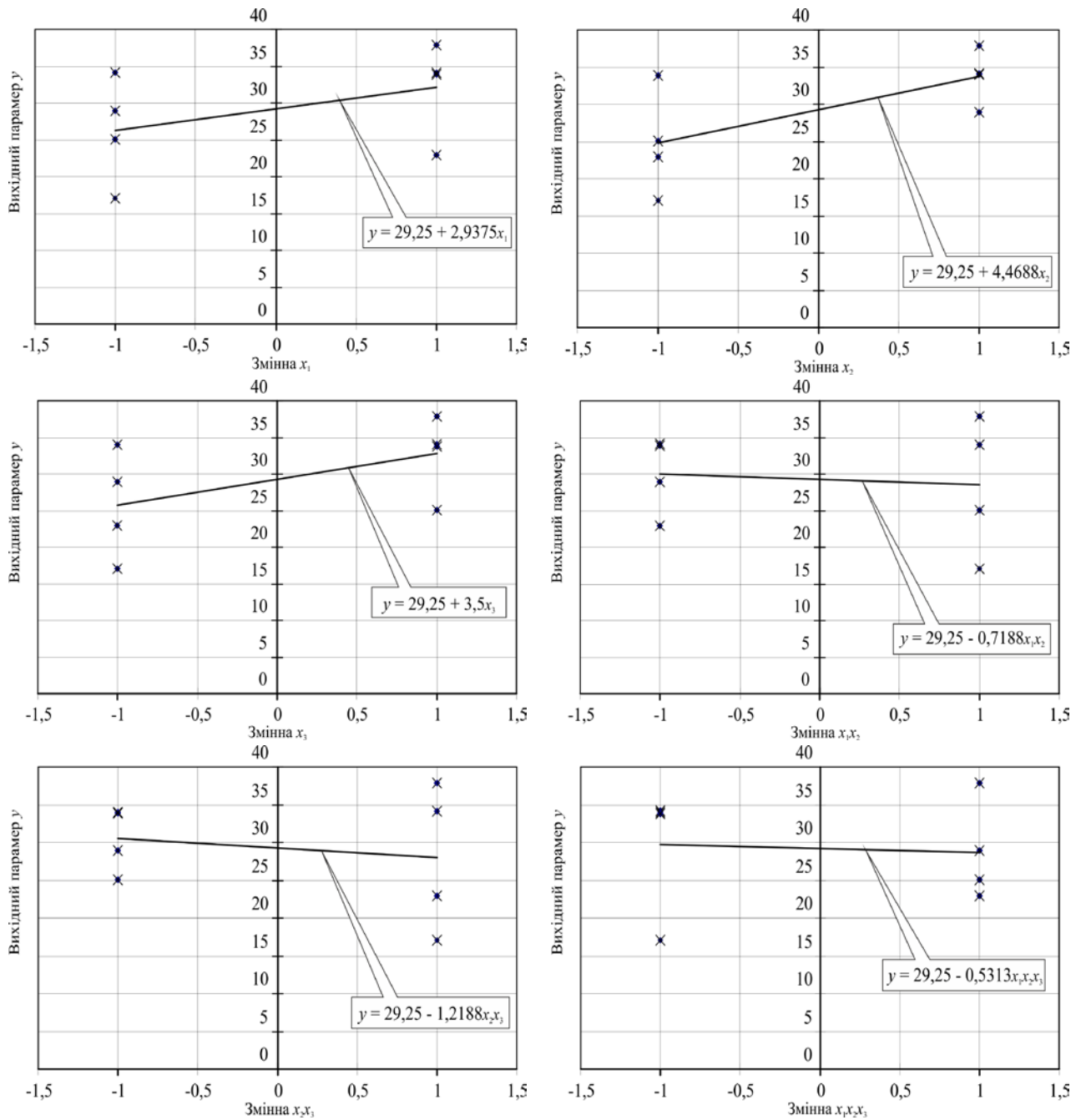


Рисунок 1.17 – Зав’язок змінних факторів та їх взаємодії на тривалість циклу роботи маніпулятора

Для отримання регресивної моделі у натуральних позначеннях факторів у формулу (1.5) підставляються відповідні вирази, що забезпечує коректну математичну інтерпретацію залежностей між факторами та відгуком моделі.

$$t_{\Pi} = 29,25 + 2,9375 \cdot [(l_{\Pi} - 11) / 3] + 4,4688 \cdot [(d_{\text{cop}} - 28) / 10] + 3,5 \cdot [(l_{\text{cop}} - 4) / 2,0] - \\ - 0,7188 \cdot [(l_{\Pi} - 11) / 3] \cdot [(d_{\text{cop}} - 28) / 10] - 1,2188 \cdot [(d_{\text{cop}} - 28) / 10] \cdot [(l_{\text{cop}} - 4) / 2,0] - \\ - 0,5313 \cdot [(l_{\Pi} - 11) / 3] \cdot [(d_{\text{cop}} - 28) / 10] \cdot [(l_{\text{cop}} - 4) / 2,0]. \quad (1.6)$$

Після перетворень отримаємо наступне рівняння з натуральними позначеннями факторів

$$t_{\Pi} = -4,3291 + 0,6583l_{\Pi} + 0,5646d_{\text{cop}} + 0,729l_{\text{cop}} + 0,0115l_{\Pi}d_{\text{cop}} + \\ + 0,2479l_{\Pi}l_{\text{cop}} + 0,0365d_{\text{cop}}l_{\text{cop}} - 0,0089l_{\Pi}d_{\text{cop}}l_{\text{cop}}. \quad (1.7)$$

Отже, проведено експериментальне уточнення тривалості циклу роботи маніпулятора, що, на відміну від раніше відомих значень, визначено для серійних маніпуляторів типу МС з вантажним моментом 60-260 кН·м. З'ясовано, що тривалість циклу роботи маніпулятора приймає значення у діапазоні 17-38 с та залежить від таких параметрів, як відстань переміщення, діаметр та довжина круглих лісоматеріалів. Отриману математичну залежність можна застосовувати для визначення нормативів виробітку на підприємствах лісового комплексу та інших промислових підприємствах, що сприятиме підвищенню ефективності роботи та оптимізації виробничих процесів.

Структура виконання переміщувальної операції з використанням гідравлічного маніпулятора характеризується послідовністю етапів, кожен з яких має визначений вплив на загальну тривалість циклу. Кожна операція передбачає виконання: опускання стріли до вантажу t_x ; встановлення грейфера над вантажем та його захоплення t_3 ; переміщення вантажу до місця призначення t_{Π} ; розвантаження грейфера і укладання вантажу t_y .

На основі аналізу процесу переміщення встановлено, що кожна операція має свою специфіку залежно від параметрів та особливостей вантажу, конструктивних особливостей маніпулятора та умов роботи. У процесі переміщення пачок круглих лісоматеріалів структура робочого циклу гідроманіпулятора залишається аналогічною до

структури операції сортування, що підтверджує універсальність механізму виконання маніпуляцій. Зібрані дані про середню тривалість окремих операцій сортування та переміщення пачок сортиментів подано у табл. 1.6. Вони дозволяють оцінити ефективність виконання кожного етапу та визначити можливі резерви оптимізації процесу.

Таблиця 1.6 – Тривалість операцій робочого циклу гідроманіпулятора (середні значення)

Назва операцій	Тривалість операцій на	
	сортуванні сортиментів, %	переміщенні пачки, %
Опускання стріли до штабеля t_x	26,3	23,05
Розміщення грейфера над необхідними сортиментами та їх захоплення t_3	17,9	27,5
Переміщення сортиментів до місця призначення t_n	34,5	30,45
Розвантаження грейфера і укладання сортиментів t_y	21,3	19,0

Результати аналізу вказують на те, що найбільш значущою за тривалістю залишається операція переміщення сортиментів t_n , незалежно від типу процесу. Ця операція становить у межах 30-35 %, що зумовлено додатковими витратами часу, які виникають під час маніпуляції сортиментами великого діаметру ($d_{\text{cop}} = 24 - 42$ см). Водночас процес захоплення сортиментів t_3 у випадку переміщення пачки потребує більше часу (27,5 %), що може бути пов'язано з необхідністю більш точного позиціонування положення грейфера. Оптимізація цих етапів, зокрема підвищення ефективності захоплення та транспортування, може суттєво скоротити загальний цикл роботи маніпулятора.

Розділ 2

Особливості експлуатування тримальних канатів та аналіз ефективності застосування підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів

2.1 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ДОРІГ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ В СИСТЕМІ ЕНЕРГООЩАДНИХ ТА ЕКОЛОГОБЕЗПЕЧНИХ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Організування у вітчизняному лісогосподарському секторі безперервного лісокористування та лісовідновлення повинне забезпечити високу продуктивність праці зі збереженням захисних функцій лісів. Особливого значення при цьому набуває добір засобів машинізації первинного транспортування лісоматеріалів, котрі повинні бути максимально пристосованими до збереження балансу природних компонентів й екологічної рівноваги, а також відповідати сучасному технічному рівню лісозаготівельного виробництва.

Зазвичай (більш широко в недавньому минулому й деінде дотепер) для спуску лісоматеріалів з гір застосовують лотки й гідролотки. Застосування таких конструкцій спричиняє значні затрати під час їх будівництва та потребує додаткових трелювальних засобів для підтягування лісоматеріалів. Унаслідок значного пошкодження деревини, зменшення обсягів лісозаготівлі та обмеження суцільних рубок лотки спрощених конструкцій натеper використовують лише в окремих гірських районах для спуску сортиментів.

Традиційно під час лісозаготівлі інтенсивно застосовують гусеничні трелювальні трактори та колісні трактори середньої потужності. Для цих процесів вченими-лісівниками розроблено ряд раціональних режимів лісоексплуатації, що забезпечують можливість збереження природних комплексів і забезпечення екологічної безпеки

під час лісозаготівлі [11]. Однак у разі застосування наявної на підприємствах тракторної техніки в багатьох випадках на гірських схилах суттєво (до 80%) пошкоджують підріст, створюють реальні передумови для ґрунтової ерозії й загалом наносять значну шкоду лісовому середовищу [12]. Гірські схили у кінцевому підсумку залишаються на 15-20 років з порушеною структурою ґрунтів і пошкодженим захисним лісовим покривом. В гірських умовах у процесі спорудження тракторних волоків бульдозером виникає потреба у переміщенні значних об'ємів ґрунту (до 3-8 м³ на 1 м³ заготовленої деревини), що спричиняє можливу втрату лісами на тривалий період водоохоронних, водорегулювальних, ґрунтозахисних та інших корисних властивостей. Нові лісові насадження у такому разі формуватимуться на збіднених й менш продуктивних ґрунтах (з нижчими на 1-2 бонітетами). Материнською основою в горах зазвичай є скельні ґрунти. Тому навіть часткове руйнування їхньої структури (тонких ґрунтових шарів завтовшки 10-20 см) наземними транспортними засобами призводить до подальшого змивання верхніх шарів ґрунту паводками, спричиненими зливовими дощами та/або інтенсивним таненням снігів. Селеві потоки, змиваючи ґрунт і забруднюючи ріки, знищують живі організми. Загалом під час трелювання лісоматеріалів гусеничними тракторами на 1 га лісу може бути пошкоджено/зруйновано до 150-500 м³ ґрунту (для природного відновлення шару ґрунту завтовшки 10 см загалом необхідно понад 1000 років).

Наявні також істотні обмеження стосовно застосування трелювальних тракторів на спадистих і стрімких гірських схилах й у технологічному плані. У сприятливих погодних умовах (влітку у суху погоду) допустимо експлуатувати типові конструкції гусеничних тракторів на трелювальних волоках з поздовжнім ухилом до 25°, а за несприятливих погодних умов (взимку та восени у мокру погоду) – на трелювальних волоках з поздовжнім ухилом до 15°. Більш високими є вимоги до роботи колісних тракторів, які під час експлуатації на спадистих і стрімких гірських схилах можуть втратити стійкість руху. Типові колісні трактори у виробничих умовах експлуатують на

підйомах, що не перевищують 7° , а також на спусках, що не перевищують 17° (влітку у суху погоду) або 13° (взимку та восени у мокру погоду). Також науково обґрунтовано, що продуктивність трелювання лісоматеріалів тракторами суттєво знижується на спадистих і стрімких гірських схилах (на схилах з ухилами до 15° продуктивність трелювання лісоматеріалів спеціальними тракторами залежно від природних умов є у 1,5-3 рази нижчою, ніж на рівнинній місцевості).

Достатньо ефективним для транспортування лісоматеріалів у гірських умовах лісоексплуатації є застосування підвісних канатних доріг [13], у яких опір переміщенню рухомого устаткування (вантажної каретки з канатною оснасткою) вздовж тримального каната є значно меншим, ніж у колісних тракторних й автомобільних транспортних засобів, а вага зазначеного рухомого устаткування загалом не перевищує 10% ваги транспортованої пачки (пакета) лісоматеріалів (вага трелювального трактора, здебільшого, співмірна або й перевищує сумарну вагу транспортованих лісоматеріалів). Як наслідок, питомі витрати паливо-мастильних матеріалів під час експлуатування підвісних канатних доріг є відносно невеликими ($0,5-0,7 \text{ кг/м}^3$) й, принаймні, у 2-3 рази меншими, ніж під час використання трелювальних тракторів ($1,1-2,5 \text{ кг/м}^3$) на аналогічних операціях.

У підвісних канатних доріг елементи рухомого устаткування розміщені віддалено відносно персоналу, що їх обслуговує, а це створює необхідні передумови для належного організування безпечних транспортних процесів. Під час транспортування лісоматеріалів канатною дорогою виконується вантажна робота є мінімальною, бо у такому разі є можливість прокласти трасу найбільш коротким шляхом (для трелювальних тракторів протяжність волоків перевищує зазначену відстань у 3-4 рази). Напрямок вантажних потоків під час транспортування лісоматеріалів, здебільшого, збігається зі спуском, що у плані енергоефективності є позитивним, оскільки не менш як 95% підвісних канатних доріг на теренах європейських країн працюють в режимі спуску у вантажному

напрямку (хоча конструкційно в складних природних умовах можуть працювати й на підйом). Окрім того, з застосуванням підвісних доріг вантажі оперативно переміщують як у вертикальному, так й у горизонтальному напрямках, інколи канатні системи застосовують для виконання навантажувально-розвантажувальних операцій [14].

У процесі експлуатації підвісних канатних доріг застосовують підвісний, напівпідвісний й наземний способи переміщення лісоматеріалів. У разі застосування усіх зазначених способів ґрунт і лісовий підріст пошкоджують значно менше, ніж, зокрема, під час тракторного трелювання (інтенсивність процесів змиву ґрунтів знижується у 5-7 разів – не більш як 20-30 м³/га; зростає кількість збереженого життєдайного підросту – до 60-70%).

Вплив атмосферних чинників (снігових заметів, бездоріжжя тощо) на ефективність експлуатації підвісних канатних доріг є несуттєвим (відповідно обсяг робіт з експлуатаційного утримання є незначним). В гірських країнах канатні дороги успішно експлуатують на значних висотах (більш як 4,5 тис. м над рівнем моря), ними розробляють лісосіки зі стрімкістю лісових схилів понад 45°. Сучасні канатні дороги мають можливість ефективно транспортувати як сортименти, так і стовбури; їх достатньо легко можна інтегрувати у різні схеми та лісозаготівельні технології [15].

Для закріплення канатної оснастки підвісних доріг у польових умовах використовують, як правило, проміжні та кінцеві (анкерні) опори – зазвичай ростучі дерева і пні (тримальні, тягові та інші канати використовують повторно).

Зважаючи на вищезазначені переваги, й досі раціонально не вирішено ряд актуальних завдань, що суттєво стримують інтенсивний розвиток канатного транспорту, зокрема й в Україні. Дотепер визначальними є питання підвищення продуктивності, надійності [16] й економічності підвісних канатних доріг, оскільки ефективність їхньої роботи дещо знижується при зменшенні запасів транспортованої деревини (наприклад, під час проведення поступових і вибіркового рубок), хоча показники продуктивності та собівартості чистого транспортного процесу канатної дороги (без

таких підготовчо-допоміжних операцій як формування, причеплення і відчеплення пачки (пакета) лісоматеріалів та ін.) перевищують аналогічні показники тракторного трелювання на гірських схилах. Однією з основних причин зниження ефективності технічного експлуатування канатних доріг є їх неповне завантаження в процесі роботи (зазвичай усереднене рейсове навантаження не перевищує 60-80% номінального показника), затрати часу на переходи робітників стрімкими гірськими схилами для формування пачок (пакетів) лісоматеріалів та залучення робітників до виконання інших лісосічних операцій (організаційні простой тощо). Продуктивність підвісних канатних доріг у виробничих умовах також може обмежуватись продуктивністю інших використовуваних трелювальних засобів (у такому разі вона, як правило, не перевищує 60-70 м³/зміну).

Як наслідок, для ефективного технічного експлуатування довгодистанційні канатні дороги (завдовжки понад 600 м) необхідно оснащувати спеціальними пристроями для підтягування лісоматеріалів до траси тримального каната (багато виробників спеціальної техніки неодноразово розробляли й апробували технічні рішення таких пристроїв). Згідно з даними промислової компанії Wyssen Seilbahnen AG (Швейцарія), використання канатної дороги для підтягування лісоматеріалів в кінцевому результаті знижує її продуктивність до 80%.

Трудомісткість монтажу канатної дороги також є значною – натеper на монтаж і демонтаж довгодистанційних канатних установок робітники витрачають близько 30% робочого часу, причому ці роботи є механізованими не більш як на 10-15%.

Для українських спеціалізованих лісогосподарських підприємств досі невирішеними проблемами залишаються потреба висококваліфікованого технічного персоналу, висока балансова вартість канатних доріг (від 50 до 500 тис. доларів США) й ефективне сервісне обслуговування. Окрім того, зважаючи на строки корисного використання (експлуатації) канатних доріг лісопромислового призначення (7-12 років), амортизаційні відрахування суттєво

підвищують вартість процесу транспортування лісоматеріалів (дотацій для покриття збитків галузевим підприємствам, що використовують на лісозаготівлі канатні дороги, наразі не надають, хоча є розроблені ряд методик, котрі враховують ступінь збереження природного середовища спеціалізованими машинами й устаткуванням під час лісозаготівлі).

Загалом, застосовуючи спеціалізовані канатні дороги у гірських умовах Карпат для транспортування відносно крупних лісоматеріалів й при значних питомих запасах деревини, можна досягти задовільних лісоексплуатаційних та лісогосподарських показників їхньої роботи.

З середини XX ст. також тривають інтенсивні дослідження щодо можливості ефективного застосування повітроплавальних засобів для трелювання й транспортування лісоматеріалів у важкодоступних місцевостях. Найбільше дослідно-конструкторських робіт щодо використання аеростатних трелювальних установок виконано у США, Канаді та Швеції. Зокрема тут вченими-інженерами були проведені експериментальні дослідження роботи аеростатних канатних трелювальних систем, які підтвердили можливість освоєння лісових районів, що вважалися раніше недоступними, без значних затрат на будівництво лісових автомобільних доріг і тракторних трелювальних волоків. Також було встановлено, що трелювання за допомогою аеростатів є найбільш ефективним на гірських схилах з складним стрімким рельєфом. У результаті проведення низки наукових досліджень роботи аеростатів різних типів і вантажопідймальності у багатьох європейських країнах було зроблено висновок, що з урахуванням місцевих природно-виробничих умов аеростатні трелювальні установки не можуть бути рекомендованими до широкого виробничого впровадження унаслідок високої вартості трелювально-транспортного процесу, а також значних супутніх трудовитрат на перевезення, монтаж і демонтаж спеціалізованого устаткування.

У багатьох країнах світу, зокрема у США, Франції та Японії, інтенсивно розробляють спеціальні конструкції та досліджують можливість застосування на лісозаготівлі аеростатичних літальних

апаратів і дирижаблів. Зокрема вченими-інженерами розроблено ряд конструкцій гвинтостатів, що мають значну вантажопідіймальність (наповнені легким газом) і можуть автономно переміщатись в будь-якому напрямку (за рахунок гвинтів).

Можливість застосування вертольотів для трелювання лісоматеріалів у різних країнах (Шотландії, Канаді, США, Норвегії та ін.) розпочали вивчати фактично одразу після їх включення до складу цивільної авіації (вчені-інженери проводили експериментальні технологічно-транспортні операції з метою виявлення впливу вертолітного переміщення лісоматеріалів на лісовідновлювальні, захисні та регулювальні функції лісів, зокрема трелювання крупних дерев без їхнього звалювання на землю). Згодом, за результатами досліджень роботи вертольотів на лісозаготівлі (проведених у багатьох європейських країнах) й лісівничої оцінки лісосік (освоєних за допомогою вертольотів) було встановлено, що основну шкоду довкіллю (пошкодження ґрунту – до 1,5%, лісового підросту і молодняку – до 40%) під час впровадження вищезазначеної технології завдають виключно під час звалювання дерев. Аналіз результатів проведених досліджень показав, що застосування вертольотів дозволяє суттєво спростити організування лісосічних робіт, скоротити затрати на будівництво й утримання лісових транспортних шляхів, більшою мірою (ніж при застосуванні наземних трелювальних засобів) зберігати непорушною структуру ґрунту і лісовий підріст. Однак, порівняно з підвісними канатними дорогами, собівартість трелювально-транспортних процесів у такому разі зростає в середньому до 10 разів, а витрата пального – у 80-120 разів. В промислово розвинутих зарубіжних країнах вертольотами трелюють лісоматеріали, здебільшого, лише під час проведення суцільних рубок, оскільки під час проведення поступових і вибіркових рубок суттєво зростає небезпека виконання робіт й вартість трелювально-транспортних процесів – лише експлуатаційні витрати зростають в 1,5-2 рази (необхідно відзначити, що поступовий перехід з суцільних на поступові й вибіркові рубки з застосуванням канатних доріг теж спричиняє зростання затрат – в середньому у 2-

4 рази для різних типів, однак абсолютні значення затрат є в десятки разів меншими). Загалом вертольоти не рекомендовано використовувати за несприятливих погодних умов (оскільки в гірських умовах таких днів в році більше половини, то виникають додаткові затрати та можливість порушення ритмічної роботи підприємств). У сталій виробничій практиці вертольоти, якими подекуди транспортують лісоматеріали в країнах Західної Європи й Америки, зазвичай виконують вантажні перевезення й до лісозаготівлі загалом не пристосовані. Тому, враховуючи вищезазначене, можна відзначити, що вертолітне трелювання належним чином дозволяє забезпечити збереження лісового навколишнього середовища, є мобільним і найменш трудомістким (з організаційної й технологічної точок зору). Однак на даний час (у зв'язку з високою вартістю застосування вертольотів на лісозаготівлі) є економічно недоцільним і може бути рекомендованим лише для транспортування крупномірних лісоматеріалів особливо цінних порід деревини у важкодоступних умовах з підвищеними вимогами щодо захисту навколишнього природного середовища.

Загалом повітроплавальна техніка з позицій потреби охорони довкілля, порівняно з наземними трелювальними засобами, володіє істотними перевагами. Однак висока вартість трелювально-транспортних процесів, порівняно з підвісними канатними дорогами (аеростатними системами – не менш як у 2 рази, вертольотами – не менш як у 1,5-12 разів залежно від природних умов), є однією з основних причин, що обмежує ефективне використання таких засобів на лісозаготівельних роботах у вітчизняних умовах.

Правилами рубок головного користування в гірських лісах Карпат передбачений порядок виконання лісосічних робіт, що забезпечує лісовідновлення на вирубках і захист ґрунтового покриву від ерозії. Наявний натеper вітчизняний та зарубіжний досвід показує, що найбільш ефективним видом транспорту, який відповідає сучасним лісогосподарським й лісозаготівельним вимогам, пристосований до складних умов рельєфу і економічно себе виправдовує під час виконання тимчасових робіт на лісосіках, є

канатний. В інженерній практиці лісопромислового виробництва підвісні канатні дороги використовують, здебільшого, в складних природних умовах, де інші види транспорту застосовувати економічно недоцільно.

Велика вартість господарського освоєння гірських лісів є однією з основних причин того, що де-факто їх не включають в лісоексплуатацію і вважають технологічно (економічно) недоступними (до 25-30% лісів у США, Норвегії тощо). В Україні гірські лісові райони теж в господарському плані є недостатньо освоєними, мережа транспортних шляхів розвинута слабо (щільність лісових доріг Карпатського регіону становить 15-30% від аналогічного показника для суміжних європейських країн). Тому інтенсивне впровадження у технологічний процес підвісних канатних доріг суттєво б підвищило ефективність вітчизняної гірської лісозаготівлі (в гірських країнах з добре розвинутою транспортною інфраструктурою, наприклад Швейцарії, Австрії тощо, виключеними з лісоексплуатації є не більш як 5-10% гірських лісів). Окрім того, раціональне використання підвісних канатних доріг сприятиме зростанню щорічних обсягів заготівлі деревини й зменшенню негативного антропогенного впливу на природні екосистеми (офіційно в Швейцарських Альпах на одиниці площі заготовляють в 2,5-3 рази більше лісоматеріалів, ніж в Українських Карпатах, але заподіяна природі шкода унаслідок роботи спеціалізованої техніки й застосування екологічнобезпечних лісозаготівельних технологій є в багато разів меншою).

Наявні тенденції розвитку спеціалізованого лісопромислового канатного транспорту, питома вага якого у європейських країнах упродовж останніх 50-ти років зросла в середньому з 2-3 до 10-15%, вказують на беззаперечну перспективність використання підвісних канатних доріг на українських теренах. Тому подальші розроблення й впровадження у виробничий процес канатних систем для транспортування лісоматеріалів мають велике значення для підвищення ефективності застосування спеціалізованої техніки на лісозаготівлі в Україні.

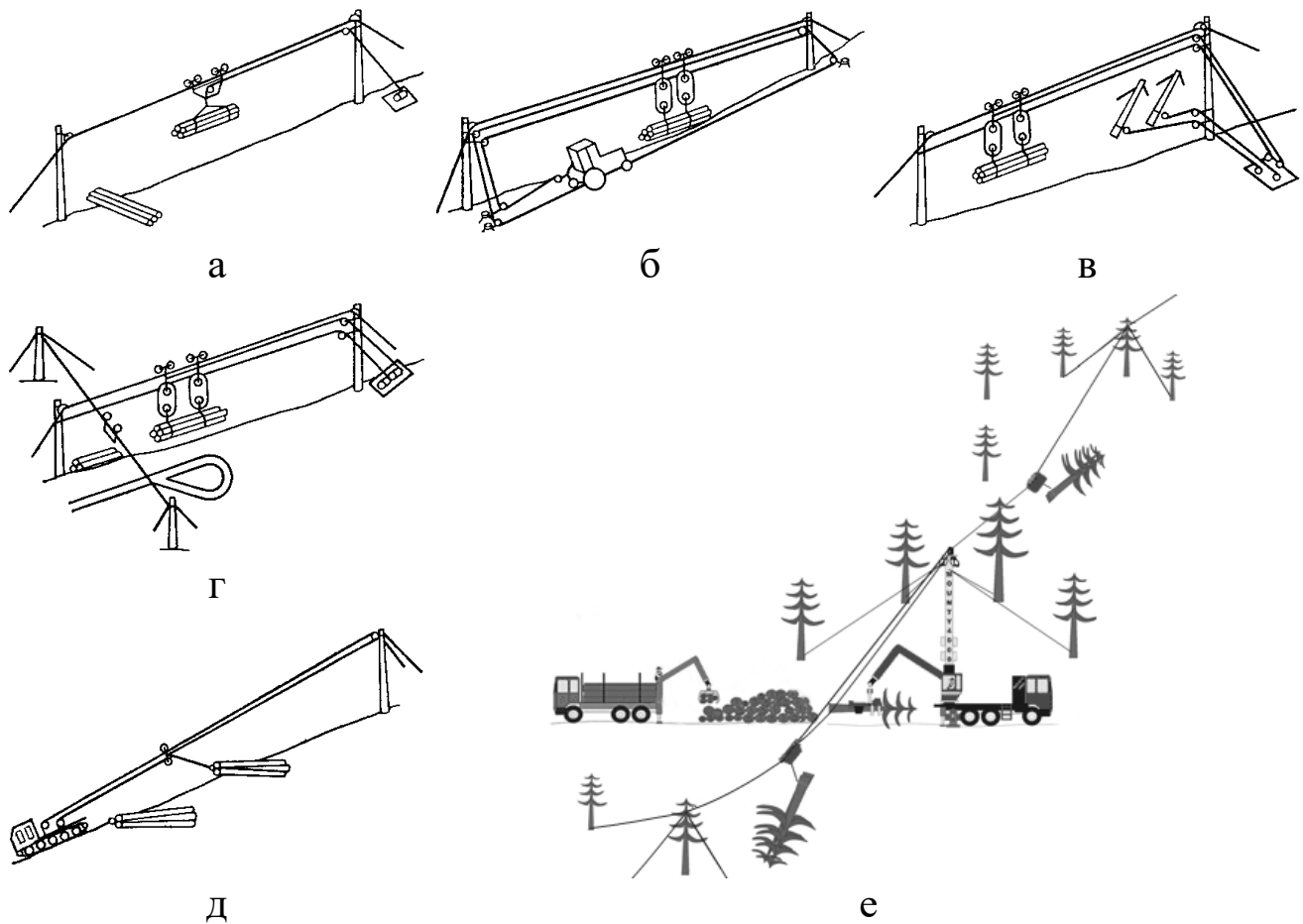
2.2 ОСНОВНІ КОНСТРУКЦІЙНІ СХЕМИ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ДОРІГ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ

Інтенсивне застосування підвісних канатних доріг на початку та в середині ХХ ст. у процесі заготівлі лісоматеріалів тісно пов'язане з набутою практикою використання сталевих канатів для оснащення вантажопідіймальних машин загального призначення та впровадженням винаходів, розроблених, насамперед, лісопромисловими компаніями «Wyssen Seilbahnen AG» (Швейцарія), «Mayr-Melnhof Karton AG» (Австрія) і «BACO AG Steffisburg» (Швейцарія). Основні аспекти розвитку канатного лісопромислового транспорту на теренах України відзначено у роботі [17].

Свого часу на території України були чинними ряд галузевих та державних стандартів, які регламентували типологію лісозаготівельних лебідок, а також підвісних канатних доріг для лісозаготівлі. Відповідно до цих стандартів підвісні канатні дороги класифікували на 3 типи: трелювально-транспортні (для підтягування лісоматеріалів до тримального каната на віддаль понад 30 м), транспортні та навантажувально-штабелювальні (рис. 2.1, а-г). Особливі групи становили напівпідвісні короткодистанційні канатні дороги, якими переміщували лісоматеріали у напівпідвішеному стані (рис. 2.1, д), та гірські лісові комбайни (рис. 2.1, е).

Класифікацію підвісних канатних доріг розробляли в Національному лісотехнічному університеті України (Біла Н. М., Прохоренко А. Г., Мартинців М. П. [13]), Українському науково-дослідному інституті гірського лісівництва імені П. С. Пастернака (Коржов В. Л., Кудра В. С. [18-19]), Норвезькому лісовому науково-дослідному інституті (Samset I. [20]) та інших установах. Зокрема Білою Н. М. в основу класифікації (рис. 2.2) були покладені найбільш суттєві конструкційні ознаки канатних доріг: кількість прольотів і характер натягу канатів. Також Біла Н. М. класифікувала підвісні канатні системи на 2 групи за характером руху тягового каната: І група – тимчасові підвісні дороги з маятниковим рухом каната і податливими опорами; ІІ група – напівстаціонарні підвісні дороги з кільцевим рухом каната і жорсткими опорами. Очевидно, що

зазначені підвісні системи обох груп різняться як схемами канатної оснастки, так і умовами роботи канатів.



а – трелювально-транспортні канатні дороги; б – транспортні канатні дороги (з режимом роботи на спуск лісоматеріалів); в – транспортні канатні дороги (з режимом роботи на підйом лісоматеріалів); г – комбінована робота транспортних канатних доріг в комплексі з навантажувальними установками; д – трелювальні короткодистанційні канатні дороги; е – гірські лісові комбайни [21]

Рисунок 2.1 – Основні типи підвісних канатних доріг лісопромислового призначення

Натепер у практиці лісопромислового виробництва ефективно застосовують підвісні канатні дороги різних конструкцій (рис. 2.3-2.7) з типовими схемами канатної оснастки [22].

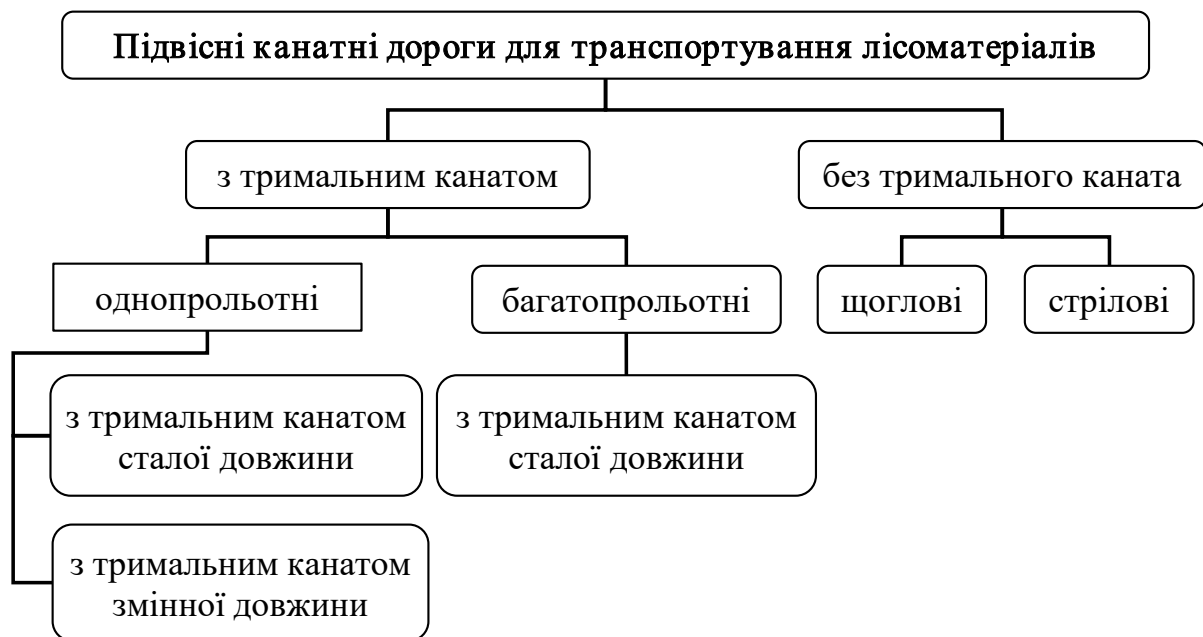
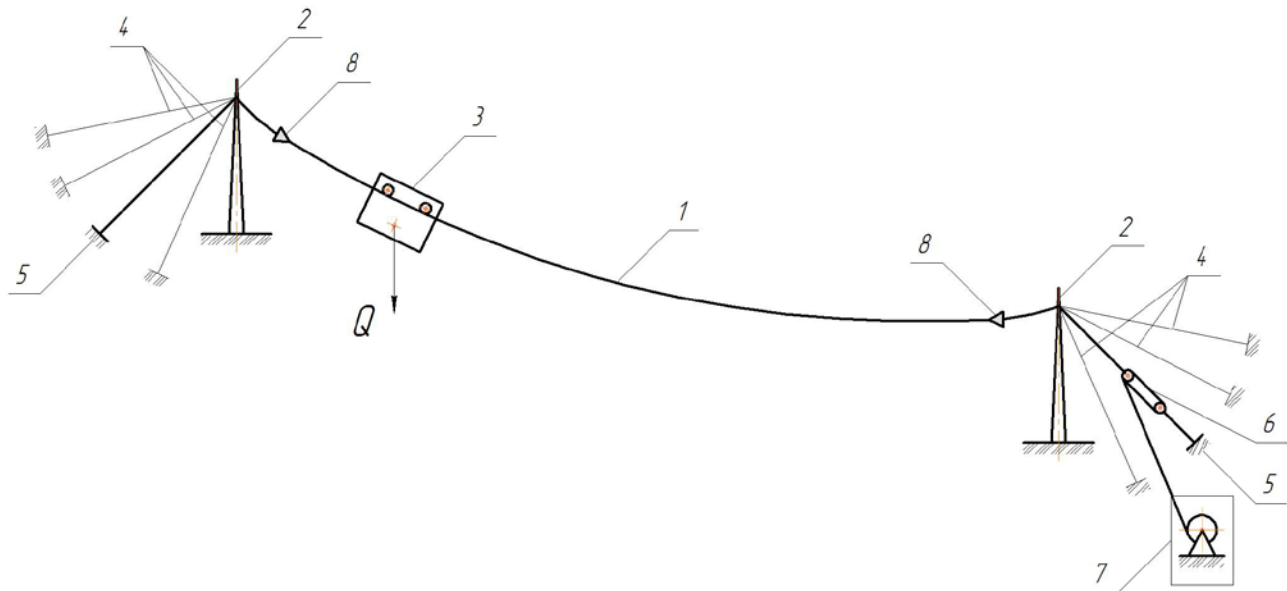
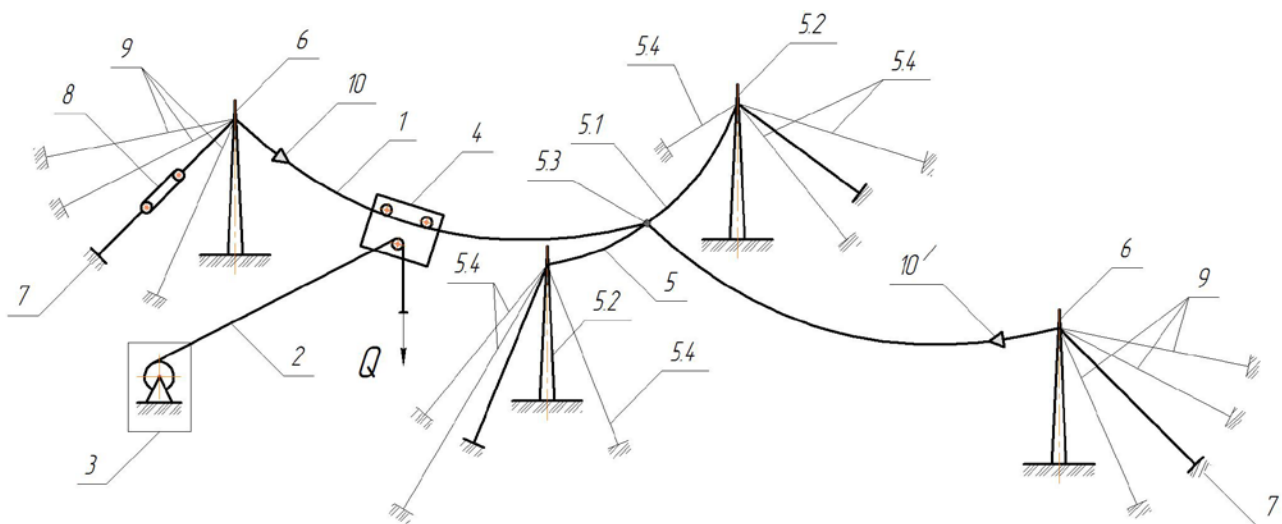


Рисунок 2.2 – Принципова схема класифікації канатних доріг для транспортування лісоматеріалів згідно з їх конструкційним виконанням

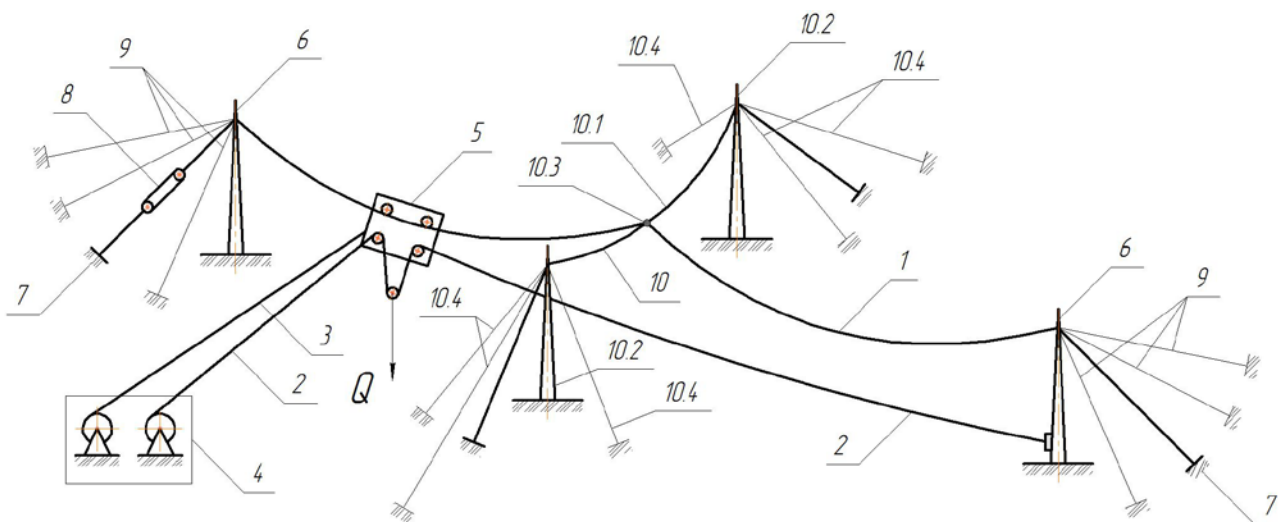


1 – канат тримальний; 2 – опори; 3 – каретка вантажна; 4 – розтяжки;
5 – опори анкерні; 6 – пристрій натяжний; 7 – привод (пристрою натяжного); 8 – стопори

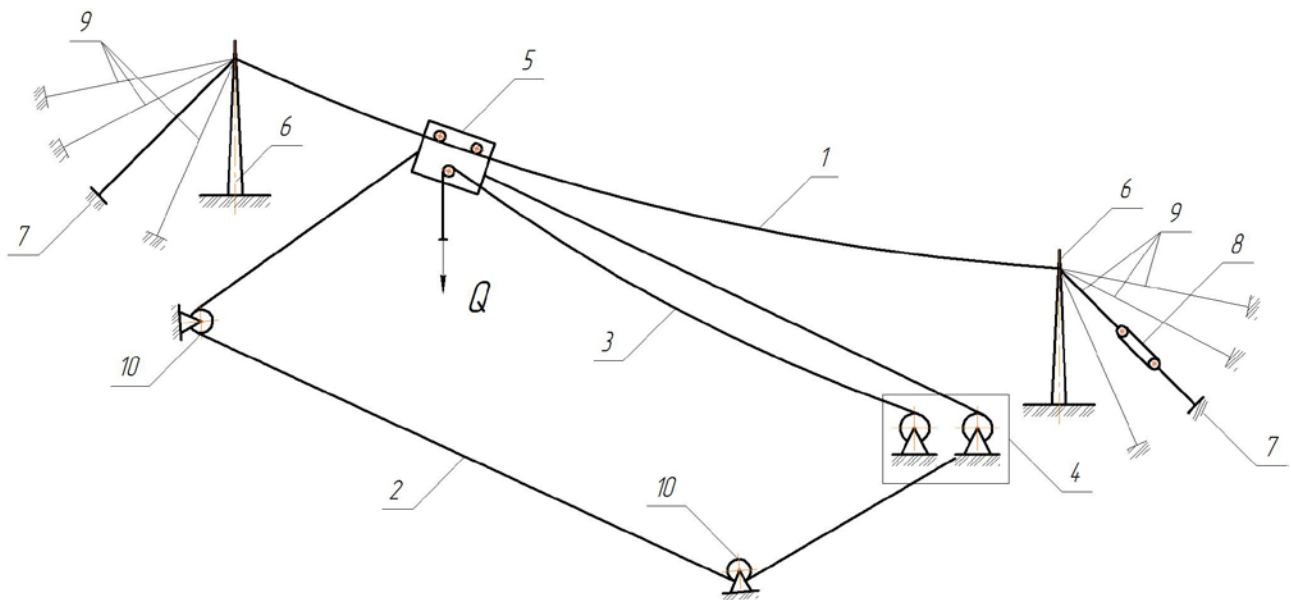
Рисунок 2.3 – Схема лісоспуску (канатного)



1 – канат тримальний; 2 – канат тягово-вантажопідіймальний;
 3 – привод (лебідка однобарабанна); 4 – каретка вантажна
 напівавтоматична; 5 – опора проміжна та її складники: 5.1 – канат,
 5.2 – щогли, 5.3 – башмак, 5.4 – розтяжки; 6 – щогли кінцеві;
 7 – опори анкерні; 8 – пристрій натяжний для тримального каната
 (поліспаст); 9 – розтяжки; 10 (10') – верхній (нижній) стопор
 Рисунок 2.4 – Схема підвісної дороги (двоканатної)

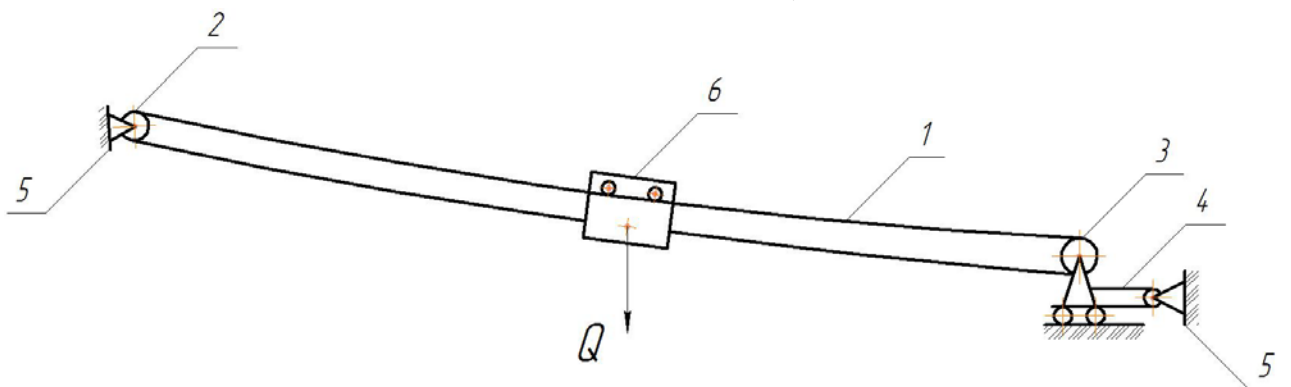


1 – канат тримальний; 2 – канат вантажопідіймальний; 3 – канат
 тяговий; 4 – привод; 5 – каретка вантажна; 6 – щогли кінцеві;
 7 – опори анкерні; 8 – пристрій натяжний для тримального каната
 (поліспаст); 9 – розтяжки; 10 – опора проміжна та її складники:
 10.1 – канат, 10.2 – щогли, 10.3 – башмак, 10.4 – розтяжки
 Рисунок 2.5 – Схема підвісної дороги (триканатної)



- 1 – канат тримальний; 2 – канат тяговий (замкнутий);
 3 – канат вантажопідіймальний; 4 – лебідка двобарабанна (привод);
 5 – каретка вантажна; 6 – щогли кінцеві; 7 – опори анкерні;
 8 – пристрій натяжний для тримального каната (поліспасть);
 9 – розтяжки; 10 – блоки напрямні

Рисунок 2.6 – Схема підвісної дороги (триканатної з замкнутим тяговим канатом)



- 1 – канат тягово-тримальний; 2 – блок напрямний; 3 – привод з блоком тяговим; 4 – пристрій натяжний; 5 – опори кінцеві;
 6 – каретка вантажна

Рисунок 2.7 – Схема підвісної дороги (з тягово-тримальним канатом)

На лісозаготівлі в гірських умовах поряд з стаціонарними широко застосовують мобільні канатні дороги [15, 19, 23, 24], які

задовольняють сучасні вимоги щодо ведення лісового господарства й лісосічних робіт, а також є одним з найбільш перспективних засобів трелювання лісоматеріалів в утруднених умовах лісоексплуатації.

Упродовж останніх років з метою підвищення ефективності функціонування підвісних систем ряд лісопромислових компаній, зокрема «Konrad GmbH» (Австрія), виготовляють удосконалені конструкції гірських лісових комбайнів, а також мобільних доріг, оснащених додатковим тримальним канатом, вздовж якого має змогу переміщатися автономна радіокерована каретка з власним двигуном.

Загалом основними складниками підвісних канатних доріг є система канатів (тримальний, тяговий, зворотний, підіймальний), вантажна каретка, опорні та кінцеві башмаки, привод, монтажно-кріпильне устаткування (рис. 2.8).

В 70-х рр. XX ст. у Норвезькому лісовому науково-дослідному інституті (Samset I.) були розроблені загальні теоретичні схеми для лісотранспортних канатних систем (рис. 2.9).

Для навішування канатної оснастки призначені опори підвісних доріг: головні, тилові та проміжні. У виробничій практиці як опори, зазвичай, використовують дерева, пні чи частини стовбурів. Головні опори розміщують поряд з лебідкою, тилові – в глибині лісосіки (на вершині схилу під час роботи в режимі спуску лісоматеріалів та біля підніжжя схилу під час роботи в режимі підймання лісоматеріалів). Як головні опори використовують стовбури дерев зі спиляними вершинами, стаціонарні та інвентарні щогли, виконані у вигляді сталевих конструкцій. Інвентарні щогли зазвичай монтують на лебідках і закріплюють розтяжками.

Технологічно висота щогл канатних доріг залежно від їхнього цільового призначення може бути різною: від 5 м (дороги для освоєння лісів Східного Сибіру) до 35 м (самохідні дороги, що застосовують на лісозаготівлі в США та Канаді).

Проміжні опори слугують для підтримання канатів багатопрольотної дороги; їх оснащують пристроями для пропускання каретки з вантажем (рис. 2.10).

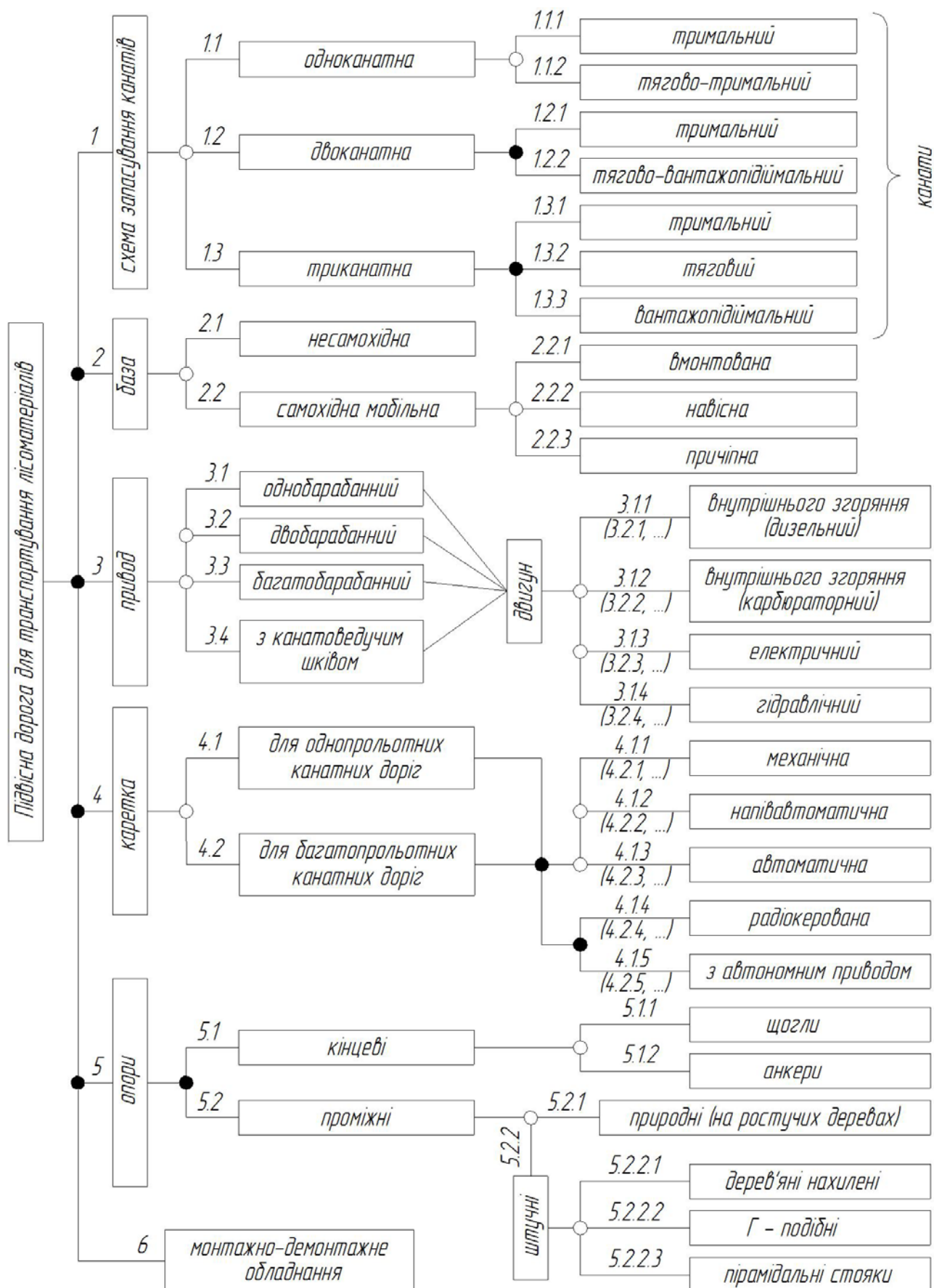
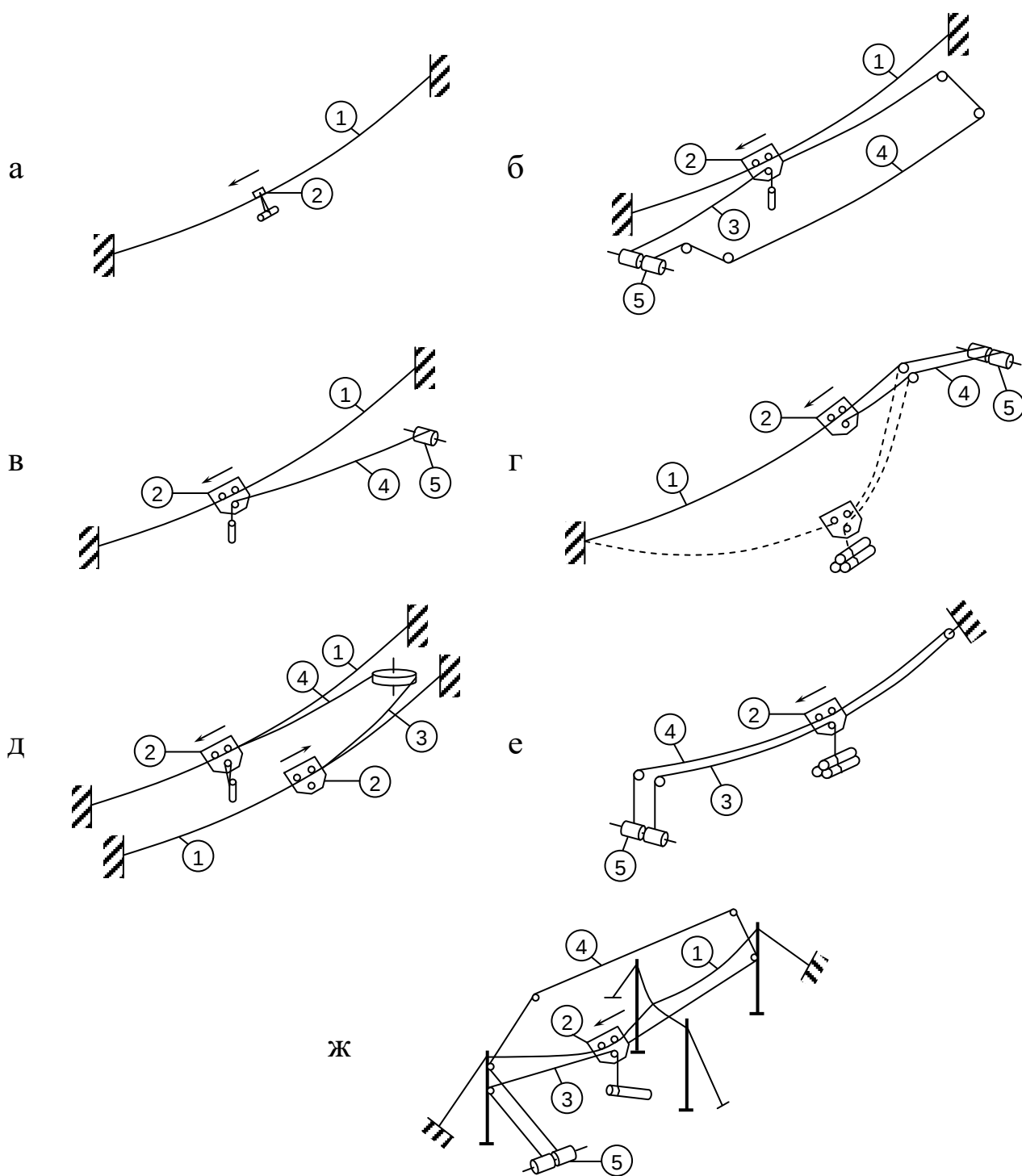


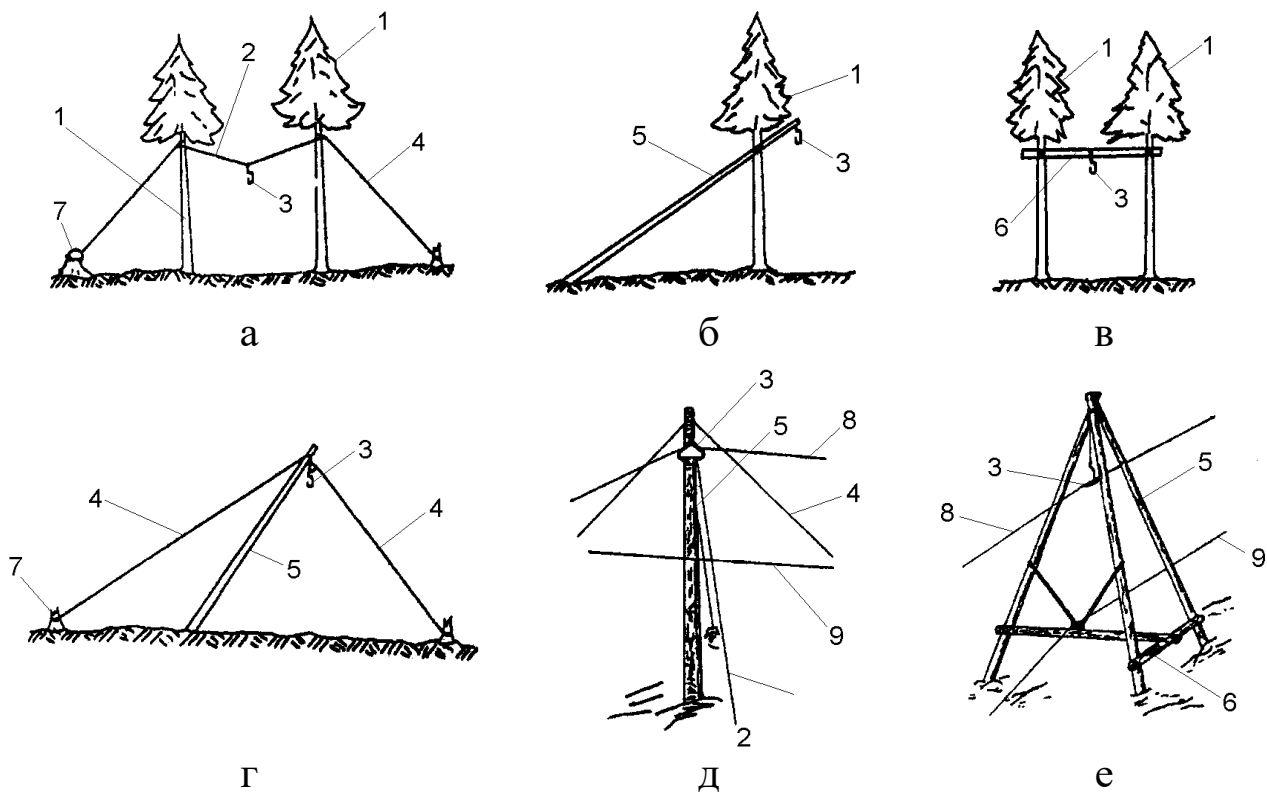
Рисунок 2.8 – Структурна схема канатної дороги (● – і; ○ – або) [25]



а – лісоспуск; б і в – кабель-кран відповідно з нижнім і верхнім розміщенням лебідки; г – система зі змінним натягом каната; д – маятникова канатна дорога; е – напівпідвісна система; ж – багатопрольотна канатна дорога
1 – тримальний канат; 2 – каретка; 3 – тяговий канат; 4 – зворотний канат; 5 – лебідка

Рисунок 2.9 – Теоретичні схеми канатних доріг

У лісоінженерній практиці використовують як природні проміжні опори (одноразового застосування), так і штучні проміжні опори (багаторазового застосування).



а – опора з підтримувальним канатом; б – опора з нахиленою частиною стовбура, закріпленого на дереві; в – опора з поперечиною; г – опора з нахиленою частиною стовбура, закріпленого розтяжками;

д – опора прямостояча; е – опора пірамідальна

1 – дерево; 2 – підтримувальний канат; 3 – башмак; 4 – розтяжка;

5 – частина стовбура дерева; 6 – перекладина; 7 – пень;

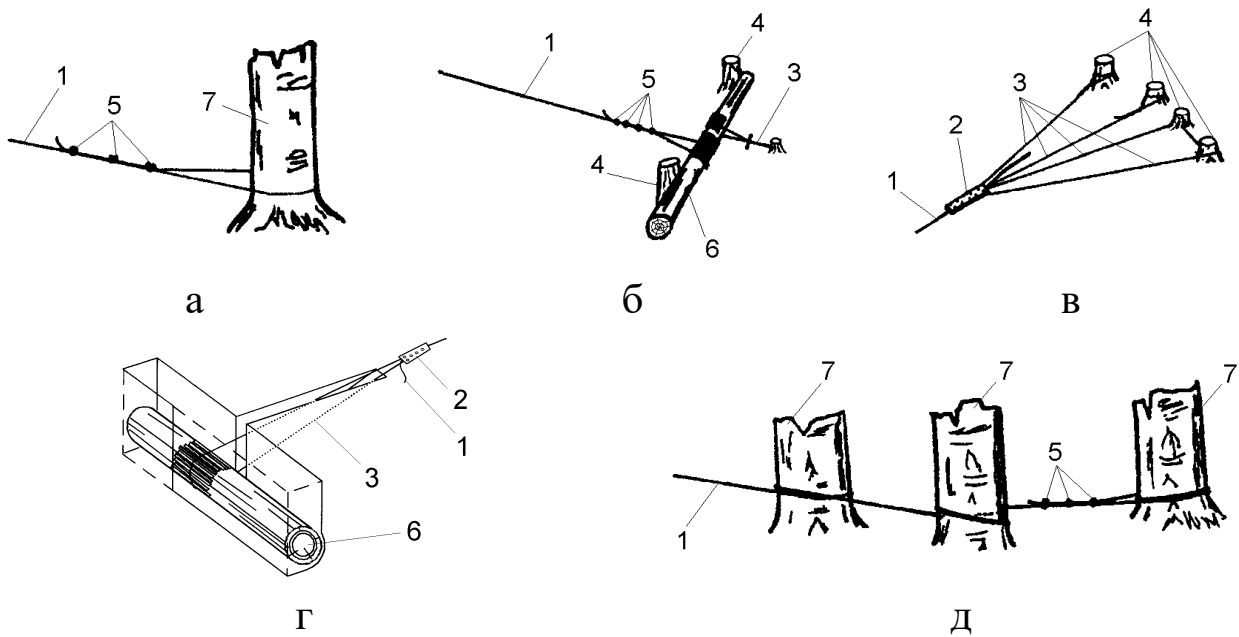
8 – тримальний канат; 9 – тяговий канат

Рисунок 2.10 – Конструкції проміжних опор канатних доріг

Тилові опори підвісних доріг (рис. 2.11) слугують для закріплення кінців тримальних канатів чи поворотних блоків тягово-тримальних канатів.

Лісопромислові підвісні канатні дороги за своїм цільовим призначенням є транспортувальними засобами з обмеженим строком експлуатації на одному місці. Економічна доцільність використання

таких доріг є високою за умови, що їхня конструкція є легкою і простою, а їхній монтаж – не надто трудомісткий. Виходячи з цих міркувань, тримальні канати таких підвісних доріг, зазвичай, жорстко закріплюють на кінцях, а як проміжні опори – використовують канати, підвішені на деревах. З метою зменшення габаритної висоти опор стріли провисань тримальних канатів призначають мінімальними.



а – опора з петлею, закріпленою на дереві; б – опора з перекладиною, закріпленою за пні; в – опора з замком і розтяжками; г – опора з перекладиною в траншеї [26]; д – опора з обвиванням дерев петлями

1 – тримальний канат; 2 – замок; 3 – розтяжка; 4 – пень;
5 – затискачі; 6 – перекладина; 7 – дерево

Рисунок 2.11 – Конструкції тилових опор канатних доріг

Натепер у промислово розвинутих країнах світу наявна тенденція до збільшення використання канатних доріг для транспортного освоєння гірських та інших важкодоступних лісових районів. Відповідно, для їхнього оснащення необхідно значно більше канатів, порівняно зі стаціонарними вантажними чи пасажирськими канатними дорогами. Тому економічні втрати від нераціонального

використання канатної оснастки підвісних доріг в лісовій промисловості є значно відчутнішими, аніж в інших суміжних галузях виробництва.

2.3 КОНСТРУКЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА УМОВИ ЕКСПЛУАТУВАННЯ КАНАТІВ, ЯКИМИ ОСНАЩУЮТЬ ПІДВІСНІ ДОРОГИ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ

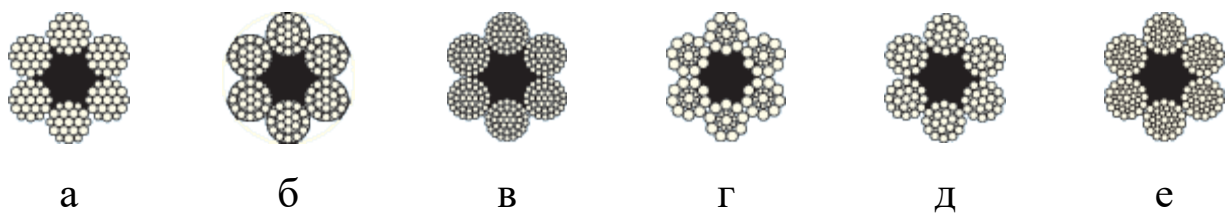
Основними робочими органами підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів є сталеві канати. Від міцності і довговічності канатів залежить надійність роботи підвісних доріг, фактичний строк їхньої експлуатації та економічна ефективність транспортувальних операцій. Тому велике значення має правильний вибір конструкції канатів для різних типів підвісних доріг й умов їхньої роботи.

Канати підвісних лісопромислових доріг повинні бути достатньо гнучкими, щоб в умовах лісосіки зручно було проводити монтажні-демонтажні роботи, легкими та міцними, стійкими до корозії. Вибір конструкції канатів в кожному окремому випадку виконують за міцністю, довговічністю, зручністю в експлуатації та вартістю (шляхом порівняння можливих варіантів й обрання оптимального).

Підвісні канатні дороги для транспортування лісоматеріалів зазвичай оснащують канатами відкритого типу подвійного звивання, менш жорсткими і витривалими, проте більш дешевими, аніж канати закритого типу, і більш зручними для умов лісоексплуатації. Практика лісоексплуатації, а також результати численних досліджень підтверджують, що довговічність канатів типу ЛК-Р (технологія звивання – лінійний дотик між шарами, дротини – різного діаметра; DIN 3059) в середньому на 30-40% вища, ніж канатів типу ТК (технологія звивання – точковий дотик між шарами; DIN 3060 FC). Тому традиційно застосування канатів з точковим контактом дротин в пасмах для оснащення канатно-блочних вузлів машин і агрегатів лісової промисловості вважають недоцільним унаслідок нетривалого строку їхньої служби. Канати хрестоподібного звивання володіють підвищеною жорсткістю, структурною міцністю і придатні для

багатошарового укладання на барабан. Канати одностороннього звивання характеризують більший опір стиранню та втомному згинанню, більший строк служби та менший коефіцієнт тертя.

Загалом, підвісні канатні трельовально-транспортні системи доцільно оснащувати пасмовими канатами подвійного звивання з органічним сердечником [27, 28], оскільки вони порівняно дешеві та зручні у використанні під час монтажу й експлуатації, відрізняються більш високою пружністю, порівняно з відкритими спіральними канатами (їхнє застосування сприяє зниженню змін сил натягу на 25-50%). На основі досвіду експлуатування підвісних доріг й перевіряння довговічності канатів, зокрема в лабораторіях Національного лісотехнічного університету України та на дослідному полігоні Українського науково-дослідного інституту лісового господарства та агролісомеліорації, кращими з канатів, які застосовують в лісовій промисловості, вважають канати з лінійним дотиком дротин в пасмах (DIN 3059 та DIN 3058, рис. 12). При сумарній довжині транспортування лісоматеріалів понад 1000 м й потребі зчалування тримальних канатів також можливе використання канатів типу ТК (конструкції $6 \times 16 = 96$ дротин з органічним сердечником).



канати конструкції: а – DIN 3059; б – DIN 3060 FC;
в – DIN 3066 FC; г – DIN 3058; д – DIN 3057; е – DIN 3064 (FE)
Рисунок 2.12 – Конструкції (стандарти) сталевих канатів, придатних для оснащення підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів

У підвісних дорогах для транспортування лісоматеріалів тримальні канати виконують функції підтримувальних опор та напрямних під час руху каретки з вантажем. Оскільки такі канати

сприймають надто великі зусилля від розтягу і згину під колесами вантажних кареток, то вони повинні характеризуватись високою міцністю і незначною гнучкістю (одними з найкращих є тримальні канати конструкції DIN 3059). Загалом вартість тримального каната складає близько 20% вартості багатопрольотної канатної установки, а трудомісткість його монтажу – біля 30% трудовитрат для виконання монтажно-демонтажних робіт.

Тягово-тримальні канати повинні одночасно відповідати вимогам, які ставлять до тримальних і тягових канатів. Тягово-тримальні канати під час підвісного транспортування лісоматеріалів можуть працювати з стрілами провисання $f_{\max}$, рівними 1/20-1/10 довжини прольоту ℓ .

Розривне зусилля каната в цілому є меншим, ніж сумарне розривне зусилля дротин $\sum F_0 \sigma_B$ унаслідок нерівномірності їх навантаження в процесі роботи,

$$T_{\text{розр}} = \chi \cdot \sum (F_0 \cdot \sigma_B), \quad (2.1)$$

де χ – коефіцієнт втрат розривного зусилля дротин каната.

Якщо в стандартах відсутнє значення $T_{\text{розр}}$, то вважають, що при одинарному звиванні $\chi \approx 0,9$, при подвійному звиванні – $\chi \approx 0,85$, при потрійному звиванні – $\chi \approx 0,82$.

Площу поперечного перерізу дротин каната A встановлюють згідно з відповідним стандартом (державним, національним тощо) відповідно до його діаметра d_k . Якщо зазначене значення в стандарті відсутнє, то у процесі розрахунків використовують формулу

$$A = \kappa \cdot \pi \cdot d_k^2 / 4, \quad (2.2)$$

де κ – коефіцієнт заповнення дротинами поперечного перерізу каната; для канатів одинарного звивання $\kappa \approx 0,75-0,90$, для канатів подвійного звивання $\kappa \approx 0,5$.

Одним з головних параметрів, котрий визначає фізичну залежність між зусиллями, що діють в канатах, та їх деформаціями, є ефективний повздовжній модуль пружності. У процесі виконання інженерних розрахунків повздовжній модуль пружності однорідних конструкційних матеріалів вважають величиною сталою. Канати мають складну будову – їх виготовляють з дротин, звитих у пасма, які в свою чергу також сплітають між собою. Тому за рахунок впливу внутрішніх сил тертя між дротинами жорсткість канатів є величиною змінною (вона наближається до жорсткості стержня при натягах близьких до $T_{розр}$). При цьому фактичне видовження канатів має різний характер. У виробничій практиці нові канати, здебільшого, перед початком роботи витягують (обтискають). Окрім початкового, канати в процесі експлуатування також зазнають пружного видовження. Оскільки розрахунковим шляхом визначити величину початкового витягування канатів досить складно, тому під час монтажу підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів для запобігання небажаним наслідкам канати або попередньо витягують, або ж передбачають наявність в конструкції підвісних доріг спеціальних регулювальних пристроїв.

Аналіз діаграм розтягу канатів різних конструкцій (Дукельський О. Й. та ін.) дозволяє стверджувати, що вони не мають визначеної границі текучості і фактично не підпорядковуються класичному закону Гука. Однак, в інженерії практично користуються ефективним модулем пружності каната E_k із введенням поправочним коефіцієнтом k ($k < 1$) до модуля пружності сталевोї дротини E_δ ($E_\delta \approx 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$)

$$E_k = k \cdot E_\delta . \quad (2.3)$$

Числове значення k залежить від багатьох факторів і загалом має дещо невизначений характер. Зокрема Динник О. М. запропонував наближену теоретичну формулу для розрахунку коефіцієнта k

$$k = \cos^4 \varphi_{\kappa} \cdot \cos^4 \psi_{\kappa} , \quad (2.4)$$

де φ_{κ} – усереднене значення кута нахилу дротин у пасмі до осі пасма каната; ψ_{κ} – кут нахилу осі пасма до осі каната (для канатів одинарного звивання $\psi_{\kappa} = 0$).

У підсумку, для канатів одинарного звивання приймають $k \approx 0,57-0,88$, для канатів подвійного звивання з органічним сердечником $k \approx 0,35-0,60$.

Як вже зазначено, в цілому ефективний модуль пружності каната E_{κ} є величиною змінною і загалом залежить від його конструкції та ступеня натягу. У початковий період роботи канат під навантаженням інтенсивно ущільнюється (особливо це стосується канатів подвійного звивання з наявним органічним сердечником), а його модуль пружності дещо зростає.

Теоретичне визначення модуля пружності канатів зазвичай є утрудненим унаслідок наявних особливостей їх закріплення та складності конструкції самих канатів. Тому в інженерній практиці, поряд з теоретичним обґрунтуванням, модуль пружності канатів визначають, здебільшого, експериментально. Експериментальним дослідженням величин модулів пружності сталевих канатів присвячено ряд праць вчених у різних галузях техніки (Динник О. М., Савін Г. М., Адамовський М. Г., Безсонов В. Г. Ганкус Я., Цвірко М. А. та ін.). У процесі розраховування модулів пружності канатів підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів використовують діапазони значень, рекомендовані Коганом І. Я. та Дукельським О. Й. (аналогічно як для канатів стаціонарних вантажних канатних доріг),

$$E_{\kappa} = (0,35 \dots 0,6) \cdot E_{\sigma} . \quad (2.5)$$

Автори залежності (2.5) при цьому відзначають, що величина E_{κ} значною мірою залежить від ступеня натягу каната й при великих

натягах може сягати $E_{\kappa} = (0,7 \dots 0,8) \cdot E_{\sigma}$.

Зважаючи на те, що теоретичні формули, наведені в спеціалізованій літературі, не завжди дозволяють врахувати величину натягу каната, під час інженерних розрахунків, де це можливо, перевагу варто надавати результатам проведених експериментальних досліджень. Зокрема для сталених канатів конструкції $6 \times 19 + 1 \text{ о.с.}$ побудована емпірична залежність модуля пружності від їхнього коефіцієнта запасу міцності n_{κ} (ґрунтуючись на результатах досліджень Адамовського М. Г. та Матвєєва Е. М.)

$$E_{\kappa} = \left(1,63 + \frac{0,48}{n_{\kappa}} \right) \cdot \frac{q}{A} \cdot 10^6, \quad (2.6)$$

де q – погонна вага каната.

Безсонов В. Г. дослідив вплив динамічних навантажень на зміну модуля пружності канатів підвісних доріг і встановив, що величини модуля пружності каната при статичних і динамічних навантаженнях є практично однаковими.

Для оперативного наближеного розрахунку модуля пружності каната, закріпленого безпосередньо в експлуатаційних умовах, згідно з рекомендаціями Абрамова Д. А. необхідно виміряти частоту його поздовжніх коливань й скористатись відомою залежністю для визначення швидкості поширення поздовжньої пружної хвилі у середовищі.

Загалом раціональне використання сталевих канатів є однією з важливих умов ефективного застосування підвісних доріг для механізації трелювально-транспортних лісозаготівельних процесів. Строки служби тримальних канатів фактично є надзвичайно обмеженими і складають в середньому від 4 до 12 місяців. В умовах Українських Карпат тримальними канатами транспортують від 4 до 20 тис. м³ деревини. Згідно з результатами дослідження Прохоренка А. Г. для кожних 2-3 м³ транспортованих лісоматеріалів в умовах лісопромислового виробництва витрачають не менш як 1 кг

канатів. Зважаючи на те, що складова вартості канатної оснастки є значною в структурі кошторисної вартості підвісної дороги лісопромислового призначення (в середньому 25-40%), а трудовитрати для навішування канатів складають не менш як 55-65% від сумарної трудомісткості усього комплексу монтажних робіт, можна стверджувати про необхідність подальшого підвищення ефективності використання канатів підвісних установок для транспортування лісоматеріалів. Зокрема вищезазначені суттєві розбіжності в обсягах виконаних тримальними канатами вантажних робіт вказують на недостатню обґрунтованість наявних технічних рекомендацій з проєктування лісопромислових підвісних доріг, зокрема й у частині інженерних розрахунків канатів.

2.4 ОГЛЯД У ГАЛУЗІ РОЗРАХУНКУ ТРИМАЛЬНИХ КАНАТІВ ПІДВІСНИХ ДОРІГ ЛІСОПРОМИСЛОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Питання щодо розроблення ефективних та застосовних у практичному плані методик розрахунку гнучких елементів гостро постало в період інтенсивного будівництва підвісних конструкцій (XVII-XVIII ст.) у зв'язку з їх розвитком та переходом від примітивних до сучасних схем. В цей час й були закладені основи розрахунку канатів (а також ланцюгів, кабелів тощо) як змінних систем. Рівняння ланцюгової лінії як кривої провисання гнучкої нитки вперше було виведено у другій половині XVII ст. – практично одночасно свої роботи опублікували кілька провідних вчених того часу: Gottfried Wilhelm von Leibniz (Німеччина), Christiaan Huygens (Нідерланди), Johann Bernoulli I (Швейцарія). Згодом теорію розрахунку гнучких елементів вчені розвивали досить повільно і без значного поступу. У кількох випадках було зроблено ряд помилкових тверджень та висновків: Claude-Louis Marie-Henri Navier (Франція), Gaston Leinekugel Le Coq (Франція) тощо, які були використані іншими вченими та відіграли негативну роль у вирішенні актуальних практичних питань. Решту робіт, що були опубліковані до кінця першої половини XX ст., також не вважалися досконалыми внаслідок зроблених припущень та відсутності методологічних основ

розраховування силових та геометричних параметрів підвісних систем.

Розв'язки окремих задач розраховування гнучкого елемента на дію вертикального навантаження в межах зроблених припущень були отримані у 50-х рр. XX ст. (Качурінім В. К., Мацелінським Р. Н. та ін.). В цей час вченим вдалося дещо удосконалити методики статичного розраховування просторових систем перекриттів, суттєво розвинути теорію розрахунку гнучких елементів з опорами на різних рівнях та обґрунтувати теоретичні засади розрахунку жорстких підвісних систем. Однак, проаналізувавши результати наявних на той час досліджень, зокрема Качурін В. К. дійшов висновку, що «теорія розрахунку гнучких елементів розвинута недостатньо, а деякі прикладні питання в цій галузі не вирішені взагалі». У цей час була опублікована й одна з перших фундаментальних праць Дукельського О. Й. щодо розраховування канатів вантажних підвісних канатних доріг і кабельних кранів, в якій наведено розв'язок задачі розрахунку гнучкого елемента з малою стрілою провисання, завантаженого власною вагою та одиничним вантажем. Професором флорентійського інституту деревини Guglielmo Giordano (Італія) розроблено аналітичний та графічний методи розрахунку тримальних канатів підвісних доріг. Розрахунку канатів кабель-кранових установок присвячені роботи Барата І. Е. та Плавинського В. І. Ґрунтовні експериментальні та теоретичні дослідження роботи канатів підвісних установок проведені Абрамовим Д. А., Масленниковим К. М., Тулатовим В. А., Скобеєм В. В., Сухініним В. Н. Проблемам з узагальнення схем канатної оснастки і систематизації розрахунків тримальних канатів підвісних установок присвячені праці Аляб'єва В. І. Вагомий внесок в розвиток теорії гнучких ниток зробили Wyss T. та Zweifel O. (Швейцарія) [29], Pestal E. (Австрія) [30], Гулісашвілі Б. Г., Христов С. С., Тер-Мкртчян Л. Н., Савін Г. М. та ін.

У 60-х рр. XX ст. на кафедрі будівельної механіки Національного лісотехнічного університету України під керівництвом Білої Н.М. був розпочатий широкий цикл досліджень міцності та довговічності

канатів підвісних лісотransпортних доріг. В результаті було розроблено наукові основи розрахунку канатної оснастки підвісних систем для транспортування лісоматеріалів. Питаннями дослідження роботи канатних систем і їх окремих елементів займалися Прохоренко А. Г., Слепко І. І., Мартинців М. П., Дурунда М. Д., Матвеев Е. М., Адамовський М. Г., Бем М. Д., Лисик Б. В., Бадера Й. С., Мантюк Є. В. Основні результати виконаних теоретичних та експериментальних досліджень відображені в монографіях [13, 31, 32] та ряді окремих наукових публікацій [33, 34]. Проведені експериментальні дослідження [35] відіграли важливу роль у розвитку теорії розраховування канатів, оскільки дозволили підтвердити ряд основних теоретичних положень та запропонувати перелік практичних рекомендацій для раціонального проєктування та експлуатування підвісних доріг.

Питання теорії абсолютно гнучких елементів, найбільш близькі до інженерних задач, висвітлені в роботах Алексєєва Н. І., Меркіна Д. Р. та Світлицького В. А. Основи статичного і динамічного розрахунку основних параметрів канатних систем підвісних доріг викладені в працях Патараї Д. І. Класичними роботами з розрахунку підвісних канатних кранів для транспортування лісоматеріалів є праці Pestal E. (Австрія) та Samset I. (Норвегія). Найбільш повно натеper стан проблеми розроблення теоретичних положень розрахунку канатів викладений в працях Cavalli R. (Італія), Sessions J. (США), Bont L. (Швейцарія), Knobloch C. (Німеччина), Wang C. Y. (США), Schweier J. (Швейцарія) [36], де наведено огляд розроблених методик розрахунку та відзначено найбільш актуальні проблеми сьогодення, що потребують вирішення.

Основними науковими центрами з розроблення і проєктування підвісних канатних доріг для транспортування лісоматеріалів в Україні є Національний лісотехнічний університет України та Український науково-дослідний інститут гірського лісівництва імені П. С. Пастернака. Наукові школи з даної проблематики функціонують також в G. Tsulukidze Mining Institute (Грузія), Eidgenössische Technische Hochschule Zürich (Швейцарія), Norsk

institutt for skog og landskap (Норвегія), Oregon State University (США), University of Washington College of Forest Resources (США).

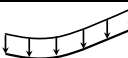
2.5 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МІЦНОСТІ, ДОВГОВІЧНОСТІ ТА ДИНАМІКИ ТРИМАЛЬНИХ КАНАТІВ ПІДВІСНИХ ДОРІГ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ

Під час розраховування тримальних канатів на міцність визначальним є їхнє розривне навантаження $T_{розр}$

$$T_{розр} = T_{\max} \cdot n_k, \quad (2.7)$$

де $T_{\max}$ – найбільший натяг каната в процесі експлуатації (для визначення якого використовують наявні методики розраховування (табл. 2.1-2.2)).

Таблиця 2.1 – Умови роботи та технологічні (конструкційні) параметри тримальних канатів підвісних установок

Технологічний чи конструкційний параметр		Умови роботи	Умове позначення (табл. 2.2)	
Характеристики елемента тримального каната	закріплення кінців	жорстке		A1
		натяжний вантаж		A2
	розподіл власної ваги	пряма		B1
		ланцюгова лінія		B2
	властивість матеріалу	жорсткий		C1
		пружний		C2
Переміщення каната в суміжні прольоти		не враховано		D1
		вільне		D2
Вплив тягового каната, взаємодія вантажу з землею		не враховано		E1
		враховано		E2

Таблиця 2.2 – Поширені в інженерній практиці методики розраховування тримальних канатів підвісних установок

Основні методики розраховування тримальних канатів	Умовне позначення (табл. 2.1)									
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	E1	E2
Дукельський О.Й., 1951	+	+	+	–	–	+	–	+	+	–
Zweifel O., 1960	+	–	–	+	–	+	–	+	+	–
Pestal E., 1961	–	+	+	–	+	–	+	–	+	–
Біла Н. М., 1964	+	–	+	–	–	+	–	+	+	–
Скобей В. В., 1964	+	–	+	–	+	–	+	–	+	–
Lysons H., Mann C., 1967	+	–	–	+	–	+	+	–	+	–
Carson W., Mann C., 1970	+	–	–	+	+	–	+	–	+	–
Carson W., Mann C. and etc., 1971	+	–	+	–	+	–	+	–	+	–
Христов С. С., 1972	+	–	+	–	–	+	–	+	+	–
Carson W., 1975	+	–	+	–	+	–	+	–	–	+
Sessions J., 1976	+	–	+	–	+	–	+	–	+	+
Лавитський А. С., Мантюк Є. В., 1986	+	–	–	+	+	–	–	+	+	–
Патарая Д. І., 1991	–	+		+	–	+		+	–	+
Kendrick D. E., Sessions J., 1991	+	–	+	–	–	+	+	–	+	+
Jarmer C., Sessions J. (Logger PC), 1993	+	–	+	+	–	+	–	+	+	+
Leitner A. (Gantner for Windows), 1994	–	+	+	–	+	–	+	–	+	–
Мартинців М. П., 1996	+	–	+	+	+	+		+	+	+
Brown C., Sessions J., 1996	+	–	+	–	–	+	+	–	+	+
Тисовський Л. О., Рудько І.М., 2008	+	–	–	+	+	+	–	+	+	+
Bont L., Ramstein L., and etc. (Seilaplan), 2017	+	+	+	+	+	+	+	+	+	–

Згідно з результатами досліджень вітчизняних та зарубіжних вчених оптимальні значення коефіцієнта запасу міцності n_k закріплених тримальних канатів розміщені в діапазоні від 1,75 до 4. Зокрема результати досліджень, проведених у Національному лісотехнічному університеті України, показали, що призначення запасів міцності $n_k \geq 2,5$ не створює сприятливих умов для подальшої експлуатації тримальних канатів, оскільки при великих запасах міцності в процесі транспортування вантажів позаду вантажної каретки внаслідок внутрішніх сил тертя утворюється зона зворотного згину, виникають знакозмінні напруження, що значною мірою знижують втомну міцність каната. За таких умов величина зон зворотного згину залежить від конструкції каната, його натягу і поперечного навантаження на колесо вантажної каретки.

На відміну від стаціонарних вантажних канатних доріг, тримальні канати підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів, здебільшого, жорстко закріплюють на кінцях. Натяг таких канатів під час маятникового руху по них каретки з вантажем змінюється в процесі експлуатування у великому діапазоні – відповідно, змінюються в часі й запаси міцності канатів. Відношення максимального натягу каната до його мінімального натягу для експлуатованих на виробництві підвісних доріг змінюється в межах від 1,3 до 2,5, а коефіцієнт запасу міцності – від 2,5 до 6,25. За умови такого зростання запасу міцності каната його довговічність знижується у кілька разів. Проведені результати досліджень довговічності канатів показали, що кожному їхньому типу (конструкції) відповідає окреме оптимальне значення запасу міцності. Наприклад, для канатів з точковим дотиком дротин в пасмах таке значення міститься в межах $n_k = 1,5-1,6$, а для канатів з лінійним дотиком дротин в пасмах $n_k = 2,1-2,5$. Враховуючи результати наукових досліджень та наявний досвід проєктування канатних доріг лісопромислового призначення, свого часу були розроблені вітчизняні галузеві норми, згідно з якими рекомендовано призначати двократний коефіцієнт запасу міцності для тримальних канатів з

метою розроблення досконалої в конструкційному плані канатної оснастки, підвищення строку служби канатів та рівня безпеки праці.

У процесі технічної експлуатації канатів в їхніх дротинах виникають напруження розтягу, згину, кручення, контактні та інші види напружень. Різноманітністю конструкцій і умов експлуатації канатів обумовлена велика кількість розроблених методик для розраховування сталених канатів на довговічність, а також практична відсутність універсальних рекомендацій.

Одним з перших досліджувати довговічність тримальних канатів почав Дукельський О. Й., великий обсяг теоретичних досліджень виконав Wyss T. (Швейцарія). Характер руйнування дротин тримального каната показав, що його довговічність визначають як знакозмінні напруження згинання, так і контактні напруження. Відомими є результати досліджень згинальних напружень в канатах вантажних підвісних доріг Савіна Г. М., в канатах підвісних лісотранспортних систем – Білої Н. М., Каплуна В. Г., Прохоренка А. Г. Зокрема Прохоренко А. Г. експериментально визначив напруження згинання під колесом вантажної каретки, побудував діаграми та отримав осцилограми напружень згинання для каната та сталого стержня; подальший розвиток зазначені дослідження отримали в роботах Мартиніхіна В. Д., Берегового І. Н., Міщенко О. О.

У процесі розраховування силових факторів з урахуванням статичних і динамічних навантажень згинальну жорсткість канатів визначають таким чином

$$B_k \geq \psi \cdot \sigma_p \cdot E_\kappa \cdot I_o, \quad (2.8)$$

де ψ – емпіричний коефіцієнт (залежить від конструкції каната); σ_p – напруження розтягування, що виникають у поперечному перерізі каната; I_o – момент інерції каната.

$$\sigma_p \approx T / A, \quad (2.9)$$

де T – натяг каната в процесі експлуатації.

Професором Глушком М. Ф. запропонована залежність, що встановлює зв'язок між коефіцієнтом жорсткості канатів k_ε і коефіцієнтом ψ ,

$$k_\varepsilon = \sqrt{\psi \cdot E_\kappa / \gamma}, \quad (2.10)$$

де γ – коефіцієнт, що враховує ступінь заповнення поперечного перерізу каната металом.

$$\gamma = \frac{4 \cdot A}{\pi \cdot d_\kappa^2} < 1, \quad (2.11)$$

де $\pi \approx 3,14$.

Згідно з результатами досліджень Масленникова К. М. для канатів хрестоподібного звивання

$$k_\varepsilon = (63 + M_p^{0,9}) \cdot \frac{d_\kappa^{1,75}}{D^{1,5}}, \quad (2.12)$$

де M_p – маса, еквівалентна розривному зусиллю каната $T_{розр}$, т;
 D – діаметр блока (барабана), мм.

Питанням довговічності сталевих канатів значна увага приділена у працях Глушка М. Ф. Дослідженню контактних напружень, які виникають в канатах у процесі роботи, присвячені роботи Назарова Ю. І., Малиновського В. А., Сlepка І. І. Одержані вченими результати значно розширюють уявлення про довговічність канатів і дозволяють науково обґрунтувати ряд окремих практичних висновків щодо вибору конструкцій та підвищення строків служби канатної оснастки в конкретних експлуатаційних умовах.

У роботах Білої Н. М. і Прохоренка А. Г. наведено емпіричну залежність для визначення довговічності I (тис. циклів) тримальних

канатів конструкції DIN 3058 з запасом міцності $n_k = 2$

$$I = (14,9 + 9,2 m_k) \cdot \left(\frac{T}{V} \right)^{1,1}, \quad (2.13)$$

де m_k – кількість коліс вантажної каретки; T – натяг тримального каната; V – поперечне навантаження на колесо каретки.

Унаслідок проведеного системного аналізу результатів наявних досліджень встановлено основні фактори та оптимальні значення параметрів, що визначають довговічність тримальних канатів. Необхідно відзначити, що основними факторами, які впливають на довговічність тримальних канатів, є запас міцності n_k та відношення натягу каната T до поперечного навантаження на колесо V . Водночас кожному типу канатів відповідає свій визначений запас міцності n_k , який дає змогу забезпечити максимальний строк їхнього експлуатування. Результати досліджень роботи тримальних канатів конструкції DIN 3059 при $n_k = 2$ вказують на те, що їхню максимальну довговічність можна забезпечити за умови $T/V \geq 40$, оскільки при збільшенні натягу каната та зменшенні поперечного навантаження зникають ділянки його зворотних перегинів за колесом каретки і, відповідно, зони від'ємних згинальних напружень. За такої умови вплив знакозмінних згинальних напружень зменшується й, відповідно, довговічність каната зростає.

Відносна витривалість канатів (відношення кількості проходів вантажної каретки до сумарної площі поперечного перерізу дротин) конструкцій DIN 3059, DIN 3058 і EN 12385-4 при гладкій поверхні виточки обода катка є практично однаковою, а канатів типу ТК (конструкції $6 \times 16 = 96$ дротин з органічним сердечником) і DIN 3069 (FE) – є меншою відповідно у 2,3 і 1,74 рази. Довговічність тримальних канатів відкритого типу подвійного звивання залежить також й від роду звивання дротин в пасмах. Довговічність канатів з лінійним контактом дротин в пасмах (типу ЛК) у 2,2-2,3 рази є більшою, ніж канатів з точковим контактом (типу ТК). Довговічність сплетених ділянок складає не більш як 18-22% (конструкція DIN

3059) та 45-55% (конструкція DIN 3058) довговічності суцільного каната. Тому в місцях з інтенсивним рухом вантажних кареток сплетення ділянок канатів проводити не рекомендовано. Швидкості руху вантажних кареток практично не впливають на зміну довговічності канатів підвісних лісотransпортних доріг.

Дослідженню динаміки вантажопідіймальних канатів присвячені роботи Савіна Г. М., Горошка О. А., Флоринського Ф. В. Динаміка тягових і вантажопідіймальних канатів розглядається в працях Плавинського В. І., Барата І. Е., Білої Н. М., Матвєєва Е. М. та ін. В роботах Комарова М. С., Козака С. А., Волкова Д. П. наведений розв'язок задачі динаміки підймання вантажу. Білою Н. М., Скобеєм В. В., Дроздовським В. Г. отримані основні залежності для визначення динамічних зусиль в тяговому і вантажопідіймальному канатах при найбільш небезпечних режимах їхньої роботи. Матвєєв Е. М. досліджував динаміку тягових і вантажопідіймальних канатів з урахуванням впливу податливості тримальних канатів. Результати досліджень динамічних зусиль, що виникають в тягових і вантажопідіймальних канатах, дозволили зробити ряд висновків, корисних для практики проєктування як підвісних канатних доріг загалом, так і елементів канатної оснастки зокрема. Матвєєвим Е. М. побудовано графіки зміни динамічних зусиль від ряду конструкційних та експлуатаційних факторів. Встановлено, що, в основному, зі зменшення ваги вантажу динамічні зусилля зростають. Водночас амплітуда коливань динамічних зусиль під час проходження відносно легких вантажів зростає, що дещо знижує втомну міцність і довговічність канатів.

Метод динамічного розрахунку тримальних канатів у процесі їх коливань розроблений Рекачем В. Г. Недоліком цього методу є невисока точність визначення основних характеристик каната (відносна похибка складає до 60%). Альтернативний метод, розроблений Скобеєм В. В. для канатів підвісних доріг лісопромислового призначення, є дещо складнішим у використанні та дає результати з відносною похибкою до 15%. Аналітичний вираз для визначення динамічного натягу каната при відносно повільному

переміщенні каретки в межах прольоту отримав Zweifel O. (Швейцарія) – отримане рівняння має простий вид, але дає значні похибки обчислень для режиму руху вантажної каретки поблизу опор.

Відомими є результати експериментальних досліджень динаміки тримальних канатів, проведених у вітчизняних науково-дослідних інститутах і зарубіжних науково-дослідних лабораторіях. Зокрема для кабель-кранових установок приріст натягу каната, порівняно зі статичним натягом, для процесів підймання, опускання і гальмування вантажу складає в середньому 4,5-9,5%. Динамічні зусилля в тримальних канатах підвісних лісотранспортних систем під час їхнього номінального режиму роботи є відносно незначними та складають 3-5% від величини монтажного натягу. У процесі підтягування лісоматеріалів у поперечному напрямку зі сторони до траси підвісної дороги зусилля в тримальному канаті зростає незначною мірою, що практично не впливає на зменшення коефіцієнта запасу міцності каната. Під час вертикального підймання пачки (пакета) лісоматеріалів до вантажної каретки зусилля в тримальному канаті теж зменшується (на 10-15% відносно монтажного натягу внаслідок максимального завантаження в цей період тягового каната). Динамічні навантаження у канаті в момент причеплення вантажу до каретки за умови максимальної швидкості його переміщення (10-12 м/с) загалом не перевищують 8-10% від максимального зусилля (тобто практично не перевищують величини звичайних коливань зусиль в канаті під час транспортування вантажів однієї ваги). Навіть під час обриву чокера з вантажем вагою 30 кН, динамічна складова зусилля в канаті не перевищує 25%. Осцилографування процесу коливань системи канат-каре́тка-вантаж дозволило встановити, що натяг тягово-тримального каната під час зміни його довжини зі швидкістю 0,1-0,4 м/с фактично є сталим (майже рівний статичному натягу каната).

Також досліджено вплив динамічних факторів на роботу рухомого складу підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів й встановлено, що при збільшенні натягу тримального каната

динамічний коефіцієнт знижується (при найбільш важких режимах руху каретки величина динамічного коефіцієнта для поперечного навантаження загалом не перевищує 0,1).

Враховуючи вищезазначене, можна дійти висновку, що динамічна теорія розрахунку тримальних канатів підвісних доріг лісопромислового призначення, порівняно з канатами шахтного підйому та вантажопідіймальних машин загального призначення, розроблена недостатньо. Однак, результати експериментальних досліджень динамічних параметрів тримальних канатів, виконаних у лабораторних і польових умовах, дозволяють вважати, що навіть при найбільш несприятливих режимах роботи їх коливання, порівняно з статичними значеннями, є незначними.

2.6 ПРОБЛЕМАТИКА ЕКСПЛУАТУВАННЯ ТРИМАЛЬНИХ КАНАТІВ ПІДВІСНИХ ДОРІГ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЇХНЬОЇ РОБОТИ

На основі проведеного аналізу умов роботи сучасних трелювально-транспортних засобів та застосовуваних лісозаготівельних технологій встановлено, що на даному етапі технічного розвитку первинне транспортування лісоматеріалів підвісними канатними дорогами в утруднених умовах експлуатації найбільшою мірою відповідає наявним еколого-економічним вимогам. За результатами досліджень особливостей основних конструкційних схем і умов роботи підвісних доріг лісопромислового призначення показано, що тримальні канати є головними й найбільш відповідальними елементами канатної оснастки, які, здебільшого, визначають ефективність функціонування підвісної системи в цілому.

Від точності методик розраховування канатів залежить правильність їх вибору й, відповідно, матеріалоемність, вартість і надійність підвісних доріг для транспортування лісоматеріалів в цілому. Загалом у виробничих умовах працездатність підвісних систем різних типів забезпечують з запасами міцності тримальних кантів $n_k \approx 2$. Надійність експлуатування підвісних доріг у такому разі може бути забезпечена лише за умови використання достовірних

методик розраховування, що значною мірою відображають характер конструкцій та особливості експлуатування роботи канатів в лісі.

Дотепер у спеціалізованій технічній літературі вчені наводять висновки щодо недостатньої точності результатів наявних методик розраховування тримальних канатів підвісних доріг, зокрема й «методу параболи» як найбільш поширеного (наприклад, встановлено граничну межу провисання, за якої похибка статичного розрахунку каната за «методом параболи» при сумісній дії розподіленого та зосередженого навантажень виходить за межі допустимої, також доведено, що розроблені інженерні методики статичного розраховування канатів не можна застосовувати для тримальних канатів змінної довжини, що працюють з провисаннями, рівними 6-25% довжини прольоту тощо). Особливу увагу варто звернути на те, що ряд надзвичайно важливих з точки зору теорії та інженерної практики задач, які були сформульовані свого часу в фундаментальних працях галузевих фахівців й досі залишаються актуальними, все ще не є розв'язаними.

Натепер рядом науковців зроблені спроби для окремих конструкційних схем підвісних доріг розробити уточнені методики розраховування канатів. Однак загального підходу до моделювання широкого спектру конструкцій підвісних систем та універсальної методики визначення геометричних і силових параметрів тримальних канатів, необхідної зокрема для оцінювання їхньої міцності та довговічності, досі не розроблено. Як наслідок, цілий ряд інженерних задач із розраховування проєктних та експлуатаційних параметрів тримальних канатів досі залишається не розв'язаними, а в процесі конструювання підвісних систем систематично виникають труднощі, зокрема при визначенні в конкретній точці натягів канатів (під час проєктування регулювальних пристроїв: поворотних опор, компенсаторів тощо), провисань канатів (під час перевіряння умов вільного проходження каретки з вантажем вздовж траси, збільшення величини провисання каната з метою обмеження швидкості руху вантажу тощо), форми провисань канатів (під час обчислення кутів перегину канатів на опорах, які в нормальних умовах не повинні

перевищувати 17°) тощо. Потребують подальшого розвитку також дослідження впливу ряду технологічних факторів (зокрема пружної деформації та зміни температури каната, податливості опор, силової дії тягового каната тощо), обумовлених конструкційними та функціональними особливостями окремих типів підвісних доріг, на основні параметри тримальних канатів.

Загалом, у результаті аналітичного огляду методик розраховування тримальних канатів підвісних систем встановлено, що:

- основним під час проєктування підвісних систем є розрахунок тримальних канатів на міцність (необхідну довговічність роботи канатів забезпечують шляхом технологічної чи конструкційної оптимізації основних параметрів, що мають вирішальний вплив на можливу втрату працездатності);

- визначальним для тримальних канатів є статичний розрахунок (вплив динамічних процесів, обумовлених, зазвичай, дією випадкових чинників, на умови роботи тримальних канатів є незначним – навіть при найбільш несприятливих режимах не перевищує 5-10%);

- натеper в інженерній практиці не розроблено єдиного універсального підходу до розраховування параметрів тримальних канатів (є окремі наукові напрямки та методики, застосовні до визначених конструкційних схем підвісних доріг й конкретних режимів їхньої роботи).

У результаті, як було відзначено багатьма вченими на ряді галузевих симпозіумів та доріг для транспортування лісоматеріалів та значних матеріальних затрат унаслідок виходу їх з ладу в процесі виробничого експлуатування.

Розділ 3

Обґрунтування параметрів приводів лісотранспортних канатних установок

3.1 КАНАТНІ УСТАНОВКИ ЯК ЗАСІБ ДЛЯ ЕКОЛОГООЩАДНОЇ ЛІСОЗАГОТІВЛІ

Соціальна потреба в екологоощадних технологіях, як концептуальна проблема, сформувалась ще в 50-х роках минулого століття. Найбільш значимими виявились саме ті галузі виробництва, які безпосередньо пов'язані із життєдіяльністю людини. До них, в першу чергу, відноситься лісопромисловий комплекс України.

Ліс в нашій країні має велике народногосподарське значення як джерело деревини для будівництва та сировини для багатьох галузей промисловості, є однією з вирішальних умов вологорегулювання в природі та має виняткове значення для оздоровлення людини та відпочинку [13, 37, 38].

Особливе значення мають гірські ліси, як один з головних факторів збереження стабільної динамічної рівноваги екологічних систем і захисту довкілля, які сприятливо впливають на клімат та водний режим рік, забезпечують захист ґрунтів від ерозії, мають велике рекреаційне значення. Крім того в них зосереджені значні запаси цінної деревини. Отже лісозаготівлі в гірській місцевості слід вести способами, що дозволяють не тільки підвищувати їх ефективність, але і зберігати захисні функції лісів [13, 37, 38].

Досвід ряду лісозаготівельних підприємств Карпат підтверджує, що зберегти лісове середовище на лісосіці і, тим самим, створити сприятливі умови для лісовідновлення, можливо навіть при інтенсивному лісокористуванні, але застосовуючи спеціальну природозберігаючу техніку і технологію лісозаготівель [13, 38].

Технологія розробки лісосік в гірських умовах на основі гусеничних трелювальних тракторів має ряд суттєвих недоліків (висока собівартість заготовленої деревини; значна ерозія ґрунту;

значний негативний вплив на екосистему гірського лісу), через що часто є взагалі недозволеною до застосування.

З точки зору збереження природного середовища явні переваги перед тракторним трелюванням мають вертолітне та аеростатне трелювання, дирижаблі та вертостати.

Проте недоліки таких засобів трелювання, пов'язані зі складністю та дороговизною їх застосування, говорять про необхідність застосування іншої техніки в умовах гірських лісорозробок.

Беззаперечні переваги перед названими засобами первинного транспортування лісу мають канатні установки. Вони полягають в можливості транспортування деревини практично зі всіх важкодоступних місць незалежно від кліматичних умов протягом всього року, збереженні ґрунтового покриву від ерозійних процесів та підросту для забезпечення природного лісовідновлення, а також в повній відсутності втрат деревини від механічних пошкоджень в процесі транспортування. Канатні установки найбільше задовольняють лісгосподарським вимогам та успішно конкурують за продуктивністю, енергомісткістю та собівартістю з іншими засобами транспортування деревини [13]. Слід також відзначити, що згідно правил рубок головного користування в листяних лісах Карпат спуск деревини з гірських схилів без застосування канатних установок дозволяється тільки в зимовий період при відповідному сніговому покриві.

Для ефективного використання канатних установок у лісовій промисловості необхідно комплексно вирішити низку важливих технічних і організаційних завдань. Насамперед це стосується проблеми забезпечення їхньої надійності, зручності в експлуатації, безпеки роботи, а також підвищення продуктивності шляхом збільшення швидкостей руху канатів та вантажів.

Надійність канатних установок має вирішальне значення для безперервності виробничого процесу та зменшення простоїв, які можуть призводити до фінансових втрат і затримок у виконанні робіт. Для цього необхідно використовувати сучасні високоякісні матеріали

для виготовлення канатів, вузлів кріплення та конструкційних елементів, впроваджувати новітні технології захисту металу від корозії та зношування. Важливо також розробити систему регулярного технічного обслуговування та діагностики обладнання, що дозволить виявляти потенційні несправності на ранніх етапах та запобігати аварійним ситуаціям.

Зручність в експлуатації безпосередньо впливає на ефективність праці операторів та допоміжного персоналу. Це включає в себе спрощення процесів натягування канатів, завантаження і розвантаження деревини, швидку зміну напрямку руху вантажів та зручне управління установкою. Застосування дистанційного керування, автоматизованих систем контролю швидкості та положення вантажу дозволить значно полегшити роботу працівників і підвищити загальну продуктивність.

Безпека роботи – ще один критично важливий аспект. Під час експлуатації канатних установок існують ризики обриву канатів, падіння вантажів, травмування працівників та пошкодження обладнання. Для мінімізації цих ризиків необхідно впроваджувати ефективні системи аварійного гальмування, блокування руху у разі перевищення допустимих навантажень чи порушення режимів роботи, а також проводити регулярні навчання персоналу з правил безпеки.

Підвищення продуктивності установок досягається, зокрема, шляхом збільшення швидкості руху канатів і вантажів. Це дозволяє зменшити час на транспортування деревини та виконати більший обсяг робіт за менший термін. Проте підвищення швидкості вимагає відповідного посилення конструкцій, удосконалення систем гальмування та кріплення, а також розрахунку оптимальних параметрів роботи для уникнення перевантажень.

Особливу увагу варто приділити організації ефективного та зручного підтягування деревини до траси несучого канату. Це значно скорочує час завантаження вантажів, зменшує трудові витрати та підвищує загальну продуктивність транспортувальних робіт. Рациональне розташування вантажних майданчиків, використання

допоміжної техніки – наприклад, трелювальних машин чи гідравлічних лебідок – дозволяє оптимізувати цей процес і мінімізувати вплив людського фактора.

Отже, ефективне функціонування канатних установок базується на комплексному підході до модернізації обладнання, поліпшення технічного обслуговування, впровадженні інноваційних технологій та забезпеченні високого рівня безпеки праці. Лише за таких умов можливо досягти значного підвищення продуктивності лісозаготівельних та вантажно-транспортних операцій у складних природних умовах.

3.2 СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ КАНАТНИХ УСТАНОВОК

Основними елементами канатних установок, що визначають їхню працездатність, надійність і безпеку, є канатна оснастка, вантажні каретки та приводи. Кожен із цих компонентів виконує важливу функцію в загальній структурі установки та забезпечує безперервне виконання транспортувальних і вантажно-розвантажувальних операцій у різноманітних умовах, зокрема у складній гірській лісистій місцевості.

Канатна оснастка – це система канатів, блоків, кріпильних пристроїв і натяжних механізмів, які слугують основою для переміщення вантажів та підтримки кареток у підвішеному стані. Вона повинна витримувати значні динамічні та статичні навантаження, а також бути стійкою до зношування, корозії та впливу несприятливих погодних умов. Важливо правильно підбирати тип і діаметр канатів, а також забезпечувати їх своєчасне технічне обслуговування – змащування, натягування та перевірку на наявність дефектів.

Вантажні каретки переміщуються вздовж несучого канату та забезпечують транспортування вантажів – деревини, будівельних матеріалів, обладнання тощо. Каретки можуть бути оснащені гальмівними системами, захватними механізмами, електричним або дистанційним керуванням. Від конструкції та вантажопідіймальності

кареток залежить ефективність і безпека переміщення матеріалів, а також можливість роботи на різних ухилах і довжинах трас.

Приводи слугують для приведення в рух канатів і вантажних кареток, регулювання швидкості переміщення та зупинки вантажів у заданих точках. Надійність приводних механізмів особливо важлива, оскільки від них залежить плавність ходу, можливість аварійного гальмування та точність зупинки вантажів.

Усі ці елементи разом утворюють єдиний технічний комплекс, що забезпечує безпечну та ефективну експлуатацію канатних установок. Грамотна організація технічного обслуговування і модернізація основних елементів канатних установок дозволяють підвищити їхню продуктивність, збільшити термін експлуатації та забезпечити безпечні умови праці персоналу.

Дослідженням роботи канатної оснастки займалося багато вчених. Перший правильний розв'язок задачі розрахунку канату як гнучкої нитки під дією власної ваги і одиничного вантажу належить Дукельському А. І. Найбільш повно загальна теорія розрахунку гнучких ниток розроблена Качуріним В. К.

Фундаментальні дослідження канатної оснастки підвісних лісотранспортних установок та вантажних кареток виконані в УкрДЛТУ Білою Н. М. та її учнями.

Привод канатної установки, в основному, визначає її функціональні можливості і є найбільш складним і дорогим її елементом.

З позиції збільшення мобільності ефективнішими є канатні установки із самохідним приводом, в якості бази для якого можна використовувати трактори [31]. Канатні установки, оснащені самохідною лебідкою з щоглою і тягово-несучим канатом, можуть працювати на різних ухилах, трелювати вантаж напівпідвісним чи підвісним способами вниз або вгору вздовж схилу, підтрельовувати вантаж зі сторони до траси установки. Вони є маневреними, не потребують великої кількості обслуговуючого персоналу та зручні в експлуатації.

На даний час мобільні канатні установки оснащені такими приводами, що не забезпечують їх високопродуктивної роботи та зручності в експлуатації. Недостатніми є дослідження роботи та методики розрахунку власне приводів канатних установок. Тому актуальною є задача розробки нових приводів, що покращать експлуатаційні можливості мобільних канатних установок, та теоретичного обґрунтування параметрів таких приводів.

В процесі експлуатації лебідкові механізми виконують тривалі за часом операції, пов'язані з переміщенням вантажу по землі чи по несучому канату. Для врахування специфіки експлуатації лебідкових механізмів, їх конструктивних особливостей, з метою отримання результатів, що відповідають реальним процесам, перш за все необхідно враховувати характер переміщення вантажу за допомогою канату великої довжини. При цьому діючі зовнішні сили визначаються з врахуванням періодичності зміни сили опору переміщенню як функції часу. Крім того при аналітичному дослідженні динаміки тягових режимів необхідно враховувати характер розсіювання енергії коливань в системі механізму. Із збільшенням швидкостей руху канатів збільшуються не тільки динамічні навантаження, але і зростають дисипативні сили.

Сучасний процес проєктування стає неможливим без динамічних розрахунків, що повинні враховувати пружні коливання деталей, співударі в елементах при виборі кінематичних зазорів, жорсткість підвіски вантажу і елементів трансмісії, а також дисипативні явища, що відбуваються в реальних механізмах.

Недосконалість методик визначення розрахункових навантажень в елементах лебідкових механізмів часто обмежує можливість визначення достовірних розрахункових навантажень, що є одним з основних засобів забезпечення надійності на стадіях конструкторських розробок при проєктуванні нових і модернізації існуючих лебідкових механізмів.

На загал лебідки широко застосовуються для механізації трудомістких операцій в будівництві, лісовій і деревообробній, нафтовій та газовидобувній промисловості.

В лісовій промисловості їх використовують на штабелюванні, завантаженні лісу на рухомий склад, для механізації транспортування деревини на складі, в якості привода канатних установок, а також при виконанні трудомістких допоміжних робіт [13, 14, 31, 42].

Вибір типу і параметрів канатної установки, технологічної схеми розробки лісосіки з її використанням суттєво впливає на техніко-економічні показники роботи засобів первинного гірського лісотранспорту.

Основні складності промислового освоєння гірських лісів визначаються їх рельєфними умовами. Відчутною також є недостатність лісовозних доріг, відстань трелювання визначається розмірами лісосіки або протяжністю гірського схилу. В свою чергу протяжність та крутизна схилу впливають на доставку як трелювальної техніки, так і робітників до місця роботи.

Суттєво на роботу трелювальних засобів впливають ґрунтово-кліматичні умови лісозаготівельної місцевості. Лісозаготівлі в гірському лісі відбуваються на значній висоті над рівнем моря, з різкими коливаннями температур, затяжними періодами атмосферних опадів, глибоким сніговим покривом [13, 14, 37]. Все це ускладнює експлуатацію канатних систем, особливо в зимовий період.

В приводах канатних систем використовуються двигуни внутрішнього згорання. Для таких двигунів необхідним є попереднє прогрівання. В літній період на прогрів пускового двигуна витрачається 2-3 хвилини, а в зимовий – не менше 5 хвилин, що не гарантує вдалого пуску двигуна лебідки [14, 31].

Різноманітність технологічних схем роботи канатних систем пов'язана з багатоманітністю лісорослинних і лісоексплуатаційних умов гірських районів, тому для кожних конкретних умов використовується певний комплекс транспортно-трелювального обладнання. Серед основних факторів, що впливають на вибір обладнання, крім вище названих, можна виділити такі, як вид трельованої деревини, таксаційна характеристика деревостанів, вид рубок та інші [13, 31].

Часта переміна температур, підвищена атмосферна вологість, складний рельєф місцевості, віддаленість від пунктів технічного обслуговування негативно впливають на робочий стан і збереження лебідок, їх окремих вузлів і канатної оснастки, вимагаючи особливого догляду за ними.

Серед перших в Карпатському регіоні на трелюванні деревини із важкодоступних місць була застосована трибарабанна лебідка ТЛ-3 в Надвірнянському ліспромгоспі у 1949 році. З її допомогою деревину переправляли від кінця ризи через річку до колії вузькоколіїної залізної дороги (ВЗД). Надалі в Карпатах більш широкого використання набули установки ЛЛ-26. На деяких лісозаготівельних підприємствах Карпат використовувалися установки МЛ-42, ЛЛ-33, ЛЛ-30, ЛЛ-25, дослідні установки, розроблені УкрДЛТУ спільно з Львівським ПКТІ [31], а також мобільні установки австрійських, швейцарських та чеських виробників.

Для підвищення ефективності роботи канатних лісотransпортних установок необхідно перш за все забезпечити високу продуктивність лебідкових агрегатів, яка досягається за рахунок збільшення тягового зусилля та швидкості переміщення вантажу і порожньої каретки. Це приводить до збільшення динамічних навантажень, що негативно впливає на канати та вузли лебідкових механізмів, збільшується загальний рівень напруженості канатної оснастки та привода.

Задача створення міцної та малометаломісткої машини, здатної протистояти динамічним навантаженням при найбільш несприятливому їх поєднанні, весь час ускладнюється і потребує при своєму вирішенні врахування багатьох факторів, що раніше при обмежених швидкостях могли не враховуватись.

Багатоманітність виробничих умов висуває різні вимоги до конструкцій приводних лебідок. Вони відрізняються кількістю барабанів та їхньою канатомісткістю, тягово-швидкісними параметрами, вагою та габаритами. Переміщення вантажу за допомогою канатів великої довжини і значний діапазон швидкостей руху канатів (0,3-7,0 м/с), тривалі цикли навантажень до 4-5 хв для умов тягових та гальмівних режимів обумовлюють наявність

відмінних ознак лебідкових механізмів від інших вантажопідіймальних машин.

При виборі конструкції приводів підвісних канатних лісотранспортних установок визначають: тип канатної установки для трелювання лісу, який, в свою чергу, залежить від рельєфу місцевості, способу трелювання, таксаційних показників і багатьох інших факторів; тип використовуваного двигуна; тягове зусилля на робочому органі привода установки; швидкість переміщення вантажу; спосіб передачі крутного моменту на робочий орган привода; систему управління приводом канатної установки.

Правильний вибір конструктивних вузлів, їх динамічне поєднання визначає надійність, довговічність, безпеку і ефективність роботи привода установки. Кількість барабанів слід приймати залежно від типу установки і може бути від 1 до 6. Збільшення їх кількості значно ускладнює конструкцію привода, але розширює діапазон його технічних можливостей [31].

Барабани лебідок часто виготовляються литими з чавуну (не нижче марки СЧ 15-32) або сталі (сталь 25Л), зварними з сталі тонколистової або товстостінних труб. Технічні вимоги на виливання таких деталей допускають деяку поверхневу нерівність.

Крім того, у барабанів при обробці не завжди співпадає вісь обертання барабана з віссю циліндра намотування канату. Всі ці фактори призводять до виникнення значного дебалансу при повній канатомісткості барабана, що призводить при обертах барабана в межах 180-220 об/хв і більше до недопустимих для нормальної експлуатації явищ. Тому збільшення швидкостей руху канатів, переважно за рахунок збільшення числа обертів барабанів, підвищує вимоги до якості і точності виготовлення барабанів [32].

Барабани з гвинтовими канавками для намотування канату в один шар створюють умови для зменшення зношування і підвищення довговічності канату [32].

Багатошарова навивка канату дозволяє скоротити довжину барабана та збільшити його канатомісткість, але при цьому збільшується зношення канату, а швидкість навивання є перемінною.

Барабани лебідок мають велику канатомісткість при багатошаровій навивці канату на барабан. Багатошаровість навивки призводить до ступінчастої зміни тягово-швидкісних параметрів при сході канату з одного шару на інший, зокрема швидкість руху канату збільшується, а тягове зусилля зменшується. Ступінчаста зміна тягово-швидкісних параметрів негативно відбивається на енергозавантаженості привода лебідки, особливо при тривалих операціях, пов'язаних з переміщенням вантажу.

У конструкції лебідок при наявності декількох робочих барабанів, як правило, використовують груповий привод з двигуном внутрішнього згоряння (дизельний або карбюраторний двигун) або асинхронним електродвигуном з короткозамкненим ротором.

Перевагами електродвигунів є високий коефіцієнт корисної дії, простота конструкції, зручність в управлінні та можливість автоматизувати управління, надійність та економічність в роботі, можливість виготовлення з розрахунку на будь-яку потужність, можливість пуску під навантаженням, зручність реверсування без додаткової трансмісії, можливість плавного регулювання швидкостей. Тому електродвигуни використовуються переважним чином в більшості приводів вантажопідіймальних машин [46]. Але використання їх в приводах канатних систем ускладняється віддаленістю місць роботи останніх від джерел енергії.

До переваг двигунів внутрішнього згорання можна віднести незалежність від джерел зовнішнього живлення енергією, незначну масу на одиницю потужності; до недоліків – порівняно високу вартість експлуатації, складність управління приводом з таким двигуном, недопущення перевантажень та неможливість реверсування двигуном, необхідність застосування зчіпних муфт, великий шум і забруднення оточуючого середовища викидними газами [13, 42].

Одним з відповідальних вузлів лебідкового механізму є трансмісія. Зміна швидкостей і реверсування руху канату на барабанах лебідок у виконанні з двигуном внутрішнього згоряння здійснюється за допомогою багатошвидкісних коробок переміни

передач або механізмів реверсу. Передача крутного моменту з редуктора на муфти барабанів майже на всіх лебідках здійснюється за допомогою відкритих зубчастих передач. Це пояснюється простотою їх виконання та надійністю роботи.

Лебідки з електроприводом не мають багатошвидкісних редукторів, а реверсивне обертання барабана досягається за допомогою магнітних пускачів [46].

У трансмісії лебідок для передачі крутного моменту від елементів трансмісії на барабани використовують муфти включення барабанів. Ці вузли відіграють суттєву роль в трансформації динамічних навантажень, що передаються на лебідку.

Для утримання вантажу в підвішеному стані, гальмування в кінці підйому, спуску і зупинки каретки з вантажем використовують прості стрічкові гальма з важільно-механічним керуванням для попереднього гальмування та пневмоприводом для остаточного гальмування.

Найбільш вигідними є самохідні приводи, оскільки вимагають мінімум затрат на монтажні-демонтажні роботи і часу на їх виконання, відрізняються мобільністю і маневреністю. При цьому доцільним є використання двигуна базової машини, тобто двигуна внутрішнього згорання [41, 42].

Аналіз конструкційних особливостей лебідкових механізмів дозволив запропонувати класифікацію приводів канатних лісотранспортних систем (табл. 3.1). В основу класифікації покладено призначення приводів та їх конструкційні особливості, а саме кількість барабанів, тип двигуна, спосіб передачі крутного моменту, тип гальм, система управління лебідкою, та особливості роботи.

В умовах недостатньої кількості і значної вартості підвісних канатних установок питання забезпечення тривалих строків їх служби набувають важливого значення.

Довговічність машини залежить від інтенсивності та якості її експлуатації. Кількісно це співвідношення визначається групою режиму роботи машини.

Таблиця 3.1 – Класифікація приводів канатних лісотransпортних систем

Приводи КЛС					
На самохідному шасі		На рамі без самохідного шасі		Комбіновані	
За кількістю барабанів	За типом двигуна	За способом передачі крутного моменту		За типом гальм	За управлінням
		Передачі:	Муфти:	Стрічкові	Гідравлічне
Однобарабанні	Електричний	Пасові	Напівжорсткі	Колодкові	Пневматичне
Багатобарабанні	Карбюраторний	Зубчасті	Жорсткі	Гідравлічні	Механічне
З канато-ведучим шківом	Дизельний	Ланцюгові	Фрикційні	Дискові	Електричне
Комбіновані	Спеціальний	Гідравлічні	Гідравлічні	Із сповільнювачем	Радіоуправління
		Спеціальні	Електромагнітні	Комбіновані	

Для вантажопідіймальних машин характерною є циклічність роботи механізмів з частими пусками, зупинками та реверсуванням. Режим роботи механізму характеризується множиною навантажень певної тривалості дії. Залежно від режиму роботи визначають навантаження, виконують розрахунок двигуна та гальм, призначають запаси міцності, виконують розрахунки деталей та вузлів механізму на витривалість і визначають строки їх служби.

Багатоманітність технологічних операцій, виконуваних лебідками, ускладнюють підхід до вибору розрахункових схем і навантажень [13, 32]. Дослідження, проведені рядом авторів [32, 45, 47], показують, що для аналізу і розрахунку динамічних навантажень необхідно перш за все виявити неусталені, перехідні режими навантаження.

Аналіз існуючих режимів навантаження лебідкових механізмів [32] показує, що найбільш характерними за вірогідністю їх прояву в експлуатаційних умовах є неусталені режими пуску, розгону і гальмування вантажу в положенні «висячи», в кінці підйому (спуску),

а також стопоріння - невиконаного рушання (підйому) і зачеплення вантажу за перешкоду при переміщенні [13].

Особливе місце в практиці режимів навантаження лебідкових механізмів відводиться режимам стопоріння, як найбільш небезпечним за характером і величиною виникаючого динамічного навантаження в пружному зв'язку. Цей режим проявляється в таких характерних часткових випадках, як при невиконаному підйомі [32, 43], зачепленні переміщуваного вантажу за неподоланну перешкоду [49]. Перший випадок характерний тим, що вага вантажу набагато більша тягової здатності барабана лебідки, а другий - при переміщенні вантаж заходить за перешкоду і зупиняється, а барабан лебідки, продовжуючи деякий час намотувати канат, створює велике зусилля в канаті і лебідковому механізмі [32, 43].

Стосовно до лебідкових механізмів стопорні режими навантаження досліджені найбільш повно. Так, Аляб'євим В. І. досліджені режими навантаження при рушанні вантажу, що зачепився за перешкоду.

Дослідження впливу жорсткості пружної системи (канатів, лебідкового механізму) на характер наростання динамічного навантаження при різних швидкостях стопоріння показали, що перевантаження в канатах в два рази вище, ніж у вузлах лебідкового механізму.

Дослідження Білої Н. М. показують, що для лебідкових механізмів, що працюють як привод канатної установки, найбільш небезпечним є момент причеплення вантажу до каретки і стопоріння каретки на несучому канаті.

Тривалість стопорного навантаження, відповідно і величина максимального значення динамічного навантаження визначається реакцією лебідчика на процеси, що відбуваються. Частота прояву стопорних навантажень в експлуатаційних умовах залежить від множини факторів, таких як обзорність, стан сигналізації, рівень кваліфікації оператора тощо. Ці фактори змінюються з плином часу, і тому єдиним можливим способом врахування їх впливу на процеси навантаження є метод, оснований на теорії випадкових процесів.

Приводні двигуни лебідкових механізмів, як правило, не мають передпускових пристроїв, а тому окремі маси трансмісії лебідки внаслідок слабкого натягу канатів, зазорів в кінематичних елементах (муфтах включення, зубчастих з'єднаннях) починають рух не одночасно з вантажем. Такий режим навантаження лебідкового механізму прийнято називати «підйом з підхватом». Він характеризується тим, що до моменту відриву (рушання) вантажу ведучі елементи механізму набули певної швидкості, і тому початкові швидкості руху обертових мас не будуть нульовими.

Значна частота повторення режиму навантаження при підйомі вантажу «з підхватом» в експлуатаційних умовах створює суттєвий вплив на вибір розрахункових навантажень для перевірки на міцність деталей реверсивних механізмів, вузлів трансмісії лебідок. Динамічне навантаження лебідкового механізму в режимі підйому (спуску) вантажу з положення «висячи» охоплюють значну частину часу циклу тої чи іншої операції. Максимальні динамічні навантаження, характерні для цього режиму, проявляються в таких частинних випадках, як швидкісний підйом (спуск), гальмування під час спуску. Значні динамічні навантаження виникають при різкому гальмуванні, коли час наростання гальмівного моменту звичайно лежить в межах тривалості періоду коливань навантаження в системі.

Проведений аналіз режимів навантаження лебідок показує, що вони мають широкий діапазон зміни тягово-швидкісних параметрів з різноманітними проявами максимальних навантажень [43, 46, 47]. Найбільші динамічні зусилля виникають в елементах привода при неосновних короткотривалих режимах роботи (зачеплення вантажу при підтрелюванні за перешкоду, робота лебідки після стопоріння тощо). Ці режими вивчені недостатньо і вимагають додаткової уваги.

В експлуатаційних умовах для лебідкових механізмів найбільш небезпечними є неусталені режими їх роботи. Однак з метою розробки рекомендацій для проєктування і експлуатації приводів необхідно розглянути повний цикл їх роботи. Цикл роботи лебідкового механізму складається з процесів переміщення, підйому і

опускання вантажу, підйому, опускання і відтягування порожніх вантажозахоплюючих пристроїв до місця причеплення вантажу.

Для правильного аналізу динамічних процесів, що відбуваються у вузлах і деталях вантажопідіймальних машин, у тому числі і лебідкових механізмів, необхідно володіти даними, що характеризують динаміку зовнішнього навантаження, динаміку елементів конструкції та динаміку конструкційних матеріалів [32, 47].

Під динамікою зовнішнього навантаження розуміють характер зміни в часі зовнішніх сил, що впливають на вузли конструкції лебідки.

Зовнішніми навантаженнями для вузлів лебідки є:

- рушійні або гальмівні зусилля, що створюються двигуном, муфтами чи гальмами робочих барабанів;

- навантаження, що передаються через канат на барабан і на всі вузли трансмісії, при підніманні або переміщенні вантажу [13, 32, 40].

Під динамікою конструкції розуміють різницю у сприйнятті статичних (постійних чи досить повільно змінюваних в часі) і динамічних (перемінних в часі) зовнішніх навантажень, обумовлених пружністю та інерційністю окремих елементів.

Під динамікою конструкційних матеріалів розуміють відмінності в їхніх механічних властивостях, що визначають працездатність конструкції при впливі на неї динамічних навантажень.

При аналізі динамічних навантажень в механізмах лебідок найбільший інтерес представляють динаміка зовнішніх навантажень і динаміка елементів механізму та їх взаємозв'язок [40, 47].

Результати спостережень та вимірювань технічних параметрів лебідкових механізмів показують, що максимальні динамічні навантаження у вузлах лебідкових механізмів проявляються, переважно, в процесі розгону, при пуску і гальмуванні, а також при зупинці вантажу в положенні «висячи» в кінці підйому і у випадках стопоріння вантажу [40, 47, 48].

Аналіз процесів навантаження лебідкових механізмів, виконуваний в порівнянні з результатами досліджень шахтних підйомних машин, кранів різноманітної конструкції, різних

землерийних машин [31, 32], канатних установок та їх приводів [45, 47], показує, що періоди неусталеного руху супроводжуються складними динамічними явищами, природа яких визначається наявністю пружних зв'язків між окремими масами.

Врахування динамічних навантажень при проєктуванні та проведенні перевіркових розрахунків за допомогою одиничних динамічних коефіцієнтів, отриманих розрахунковим шляхом чи вибраних за рекомендаціями довідкової літератури [31, 32], для досліджень лебідкових механізмів є недостатньо точним. Це приводить в більшості випадків до необґрунтованого збільшення ваги одних вузлів та зменшення надійності інших. Так, наприклад, при розробці лебідок ЛЛ-12, ЛЛ-14, ЛЛ-8 при порівняно високій питомій металомісткості не була досягнута достатня надійність [31].

Характер наростання зусиль в гнучкому зв'язку залежить від типу двигуна і способу управління ним. При цьому крутний момент в системі може збільшуватись поступово або миттєво. Фрикційні муфти забезпечують поступове збільшення крутного моменту на барабані. Наростання зусиль для умов двомасової системи, має такий перебіг, що крутний момент двигуна зростає від нуля до найбільшої величини протягом деякого, а далі протягом всього перехідного процесу залишається сталим.

Відомо, що із збільшенням часу включення зростає динамічна добавка до подвоєної сили інерції «вільної» маси [32]. При короткотривалому навантаженні зусилля в системі визначається величиною імпульса рушійної сили, котра залежить від найбільшої її величини та від тривалості її дії [32]. Тому одна величина рушійної сили привода ще не визначає собою перевантаження пружного зв'язку - важливим є також співвідношення між періодом дії рушійної сили привода та періодом власних коливань пружної системи [32, 44, 45, 47]. При дії короткотривалих (в порівнянні з періодом власних коливань) рушійних сил пружна система «не встигає» повністю на них відреагувати [46].

Електродвигуни, в порівнянні з двигунами внутрішнього згоряння, мають більш широке застосування в якості приводів

вантажопідіймальних машин, і тому впливу характеру миттєвої появи рушійної сили привода на динамічні навантаження пружної системи присвячувалось багато досліджень [46, 47].

Крім того було встановлено, що двигун майже не реагує на високочастотні механічні коливання, і аналіз динаміки можна спростити, вважаючи момент двигуна функцією часу, а часто і постійною величиною.

Стосовно вантажопідійомних машин Комаров М. С. розглядав три випадки миттєвої появи рушійної сили привода і прийшов до висновку, що у високочастотних системах (з частотою власних коливань понад 1,6 Гц) величина найбільшого динамічного навантаження майже не залежить від характеру зміни рушійної сили, а визначається головним чином її початковим значенням. Також ним досліджувалась залежність рушійної сили привода від швидкості (із врахуванням зворотного зв'язку).

Врахування зворотного зв'язку двомасової системи розглядалось Комаровим М. С. для двох різних початкових умов:

- пуск двигуна здійснюється при наявності передпускової ступені реостату (підйом «з ваги»);
- пуск двигуна здійснюється без передпускової ступені реостату (підйом «з підхватом»).

При визначенні максимальної величини динамічного навантаження передбачалось, що навантаження в зв'язку досягне максимуму раніше, ніж відбудеться переключення на нову штучну характеристику.

Доведено, що врахування зворотного зв'язку знижує перевантаження механізму, однак ступінь пониження для високочастотної системи досить малий.

Найбільше розповсюдження при дослідженні динамічних навантажень в механізмах підйому знаходить спосіб складання рівнянь руху на основі рівнянь Лагранжа II роду. Так, для двомасової системи диференціальні рівняння руху мас, що здійснюють крутильні коливання, можна представити в такому вигляді:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_1 \\ I_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_2 \end{cases}, \quad (3.1)$$

де I_1 – загальний момент інерції обертових мас двигуна, гальмівного шківів, муфт тощо; I_2 – зведений момент інерції рухомих мас привода; φ_1, φ_2 – кути закручування першої та другої мас; C – зведена жорсткість лінії передач; M_1 – пусковий або гальмівний момент двигуна; M_2 – момент опору рухові привода.

В механізмах підйому шахтних підйомників, бурових лебідок, ліфтів, стаціонарних лісових лебідок вантаж підвішується (переміщається) по канатах великої довжини: 350-1100 м, в яких коефіцієнти жорсткості при підйомі чи опусканні змінюються і залежать від довжини канатів.

При підтягуванні вантажу до лінії несучого канату зусилля в тяговому канаті можна знайти, розв’язавши диференціальне рівняння, де зусилля представлене у вигляді функції часу та координати вантажу.

Відомо, що максимальне динамічне навантаження в канаті з’являється після закінчення проміжку часу з моменту початку руху порядку періоду власних коливань системи. В кранових механізмах при порівняно невисоких швидкостях (0,2-0,5 м/с) переміщення вантажу і малих періодах пружних коливань за цей період часу коефіцієнт жорсткості в канатах змінюється несуттєво. При цьому встановлено, що темп затухання енергії коливань внаслідок впливу дисипативних сил на переважній ділянці руху вантажу інтенсивніший за темп наростання коливань. В результаті цього протягом 95-97% шляху підйому вантажу амплітуди динамічної складової натягу канатів зменшуються і практично максимальний натяг з’являється в самому початку руху [31, 32].

Визначення оптимальних швидкостей руху канатів з врахуванням наявних пружних зв’язків та їх впливу на динамічні процеси є тенденцією росту продуктивності лебідкових механізмів.

Дослідженню факторів, що впливають на характер зміни динамічних навантажень в канатах і приводі підвісних канатних установок присвячені роботи Білої Н. М., в яких встановлено, що при швидкостях руху канатів 0,3-0,7 м/с, величина зусилля в канаті зростає прямопропорційно вазі вантажу і мало залежить від довжини і швидкості канату. Коефіцієнт динамічності K_d і значення амплітуд коливань навантаження в канатах зростають із зменшенням ваги вантажу.

У зв'язку з підвищенням швидкостей руху канатів лебідок в діапазоні від 0,3 до 7,0 м/с значно збільшуються і динамічні навантаження в канатах і лебідковому механізмі.

Дослідження динамічних навантажень для різних видів передач лебідкового механізму та визначення енергомісткості процесів переміщення вантажу показали можливі шляхи зниження динамічного навантаження шляхом встановлення гідропередачі в трансмісію лебідкового механізму, проведені порівняльні випробування лебідок з механічною та гідропередачею, дана методика розрахунку і підбору гідротрансформаторів. Встановлено, що гідропередача забезпечує зниження динамічного навантаження в канатах в 4 рази.

В ряді робіт наведені дослідження, присвячені розвитку і вдосконаленню теорії розрахунку канатів і методів їх вибору, визначенню розрахункових навантажень для різних типів канатних систем і їх приводів, де досліджуються і аналізуються окремі фактори, що впливають на характер динамічних процесів в канатних системах. В них із-за складності досліджуваних питань не враховується вплив пускових і тягових характеристик двигунів, моментів інерції обертових елементів привода, затухання енергії коливань в системах канатів.

Зусилля в пружних зв'язках (канатах) лебідкових механізмів залежать не тільки від зовнішніх навантажень, змінюваних в широкому діапазоні. Суттєвий вплив на характер силових динамічних процесів створює здатність коливальних систем розсіювати енергію коливань. Завдяки цьому силові процеси в пружних зв'язках при

прикладанні зовнішнього навантаження затухають в часі [46, 47]. Відомо, що затухання коливань пружного навантаження відбувається внаслідок наявності в коливальних системах дисипативних сил (сил тертя в канатах і стиках деталей, сил непружного опору в канатах), на подолання яких витрачається в незворотному виді енергія коливань [46, 47].

Дисипативні сили представляють собою внутрішні реакції системи при деформації її елементів під дією зовнішнього навантаження і завжди орієнтовані проти напрямку навантаження. Дія цих сил виражається гістерезисними втратами енергії при деформації відповідних елементів.

В результаті аналізу динамічних процесів в коливальних системах встановлені наступні основні властивості дисипативних сил:

- непружний опір практично не залежить від швидкості деформації;
- при циклічних деформаціях графічна залежність деформації від зміни навантаження має вид петлі гістерезису;
- гістерезисні втрати залежать від величини деформації; ця залежність нелінійна і різна при завантаженні і розвантаженні;

Дослідженню дисипативних сил в механічних системах присвячено ряд робіт [31, 32]. Проте на даний час поки ще немає методик визначення розрахунковим шляхом розсіювання коливань в проєктованій машині. Це обмежує, а часто і виключає можливість враховувати дисипативні сили в динамічних розрахунках.

Вважається, що самим достовірним методом, що дає можливість найбільш точно визначити розсіювання енергії коливань в механізмі, є експериментальний метод.

На основі аналізу встановлено, що схематизація дисипативна них властивостей різних елементів механізму є одним з найбільш складних питань при побудові динамічних моделей, тому існуючі пропозиції можуть розглядатись тільки як вірогідні апроксимації складних нелінійних законів дисипативних сил.

Керуючись цим і враховуючи рекомендації ряду інших досліджень [46, 48, 49], лебідкові механізми доцільно представляти у виді двох комплексних джерел розсіювання енергії коливань:

- елементів трансмісії механізмів;
- системи канатів, оснастки і фрикційного контакту канату з барабаном.

Відомий ряд досліджень і показників, що враховують інтенсивність дисипації енергії коливань. Так, нелінійна дисипативна функція замінюється еквівалентною їй (за втратами енергії за цикл коливань) лінійною функцією. З розрахункової точки зору метод еквівалентної лінеаризації зводиться до визначення умовного коефіцієнту і підстановки його в рівняння руху. Найбільш вживаними показниками затухаючих коливань є логарифмічний декремент і коефіцієнт поглинання. Вони мають певний взаємозв'язок і можуть бути виражені один через інший. Це спрощує методи їх знаходження і дає можливість провести співставлення.

Логарифмічний декремент, що характеризує швидкість зменшення амплітуд коливань внаслідок розсіювання енергії в системі, знаходять з розгортки осцилограми вільних власних коливань.

Інтенсивність розсіювання енергії коливань в лебідковому механізмі доцільніше визначати через коефіцієнт поглинання. Значення його знаходять відношенням енергії, «витраченої» на подолання дисипативних сил за цикл коливань S , до енергії W , що відповідає амплітуді циклу.

Таким чином дослідження механічних передач з гнучкими тяговими органами в комплексі динамічної системи привод-канат-вантаж і врахування взаємовпливу елементів системи на характер протікання динамічних процесів продовжують залишатись об'єктом різносторонніх досліджень [46, 47, 48, 49].

Аналіз результатів існуючих досліджень показав, що дослідження роботи приводів підвісних канатних установок зводилися, в основному, до визначення динамічних зусиль в канатній оснастці, а самі приводи замінювалися спрощеними одно- чи двомасовими

системами. Дослідження власне приводів обмежувались переважно визначенням потужності привода. Тому задача більш глибокого дослідження динаміки привода і обґрунтування його основних параметрів – діаметра і маси барабанів з канатами та без них, передавальні відношення зубчастих і ланцюгових передач, жорсткість ліній з'єднань барабани-передачі-двигун, основні характеристики і тип двигуна – залишається актуальною.

3.3 ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ КАНАТНИХ УСТАНОВОК

За кінематичною схемою та кресленням машини важко судити про розподіл мас і жорсткість елементів її привода. Складові частини привода рухаються з різними швидкостями, передають різні крутні моменти, жорсткість їх січень неоднакова, а отже, і кути закручування на окремих ділянках.

У зв'язку з цим перед складанням рівнянь руху привод машини представляють у вигляді умовної механічної схеми, яку називають зведеною еквівалентною схемою машини.

При виборі розрахункової схеми необхідно враховувати особливості зовнішніх сил опору на виконавчому органі. В машинах має місце перебіг декількох одночасних, але якісно різних динамічних процесів. Залежно від розмірів, характеристик двигуна машини, трансмісії привода та виконавчого органу, а також від зовнішніх зусиль той чи інший процес може набувати переважного значення і викликати суттєві перевантаження.

Аналітичні дослідження режимів навантаження лебідкових механізмів, як одного з видів вантажопідйомних машин, і визначення діючих навантажень в пружних зв'язках проводились багатьма дослідниками за загальними методиками визначення діючих навантажень в машинах і механізмах з пружними зв'язками [19, 30]. Для цього спочатку кожен конкретний досліджуваний лебідковий механізм замінювався еквівалентною розрахунковою схемою, що складається з одної або декількох зведених мас, з'єднаних в систему за допомогою пружних зв'язків.

Методика складання розрахункових схем є універсальною для всіх видів вантажопідіймальних механізмів. На прикладі однобарабанної лебідки з електродвигуном наведено загальний порядок етапів методу визначення динамічних навантажень в зв'язку:

- складають кінематичну схему системи;
- вибирають місце зведення розрахункових параметрів;
- складають еквівалентну багатомасову розрахункову схему із зведеними параметрами;
- шляхом групування зведених параметрів еквівалентну багатомасову схему перетворюють в схему, що складається з однієї, двох чи трьох мас, з'єднаних між собою пружними зв'язками;
- складають рівняння руху та знаходять їх рішення.

Від вибору місця зведення розрахункових параметрів розрахункова схема може бути представлена в інтерпретації: поступального руху, коли зведення виконане на маси, що здійснюють поступальний рух (канат, вантаж), або обертового, коли зведення виконане на будь-який вал механізму.

Встановлено, що розрахункові зведені схеми обертового і поступального руху цілком ідентичні як за простотою зведення, так і за одержаними результатами [32, 44, 45].

Теоретичні та експериментальні дослідження пружних систем і характеру зміни зовнішніх опорів та навантажень показують, що багатомасову динамічну систему з достатнім ступенем точності для практичних та інженерних розрахунків доцільно звести до розрахунку простих пружних систем з двома або одним ступенем вільності [32, 45, 46].

Дослідження навантажувальних режимів механізмів підйому ряду вантажопідійомних машин, а також стаціонарних лебідкових установок проводились, в основному, на основі аналізу одно-двомасових схем, а при складанні рівнянь руху використовувались рівняння Лагранжа.

Для складання загальних рівнянь руху елементів привода канатних лісотранспортних систем розглянемо їх за аналогією з приводами транспортувальних машин загального призначення.

Трелювальні лебідки характеризуються значними тяговими зусиллями, що діють на барабани, і великими швидкостями навивання канатів, які в декілька разів перевищують швидкості звичайних вантажопідйомних механізмів. При цьому швидкості навивання змінюються у великому діапазоні, що приводить до виникнення значних динамічних зусиль і зменшення довговічності канатів та несучих елементів приводів підвісних лісотранспортних установок.

Для підвищення продуктивності праці швидкості піднімання вантажу та переміщення каретки доцільно збільшувати, тому в процесі експлуатації приводів необхідно дослідити можливість збільшення швидкості руху канатів, вивчивши при цьому причини виникнення динамічних навантажень, характер їх зміни і отримати залежності для визначення їх величини.

В процесі роботи тягові та вантажопідйомні канати навиваються на барабани, при цьому змінюється маса барабанів, викликаючи зміну динамічних характеристик привода.

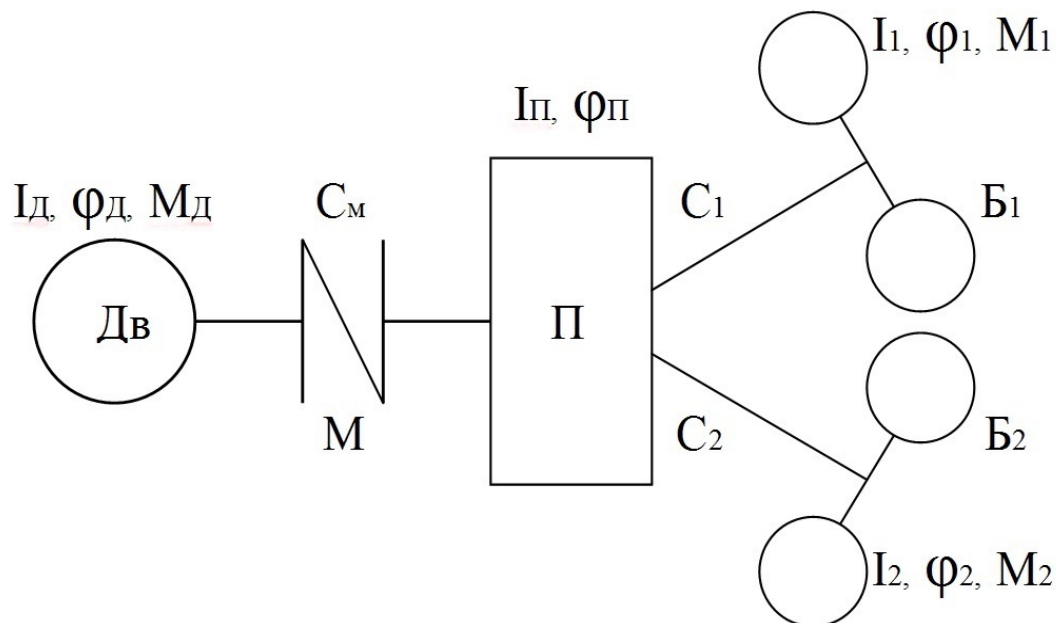
При дослідженнях динамічних навантажень в лебідках розрахункова схема привода канатної установки спрощується за рахунок зменшення кількості мас, тому що включення муфти зчеплення двигуна або муфти барабана лебідки при експлуатації закінчується до досягнення експлуатаційного навантаження установки.

Отже, до виникнення максимальних навантажень в елементах привода обертові маси механізму лебідки з'єднані муфтами і передачами, як одне ціле, а зведена жорсткість трансмісії лебідки, навіть в такому випадку, залишається більшою за жорсткість тягового та вантажопідіймального канатів.

Практика експлуатації та аналіз роботи підвісних канатних систем показали, що навіть у багатобарабанных лебідок одночасно працюють не більше двох барабанів [13]. Аналіз роботи двобарабанного привода виконано, взявши за основу канатну установку на базі колісного трактора МТЗ-80 з двобарабанным

приводом, розроблену УкрДЛТУ спільно з Львівським ПКТИ «Лісдеревпром».

Так, двобарабанный привод такої канатної установки представлено як чотиримасову систему, масами якої є двигун, лінія передач та барабани лебідки, у вигляді схеми із зосередженими масами (рис. 3.1).



Дв – двигун; М – муфта з’єднання; П – передача; Б_і – барабани

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема двобарабанного привода канатної установки

Для приведення в рух лебідки двигун повинен розвивати певний обертовий момент, необхідний для подолання статичного моменту опору, тобто моменту опору при постійній швидкості обертання, і динамічного моменту зумовленого силами інерції. Слід враховувати постійну зміну інерційних характеристик барабанів у зв’язку із постійною зміною кількості намотаного на них канату. При гальмуванні статичний момент опору діє разом з гальмівним моментом.

Для цієї багатомасової системи диференціальні рівняння руху мас, що здійснюють крутильні коливання, складені на основі рівнянь Лагранжа II-го роду, можна записати в такому вигляді:

$$\begin{cases} I_D \times \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} + C_M (\varphi_D - \varphi_{II}) = 0, \\ I_{II} \times \frac{d^2 \varphi_{II}}{dt^2} - C_M \times (\varphi_D - \varphi_{II}) + C_1 (\varphi_{II} - \varphi_1) + C_2 (\varphi_{II} - \varphi_2) = 0, \\ I_1 \times \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - C_1 (\varphi_{II} - \varphi_1) = M_1 \times \sin \omega t, \\ I_2 \times \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C_2 (\varphi_{II} - \varphi_2) = M_2 \times \sin \omega t, \end{cases} \quad (3.2)$$

де I_D, I_{II}, I_1, I_2 – моменти інерції обертових мас; $\varphi_D, \varphi_{II}, \varphi_1, \varphi_2$ – кутові координати руху елементів привода; C_M, C_1, C_2 – коефіцієнти жорсткості валів.

Момент інерції одного барабана зменшується, другого – збільшується, змінюючись залежно від навивання чи змотування каната, а отже у залежності від ваги каната q_K , швидкості його навивання V_K та часу t : $I_1, I_2 = f(q_K; V_K; t)$:

$$\begin{cases} I_1 = [I_1^* + V_K \times t \times q_K \times R_1^2] \times \left(\frac{1}{U_{II}} \right)^2 \\ I_2 = [I_2^* - V_K \times t \times q_K \times R_2^2] \times \left(\frac{1}{U_{II}} \right)^2 \end{cases} \quad (3.3)$$

де I_i^* – початковий момент інерції i -го барабана; V_K – швидкість навивання канату; t – час навивання; q_K – вага одного погонного метра канату; R_i – радіус i -го барабана; U_{II} – передавальне відношення від двигуна до барабанів.

Розв’язок системи рівнянь (3.2) відносно моменту жорсткості $M_{жс} = C \times \Delta \varphi$ дозволяє рекомендувати такі параметри привода, як необхідну жорсткість лінії передач, зовнішню характеристику двигуна та швидкість намотування канату на барабани.

Розв’язок системи (3.2) можна знайти у вигляді: $\varphi_i = \lambda_i \times \sin pt$, де λ_i – амплітуда власних коливань; p – кутова частота власних коливань; t – час; pt – фаза коливань. Підставивши φ_i в (3.2) та

виконавши певні скорочення, отримуємо систему для визначення амплітуд власних коливань λ_i :

$$\begin{cases} C_M \times \lambda_{II} + (I_D \times p^2 - C_M) \times \lambda_D = 0, \\ C_M \times \lambda_D + (I_{II} \times p^2 - C_M - C_1 - C_2) \times \lambda_{II} + C_1 \times \lambda_1 + C_2 \times \lambda_2 = 0, \\ C_1 \times \lambda_{II} + (I_1 \times p^2 - C_1) \times \lambda_1 = 0, \\ C_2 \times \lambda_{II} + (I_2 \times p^2 - C_2) \times \lambda_2 = 0. \end{cases} \quad (3.4)$$

Система рівнянь (3.4), однорідних відносно невідомих амплітуд λ_i , може мати рішення, відмінне від нуля, лише у випадку, коли визначник системи (3.4) дорівнює нулю. Після розкриття визначника отримано частотне рівняння, графічна інтерпретація розв'язку якого представлена на рис. 3.2.

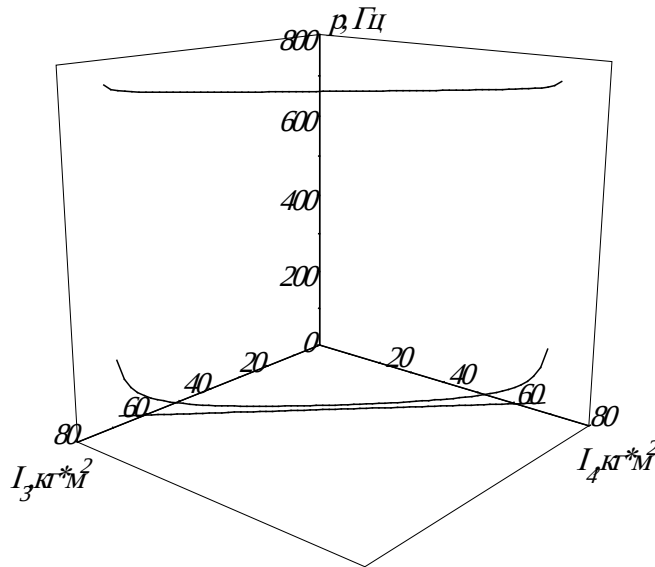


Рисунок 3.2 – Залежність частоти власних коливань від моментів інерції I_1 та I_2 .

Як видно з графіка, частота коливань не зазнає помітних змін на всьому проміжку зміни моментів інерції барабанів привода.

Внаслідок однорідності системи рівнянь (3.4) відносно амплітуд λ_i можна виразити всі амплітуди через одну з них:

$$\lambda_D = \frac{C_M \times \lambda_{II}}{C_M - I_D \times p^2}; \quad \lambda_1 = \frac{C_1 \times \lambda_{II}}{C_1 - I_1 \times p^2}; \quad \lambda_2 = \frac{C_2 \times \lambda_{II}}{C_2 - I_2 \times p^2}. \quad (3.5)$$

Періодичний вплив збурюючої сили в елементах привода викликає вимушені коливання. Під час експлуатації канатних установок під дією змінних зовнішніх навантажень може виникнути явище резонансу, яке приводить до руйнування окремих деталей або поломки всього привода. Тому для підвищення довговічності канатної установки за рахунок зменшення динамічних навантажень на вузли та деталі привода необхідно дослідити вимушені коливання.

Система рівнянь для визначення амплітуд вимушених коливань $\lambda_d, \lambda_{\Pi}, \lambda_1, \lambda_2$ має вигляд:

$$\begin{cases} C_M \times \lambda_{\Pi} + (I_d \times \omega^2 - C_M) \times \lambda_d = 0, \\ C_M \times \lambda_d + (I_{\Pi} \times \omega^2 - C_M - C_1 - C_2) \times \lambda_{\Pi} + C_1 \times \lambda_1 + C_2 \times \lambda_2 = 0, \\ C_1 \times \lambda_{\Pi} + (I_1 \times \omega^2 - C_1) \times \lambda_1 = -M_1, \\ C_2 \times \lambda_{\Pi} + (I_2 \times \omega^2 - C_2) \times \lambda_2 = -M_2. \end{cases} \quad (3.6)$$

Система рівнянь (6) розв'язана методом Гауса за допомогою пакету програм Mathematica for Windows. В результаті розв'язку отримані амплітуди вимушених коливань кожної з 4-х мас системи, причому амплітуди трьох мас практично не відрізняються між собою, а амплітуда четвертої маси є дещо меншою, ніж інші три.

Для обрахунку зміни швидкості коливного руху та прискорення коливного руху запишемо вирази для першої та другої похідної φ_i :

$$\begin{cases} \omega_i = \varphi_i' = (\lambda_i \cdot \sin p_k t)' = \lambda_i \cdot p_k \cdot \cos p_k t, \\ \varepsilon_i = \varphi_i'' = (\lambda_i \cdot \sin p_k t)'' = -\lambda_i \cdot p_k^2 \cdot \sin p_k t. \end{cases} \quad (3.7)$$

Після підстановки в ці вирази значень частот власних коливань, отриманих в результаті розв'язку частотного рівняння, та амплітуд вимушених коливань, можна визначити амплітуди кутів закручування валів, що з'єднують елементи привода, амплітуди швидкостей коливного руху та прискорень коливного руху. Виявилось (рис. 3.3), що на перших гармоніках коливань спостерігаються близькі до резонансних режими роботи привода на частотах, наближених до

максимальних частот обертання вала двигуна привода, про що свідчить явище неповного биття, яке виникає внаслідок дії збуджуючої сили з частотою, близькою власній частоті коливань системи. Такі биття є нестационарними, що підтверджують отримані графіки. Биття починається із наближенням значень моментів інерції барабанів одне до одного і припиняється в момент їх рівності.

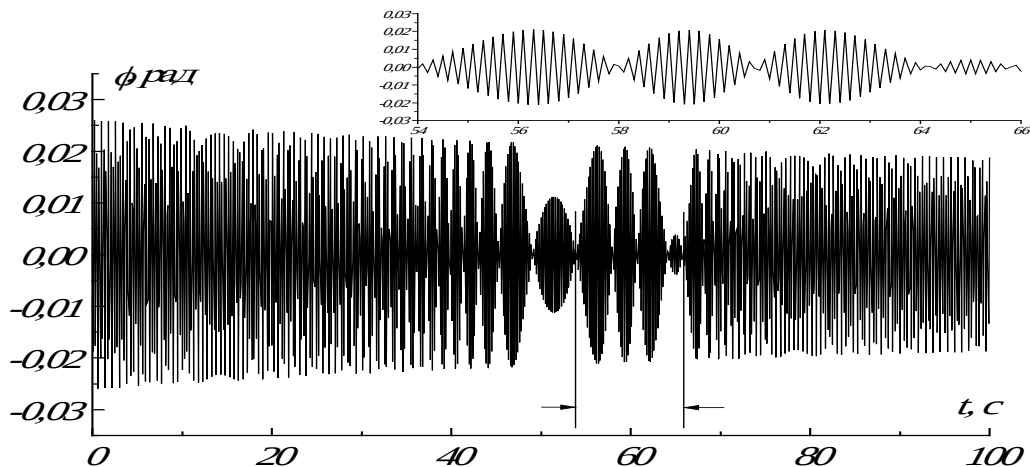


Рисунок 3.3 – Кутова амплітуда вимушених коливань барабана вантажопідіймального канату

Досліджуючи процес розгону канатної установки для транспортування деревини з електродвигуном (рис. 3.4) та характер зміни зусилля у вітках канату протягом деякого початкового періоду транспортування вантажу, можна визначити переміщення і швидкості руху каретки канатної установки за допомогою розробленої математичної моделі.

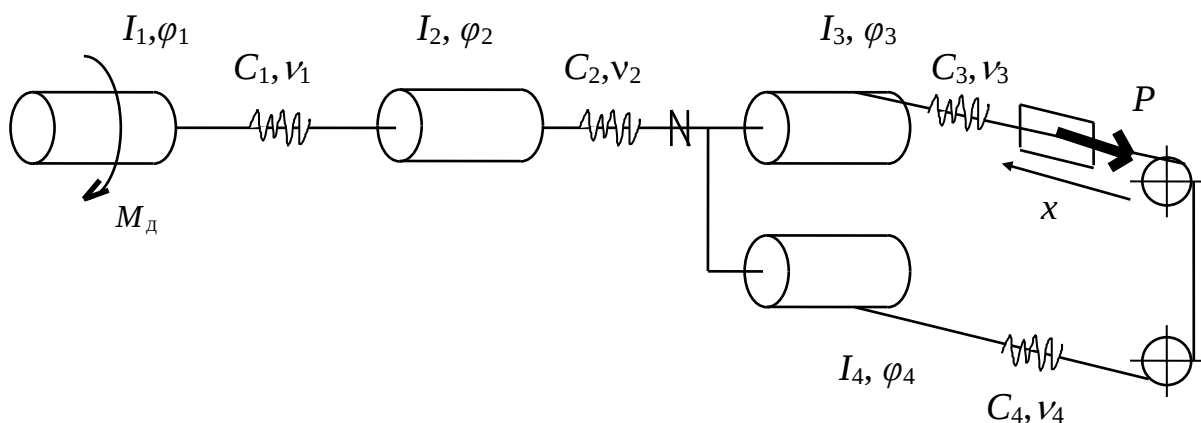


Рисунок 3.4 – Розрахункова модель двобарабанного привода канатної установки з електродвигуном

На рис. 3.4: $C_i, v_i, (i=1, 2, 3, 4)$ – коефіцієнти жорсткості та лінійного опору відповідних ділянок; P – сила опору рухові; I_i – момент інерції; φ_i – кутові координати руху елементів системи; M_d – момент двигуна; x – координата руху каретки з вантажем.

Математична модель побудована для випадку, коли кінематичний ланцюг між двигуном і робочим барабаном замкнутий і враховує несталість жорсткостей робочої та холостої віток канату, а також залежність моментів інерції барабанів привода від координат руху.

Рівняння руху привода канатної установки, що включає двигун, передачу та барабани, складаємо за схемою рівнянь Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (j=1, 2, 3, 4), \quad (3.8)$$

де T, Π, Φ – кінетична і потенціальна енергії системи та дисипативна функція Релея; q_j – узагальнена координата; Q_j – узагальнена зовнішня сила.

Кінетичну енергію системи записуємо у вигляді

$$T = \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \omega_2^2 + \frac{1}{2} (I_3 + I_4) \omega_3^2 + \frac{1}{2} m V^2, \quad (3.9)$$

де I_i – момент інерції відповідної маси; ω_i – кутова швидкість відповідної маси; m – вага вантажу; V – швидкість руху вантажу.

Моменти інерції барабанів визначаємо з урахуванням намотування чи змотування канату

$$I_3 = I_{30} + A \rho r_3^3 \varphi_3; \quad I_4 = I_{40} - A \rho r_4^3 \varphi_3, \quad (3.10)$$

де I_{30} і I_{40} – початкові моменти інерції барабанів; A – площа поперечного перерізу канату; ρ – усереднена густина матеріалу канату; r_3 і r_4 – радіуси навивання канату на барабани.

Потенціальна енергія системи має вигляд

$$\Pi = \frac{1}{2}C_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2}C_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2}C_3(\varphi_3 r_3 - x)^2 + \frac{1}{2}C_4(x - \varphi_4 r_4)^2, \quad (3.11)$$

де C_i – жорсткість відповідного елемента:

$$C_3 = \frac{E_\kappa A_\kappa}{l_3} = \frac{E_\kappa A_\kappa}{l_{30} - \phi_3 r_3}; \quad C_4 = \frac{E_\kappa A_\kappa}{l_4} = \frac{E_\kappa A_\kappa}{l_{40} + \phi_4 r_4},$$

де A_κ – площа поперечного перерізу канату; x – координата руху; E_κ – модуль пружності; l_{30} і l_{40} – початкові довжини віток канату.

Дисипативну функцію подаємо як

$$\Phi = \frac{1}{2}v_1(\omega_1 - \omega_2)^2 + \frac{1}{2}v_2(\omega_2 - \omega_3)^2 + \frac{1}{2}v_3(\omega_3 r_3 - V)^2 + \frac{1}{2}v_4(V - \omega_4 r_4)^2, \quad (3.12)$$

де v_i – коефіцієнт лінійного опору відповідного елемента.

Зусилля у вітках канату F_1 і F_2 знаходимо за формулами

$$F_1 = F_{1c} + F_{1\mu}; \quad F_2 = F_{2c} + F_{2\mu}, \quad (3.13)$$

де F_{1c} , F_{2c} – сили пружності; $F_{1\mu}$, $F_{2\mu}$ – сили лінійного опору.

Складові внутрішніх сил визначаються залежностями:

$$F_{1c} = c_0 \varepsilon_1; F_{1\mu} = \mu_0 v_1; F_{2\mu} = \mu_0 v_2; F_{2c} = c_0 \varepsilon_2, \quad (3.14)$$

де c_0 і μ_0 – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору ділянки канату одиничної довжини; $\varepsilon_1, v_1, \varepsilon_2, v_2$ – відносні деформації ділянок вітки і швидкості зміни відносних деформацій в часі.

Таким чином в результаті математичних перетворень часові залежності сил у вітках канату знаходимо у вигляді:

Аналіз отриманих залежностей дозволить встановити характер зміни зусиль у вітках канату і швидкості руху вантажу в процесі роботи установки, а саме зробити висновок про те, що зусилля в робочій вітці ванатжопідіймального канату при переміщенні вантажу по трасі несучого канату зменшується, а в холостій вітці – збільшується, при наближенні вантажу до середини прольоту ці зусилля вирівнюються.

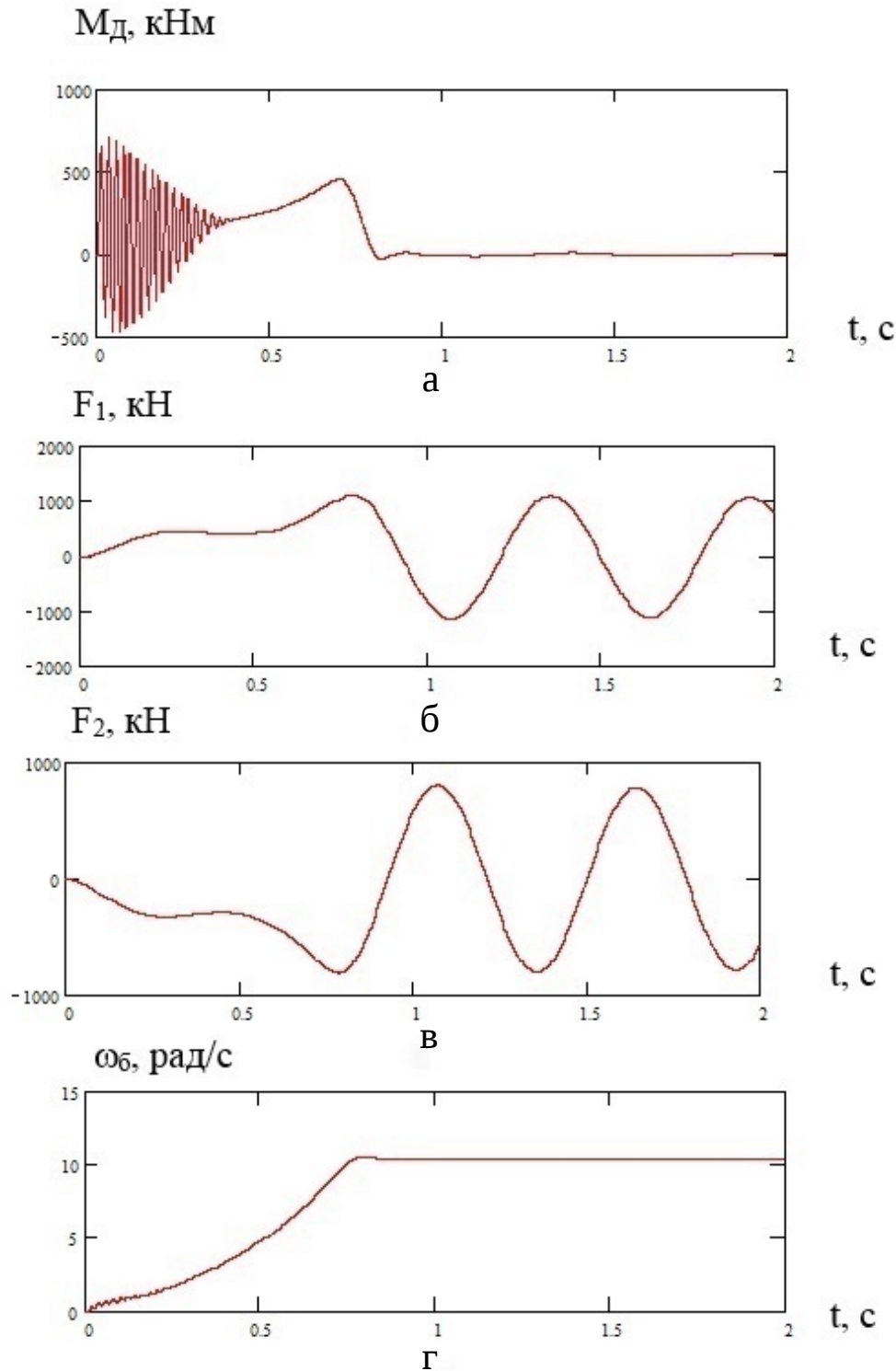
$$\begin{aligned} F_1 &= c_0 \frac{V_0 t - x}{l_{10} + V_0 t} + \mu_0 \left(\frac{V - V_0}{l_{20} + V_0 t} + \frac{(x - V_0 t) V_0}{(l_{10} + V_0 t)^2} \right); \\ F_2 &= c_0 \frac{x - V_0 t}{l_{20} - V_0 t} + \mu_0 \left(\frac{V - V_0}{l_{20} - V_0 t} - \frac{(V_0 t - x) V_0}{(l_{20} - V_0 t)^2} \right). \end{aligned} \quad (3.15)$$

На основі аналізу результатів дослідження роботи канатної установки з електродвигуном (рис. 3.5) сформульовані відповідні висновки.

Максимальний момент двигуна під час розгону не залежить від маси транспортованого вантажу і, для прийнятих до розрахунку вихідних даних, дорівнює 713 кНм. Час розгону двигуна суттєво залежить від маси транспортованого вантажу і з її зростанням збільшується. Проте у всіх випадках цей час є меншим однієї секунди. Більший період коливань зусилля в канаті спостерігається у випадку транспортування вантажу більшої ваги, а менший - у випадку вантажу меншої ваги. Кутова швидкість робочого барабана привода в період розгону механічної системи зростає від нуля до номінального значення (близько 10 рад/с). Кутова швидкість встановлюється швидше при транспортуванні вантажу меншої ваги і довше – при транспортуванні вантажу більшої ваги.

На початку руху динамічна складова зусиль у вітках канату є найбільшою (рис. 3.6). Протягом деякого проміжку часу (5-15 с) коливання зусилля в канаті затухають. При більшій вазі вантажу

спостерігається більший період коливань зусиль у канаті та повільніше їх затухання. На початку руху швидкість вантажу досягає вдвічі більшого значення від швидкості усталеного руху.



а – часові залежності моменту двигуна; б і в – зусилля у робочій і холостій вітках канату; г – кутова швидкість барабана
Рисунок 3.5 – Результати дослідження роботи канатної установки з електродвигуном для вантажу масою $m = 100 \text{ кг}$

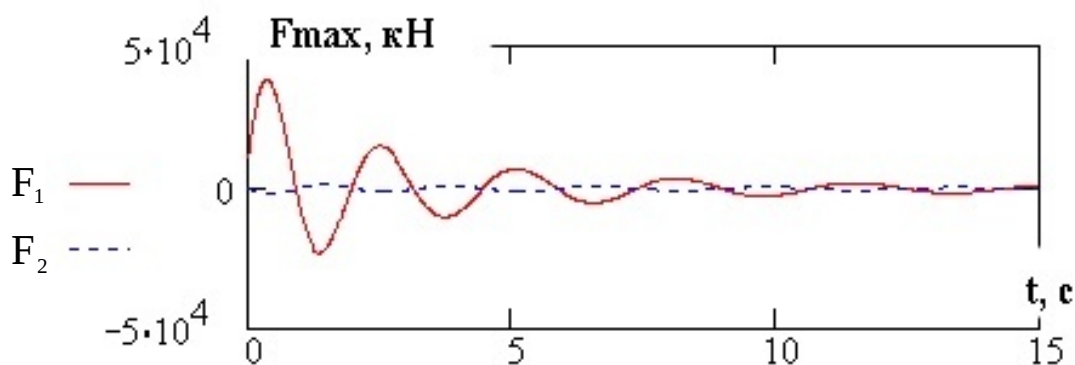


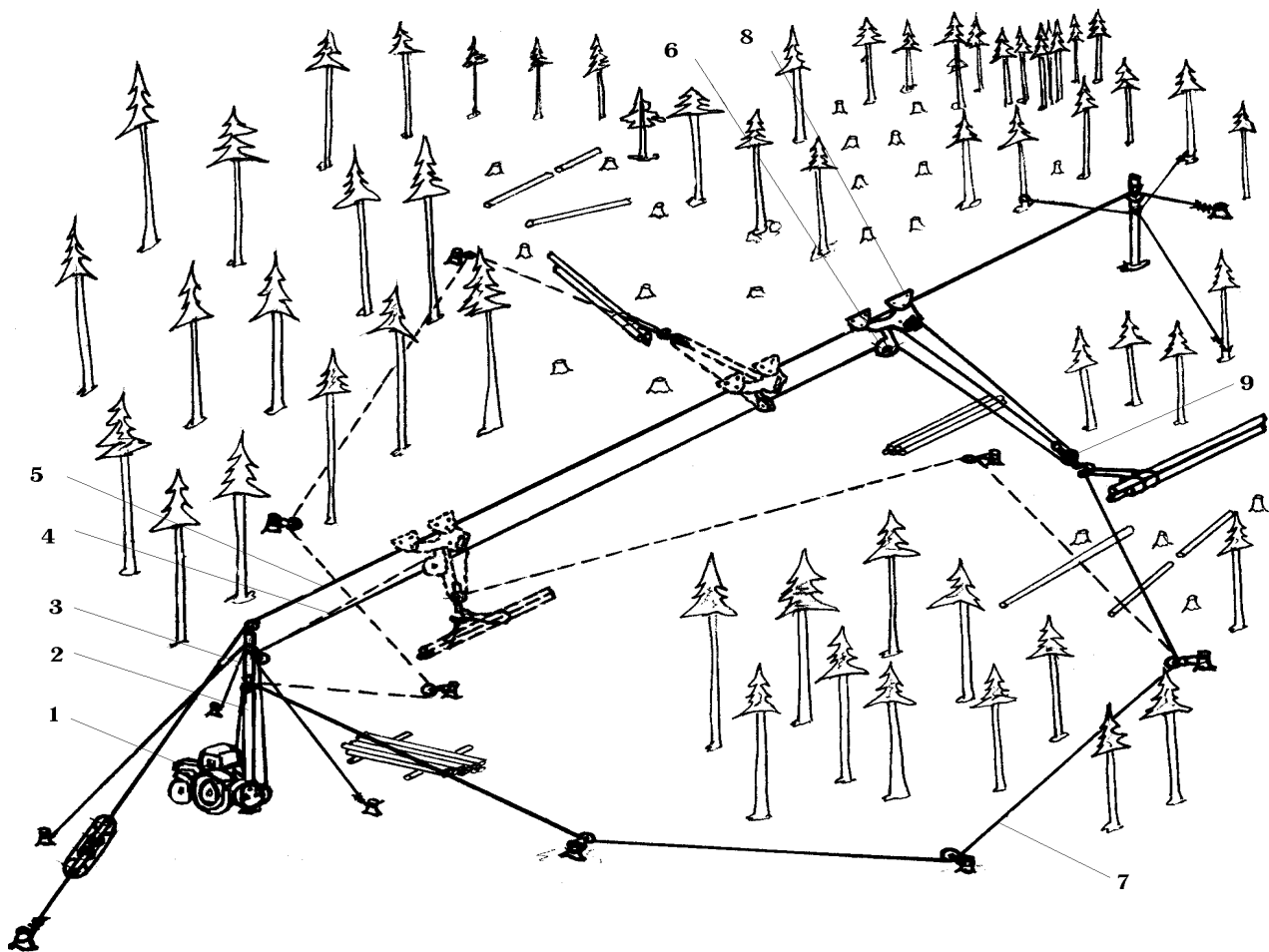
Рисунок 3.6 – Часові залежності зусиль в робочій F_1 і холостій F_2 вітках канату для вантажу масою $m = 100$ кг (при: $L_1 = 475$ м; $L_2 = 20$ м; $L = 500$ м; $V = 7$ м/с)

Максимальне зусилля у вітках канату зростає із збільшенням ваги вантажу та збільшенням швидкості його переміщення. Так, при швидкості вантажу $V=2$ м/с і вазі 50 кН максимальне зусилля не буде перевищувати 20 кН, при $V=7$ м/с зусилля може досягнути 60 кН. Зусилля в робочій вітці вантажопідіймального канату при переміщенні вантажу по трасі несучого канату зменшується, а в холостій вітці – збільшується, при наближенні вантажу до середини прольоту ці зусилля вирівнюються, після чого зусилля в холостій вітці стають більшими за зусилля в робочій вітці.

На основі аналізу стану використання канатних систем для заготівлі деревини та проведених досліджень можна відзначити основні напрямки вдосконалення конструкцій приводів канатних лісотransпортних установок, надати рекомендації щодо розроблення нових канатних установок вдосконаленої конструкції та запропонувати методику обґрунтування основних параметрів приводів мобільних канатних установок.

Нові та покращені канатні установки для трелювання деревини повинні характеризуватися розширеними технологічними можливостями, спрощеним управлінням і зручністю в експлуатації. Зокрема, була запропонована (рис. 3.7) мобільна канатна установка з приводом удосконаленої конструкції [39], у якій барабани привода виконані з вмонтованими всередині планетарними редукторами, в яких основна ведена шестерня виконана заодно з барабаном, а ведуча

– через зубчасту передачу перебуває в постійному зачепленні з основним ведучим валом, з'єднаним з валом відбору потужності самохідного шасі.



1 – привод; 2 – вертикальна щогла; 3 – поворотна стійка;
4 – вантажопідіймальний канат; 5 – несучий канат; 6 – блок;
7 – зворотний канат; 8 – каретка; 9 – плаваючий блок з гаком

Рисунок 3.7 – Канатна установка

Така компоновка привода дозволяє транспортувати вантаж «вверх» чи «вниз» по лісосіці, доставляти гак (плаваючий блок) до зваленого дерева, спростити до мінімуму каретку і не фіксувати вантаж в каретці. Це, в свою чергу, підвищує техніку безпеки, оскільки при обриві будь-якого з канатів вантаж падає на землю.

На підставі описаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. На даний час мобільні канатні установки оснащені приводами, що не забезпечують їх високопродуктивної роботи та зручності в експлуатації. Практично відсутні досконалі методики розрахунку та обґрунтування параметрів приводів канатних установок.

2. При дослідженні нестационарних процесів у механічній системі транспортування деревини, що виникають в період пуску двигуна, виявлено, що для установки з реальними технічними характеристиками максимальний момент двигуна практично не залежить від маси транспортованого вантажу, а час розгону не перевищує однієї секунди, максимальні зусилля у вітках канату з достатньою точністю можна визначати, припускаючи, що розгін двигуна здійснюється миттєво.

Навантаження віток канату в період пуску є більшими при початковому положенні вантажу ближче до привода установки і більшій вазі вантажу. Зміна сили опору рухові в межах допустимих значень суттєво не впливає на зміну зусиль у вітках канату.

3. Найбільші зусилля в елементах привода виникають, коли момент інерції одного з барабанів лебідки близький до свого максимального значення, а іншого – до мінімального. Ці зусилля в 2,0-2,2 рази перевищують зусилля при усталеному режимі роботи.

4. Запропонований привод мобільної канатної установки для трелювання деревини, який дозволяє розширити технологічні можливості, спростити управління і зробити канатну установку зручною в експлуатації; новизна його підтверджена патентом В61 В7/00 а.с. № 24173А.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] Ловеїкін В. С., Міщук Д. О. Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом: монографія. Київ : Компрінт, 2013. 205 с.
- [2] Невлюдов І. Ш., Андрусевич А. О., Євсєєв В. В., Новоселов С. П., Демська Н. П. Проектування мобільних маніпуляційних роботів: монографія. Харків, 2022. 427 с.
- [3] Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О. Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідроприводом: монографія. Київ : Ямчинський О. В., 2021. 262 с.
- [4] La Hera P.X., Ortíz Morales D. What do we observe when we equip a forestry crane with motion sensors? *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019. Vol. 40, No. 2. P. 259-280. DOI: 10.5552/crojfe.2019.501.
- [5] Адамовський М. Г., Бакай Б. Я. Аналіз і перспективи використання трелювальних тракторів у лісовому комплексі України. *Науковий вісник*. 2004. Вип. 14.3. С. 175-182. URL: https://nv.nltu.edu.ua/Archive/2004/14_3/34.pdf. (Дата звернення: 03.05.2025).
- [6] Kacalak W., Budniak Z., Majewski M. Crane stability assessment method in the operating cycle. *Transport Problems*. 2017. Vol. 12, Issue 4. P. 141-151. DOI: 10.20858/tp.2017.12.4.14.
- [7] La Hera P., Ur Rehman B., Ortíz Morales D. Electro-hydraulically actuated forestry manipulator: modeling and identification. In *2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (Vilamoura-Algarve, Portugal)*. 2012. P. 3399-3404. DOI: 10.1109/IROS.2012.6385656.
- [8] La Hera P., Ortíz Morales D. Model-based development of control systems for forestry cranes. *Journal of Control Science and Engineering*. 2015. Article ID 256951. P. 1-15. DOI: 10.1155/2015/256951.
- [9] Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Loveikin A. V., Liashko A. P., Pochka K. I. Dynamic analysis of the simultaneous starting of the

boom and load lifting mechanisms hoisting for the jib and the cargo of the jib crane with a hydraulic drive. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2024. No. 113. P. 149-160. DOI: 10.32347/2410-2547.2024.113.149–160.

- [10] Пилипчук М. І., Григор'єв А. С., Шостак В. В. Основи наукових досліджень: підручник. Київ: Знання, 2007. 270 с.
- [11] Коржов В. Л., Кудра В. С., Вітер Р. М. Дослідження лісівничо-екологічної ефективності тракторного трелювання в гірських лісах. *Ліс. госп-во, ліс., папер. і деревооброб. пром-сть: міжвідомч. наук.-техн. зб.* 2006. Вип. 30. С. 49-54.
- [12] Кудра В. С. Пошкодження ґрунту на гірських лісозаготівлях як фактор впливу на лісове середовище. *Лісівництво і агролісомеліорація*. 2008. Вип. 114. С. 115-119.
- [13] Адамовський М. Г., Мартинців М. П., Бадера Й. С. Підвісні канатні лісотransпортні системи. К.: ІЗМН, 1997. 156 с.
- [14] Рудько І. М. Потреба і передумови впровадження лісозаготівельних технологій з використанням канатних доріг лісопромислового призначення. *Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України: збірник науково-технічних праць*. 2015. Вип. 25.9. С. 233-239.
- [15] Рекомендації із застосування мобільних канатних лісотransпортних установок на гірській лісозаготівлі. Івано-Франківськ : УкрНДІгірліс. 2006. 36 с.
- [16] Матіїшин М. В., Мартинців М. П., Рудько І. М. Підвищення надійності канатних лісотransпортувальних систем. *Проблеми трибології*. 2003. № 1. С. 44-47.
- [17] Лютий Є. М., Мартинців М. П., Бадера Й. С. Стан та перспективи розвитку канатного транспорту лісу в регіоні Українських Карпат. *Науковий вісник: Лісовий комплекс напередодні 21 століття: освіта, наука, виробництво*. 1999. Вип. 9.6. С. 63-67.
- [18] Коржов В. Л., Кудра В. С. До питання класифікації канатних лісотransпортних систем. *Матеріали міжнар. наук.-практ. конф., присвяченої 80-річчю з дня народження П. С. Пастернака*

«Наукові основи ведення сталого лісового господарства». 2005. С. 146-149.

- [19] Сабадир А. І., Коржов В. Л. Мобільні канатні лісотransпортні системи: їх основні типи та застосування в Україні. *Лісовий і мисливський журнал*. 2005. № 1. С. 16-19.
- [20] Samset I. Winch and Cable Systems. Dordrecht: Martinus Nijhoff / Dr. W. Junk Publishers, 1985. 539 p.
- [21] Konrad Forsttechnik GmbH. URL: <https://www.forsttechnik.at/en/products/tower-yarders/mounty> [in English]. (Дата звернення: 03.05.2025).
- [22] Розроблення моделей та методів аналізу роботи канатних лісотransпортних установок і перспективи їх розвитку / М. П. Мартинців, І. М. Рудько, В. В. Барияк, І. В. Бичинюк. *Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України: збірник науково-технічних праць*. 2013. Вип. 23.14. С. 74-83.
- [23] Коржов В. Л., Кудра В. С., Кокоць С. Ю. Лісівничо-екологічна ефективність використання мобільної канатної установки LARIX-3T. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2014. Вип. 24.8. С. 174-181.
- [24] Оцінка впливу технологій лісозаготівель із застосуванням різних типів мобільних канатних установок на лісові екосистеми. Звіт (заключний) про НДР (№ ДР 0103U007119). Івано-Франківськ: УкрНДІгірліс, 2005. 192 с.
- [25] Мартинців М. П., Рудько І. М., Мартинців В. М. Основи автоматизованого проектування підвісних канатних лісотransпортних установок. *Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України: збірник науково-технічних праць*. 2013. Вип. 23.2. С. 159-169.
- [26] Heinimann H. R. Seilkrantechnik. Grundzüge. Zürich: Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2001. 57 s.
- [27] ДСТУ EN 12385-1:2013 Канати сталеві дротяні. Безпека. Частина 1. Загальні вимоги (EN 12385-1:2002 + A1:2008, IDT). [Чинний від 2014-07-01]. Вид. офіц. Київ : Мінекономрозвитку

- України, 2015. 12 с. (Національний стандарт України).
- [28] ДСТУ EN 12385-2:2013 Канати сталеві дротяні. Безпека. Частина 2. Термінологія, позначення та класифікація (EN 12385-2:2002+A1:2008, IDT). [Чинний від 2014-07-01]. Вид. офіц. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2016. 40 с. (Національний стандарт України).
- [29] Zweifel O. Seilbahnberechnung bei beidseitig verankerten Tragseilen. Zürich, 1960. 11 s.
- [30] Pestal E. Seilbahnen und Seilkrane für Holz- und Materialtransport. Wien: Georg Fromme & Co., 1961. 544 s.
- [31] Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. Київ : Ясмина, 1996. 175 с.
- [32] Мартинців М. П., Сологуб Б. В., Матіішин М. В. Динаміка та надійність підвісних канатних систем. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2011. 188 с.
- [33] До оцінки міцності елементів підвісних канатних доріг / Г. Й. Боднар, Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий, І. М. Рудько. *Збірник наукових праць «Пожежна безпека»*. 2006. № 9. С. 98-102.
- [34] Матвеев Е. М., Тисовський Л. О., Рудько І. М. Теоретичні та експериментальні дослідження силових і геометричних параметрів несучих канатів багатопрольотних транспортних установок. *Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження*. 2006. № 10. С. 438-442.
- [35] Установка для дослідження канатів і приводів тягово-підіймальних систем / М. П. Мартинців, О. М. Удовицький, В. М. Мартинців, І. М. Рудько, В. В. Бариляк: пат. 67484 А Україна, МПК 7 D07B7/16. № 2003109021; заявл. 06.10.2003; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
- [36] Tensile forces and deflections on skylines of cable yarders: comparison of measurements with close-to-catenary predictions / L. G. Bont, L. Ramstein, F. Frutig & J. Schweier. *International Journal of Forest Engineering*. 2022. Vol. 33(3). Pp. 195-216.
- [37] Генсірук С. А. Ліси України. Київ : Наукова думка, 1992, 408 с.

- [38] Шкіря Т. М. Технологія і машини лісосічних робіт: підручник для студ., які навчаються за спец. «Лісоінженерна справа». Львів, Тріада плюс. 2003. 352 с.
- [39] Удовицький О. М. Канатна установка, Патент B61 B7/00 а. с. No 24173 1998.
- [40] Marchi L., Grigolato S., Mologni O., Scotta R., Cavalli R., Montecchio L., State of the art on the use of trees as supports and anchors in forest operations, *Forests*. Vol. 9(8). 2018. P. 1-17, DOI: 10.3390/f9080467.
- [41] Bont L., Heinimann H. R. Optimum geometric layout of a single cable road, *European Journal of Forest Research*. Vol. 131(5). 2012. P. 1439-1448, DOI: 10.1007/s10342-012-0612-y.
- [42] Birda M., Borz S. A. A comparison between tractor based and skyline based mechanized systems for timber logging. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*. Vol. 5(1). 2012. P. 19-24.
- [43] Mologni O., Marchi L., Lyons C. K., Grigolato S., Cavalli R., Röser D. Skyline tensile forces in cable logging: Field observations vs. software calculations, *Croatian Journal of Forest Engineering*. Vol. 42(2). 2021. P. 227–243, DOI:10.5552/crojfe.2021.722.
- [44] Мартинців М. П., Удовицький О. М. Вибір основних параметрів приводів канатних лісотранспортних систем. *Науковий вісник*. Львів : УкрДЛТУ. 1997. Вип. 7. с. 75-82.
- [45] Мартинців М. П., Удовицький О. М. Особливості розрахунку приводів підвісних канатних лісотранспортних систем. *Науковий вісник*. Львів : УкрДЛТУ. Вип. 9.3. 1999. с. 31–36.
- [46] Luty Y. M., Barylyak V. V., Udovytsky O. M., Calculation features of variables process loads acting on the cable timbertransporting plants drive, *Forestry, Forest, Paper and Woodworking Industry. Interdepartmental scientific and technical research collection*. Lviv : UNFU. No. 41, 2015, P. 31-40.
- [47] Kolodziej P. Modelowanie dynamiki ukladu napedowego ze sprzeglem o regulowanej podatnosci, in *4th conference on dynamical systems - theory and applications*, Lodz. 1997. P. 147-150.

- [48] Лютий Є. М., Кузьо І. В., Бариляк В. В., Удовицький О. М., Динаміка двобарабанного електромеханічного привода підвісної канатної лісотransпортної установки. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. Дніпро. №4. 2019. с. 79-85.
- [49] Мартинців М. П., Удовицький О. М., Бариляк В. В. Робота тягово-вантажопідіймальних канатів при багатошаровому навіванні їх на барабани приводів підвісних лісотransпортних установок. *Науковий вісник*. Львів. Вип. 15.2. 2005. с. 63-66.

Наукове видання

**РЕСУРСОЕФЕКТИВНЕ УСТАТКОВАННЯ
ЛІСОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

МОНОГРАФІЯ

ISBN 978-617-7926-77-0

Віддруковано з готового макету замовника

Підписано до друку 27.06.2025 р.
Формат 60х84 1/16. Умовн. друк. арк. 7,90.
Папір офсетний. Гарнітура “Times New Roman”.
Друк цифровий. Зам. № 735.
Наклад 100 примірників.



Видавець Кушнір Г.М.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції: серія ІФ №31 від 26.01.2009 р.
76000, м. Івано-Франківськ, вул. Гетьмана Дорошенка, 22б,
тел. (099) 700-47-45, e-mail: kgm.print@i.ua