

СТІЙКІСТЬ РАМНОЇ ОПОРИ КАНАТНО-ТРЕЛЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Запропоновано конструкцію перспективного устаткування для освоєння лісосік у складних умовах лісоексплуатації, досліджено стійкість рамної опори канатно-трелювальної системи (КТС) під час первинного транспортування деревини. Здійснені теоретичні дослідження показали, що найбільш раціональною формою конструкції похилої щогли є не трапецеїдальна, а у вигляді трикутника, у вершині якого встановлений напрямний блок.

Розроблення ресурсощадних технологій та створення енергозберігаючого та екологічно безпечного устаткування для лісозаготівель у складних рельєфних умовах є важливою задачею для науковців лісової галузі.

Дослідження з цієї проблеми неодноразово висвітлювалися в роботах таких відомих науковців, як Н.М. Біла, І.Ф. Калущкий, Л.Д. Коржов, М.П. Мартинців, В.І. Парпан, Т.М. Шкіря та ін. [1-4]. Проте не можна сьогодні стверджувати, що це питання є повністю вирішеним, оскільки розвиток техніки, вдосконалення технології та забезпечення сталого розвитку лісокористування, ставить перед суспільством дедалі нові проблеми, над вирішенням яких насамперед повинні працювати науковці, зокрема й лісової галузі.

На кафедрі лісопромислового виробництва та лісових доріг НЛТУ України запропоновано використати для первинного транспортування деревини комбіновані канатно-трелювальні системи (патент на корисну модель № 45009 від 26.10.2009 р.), суть яких полягає у поєднанні можливостей підвісних канатних установок і трелювальних тракторів.

Запропонована КТС схематично показано на рис. 1, яка складається із самохідного шасі 1, виконаного з дугами безпеки 2, що спереду трактора шарніром 3 кріпиться до рами самохідного шасі 1, а шарніром 4 – до похилої щогли 5. Барабани 6 і 7 змонтовані на плиті 8, що прикріплена болтами 9 до похилої щогли 5, і тому швидко можуть бути зняті разом з плитою 8.

Похила щогла 5 виконана із зубчастою планкою 10 та змонтованими на ній ручними лебідками 11, які в разі використання канатно-трелювальної системи як мобільної канатної установки, слугують для фіксації привідного трактора разом із рамною опорою за допомогою канатів 13, які пропускаються через блоки 12 і кріпляться до пеньків або здорових ростучих дерев із добре розвиненою кореневою системою, а в разі використання як трелювального засобу у вигляді трактора – для затягування на зубчасту планку 10 сортиментів чи стовбурів з подальшою їхньою фіксацією.

Від валу відбору потужності самохідного шасі 1 через реверсивний редуктор 15 і карданний вал 16 обертовий момент передається на барабани 6 і 7, на які намотуються, відповідно, тягово-зворотній 17 та тяговий 21 канати, які з'єднані між собою, утворюючи замкнуту систему, охоплюючи частину лісосіки, де передбачається виконувати трелювальні роботи.

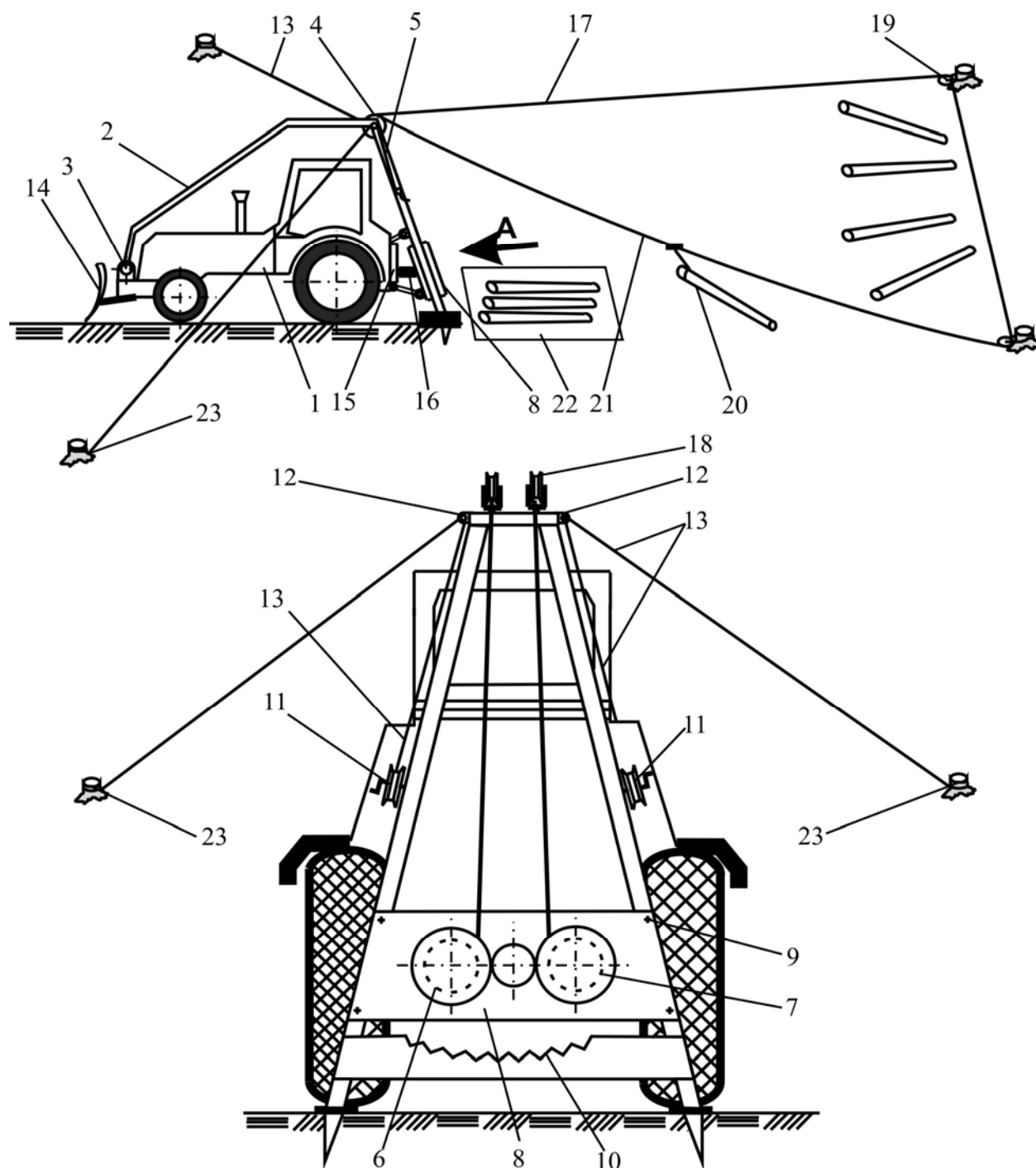


Рис. 1. Схема комбінованої канатно-трелювальної системи: 1 – самохідне шасі; 2 – дуги безпеки; 3, 4 – шарніри; 5 – похила щогла; 6, 7 – барабани; 8 – плита; 9 – кріпильні болти; 10 – зубчаста планка; 11 – ручні лебідки; 12 – блоки; 13 – канати; 14 – відвал; 15 – реверсивний редуктор; 16 – карданна передача; 17 – тягово-зворотній канат; 18 – напрямний блок; 19 – обвідні блоки; 20 – стовбур, що трелюється; 21 – тяговий канат; 22 – верхній склад; 23 – пні

КТС працює таким чином. Після приїзду на лісосіку, важелями самохідного шасі та ручними лебідками 11 встановлюють щоглу 5 в робоче положення. Канатами 13 якорять рамну опору разом із привідним трактором за пеньки 23 або ростучі дерева. Тягово-зворотній канат 17 запасовують за обвідні блоки 19, з'єднують з тяговим канатом 21, і установка готова до роботи. Починають виконувати трелювальні роботи, як звичайною мобільною канатною установкою. Після завершення трелювання стовбурів 20 на верхній

склад 22, знімають барабани 6 і 7, разом із плитою 8 і канатом 13 затягують стовбури із розвантажувальної площадки 22 на зубчасту планку 10, фіксують та транспортують їх до проміжного складу.

Як зрозуміло з рис. 1, під час роботи запропонованої канатно-трелювальної системи на первинному транспортуванні деревини, вона обов'язково повинна бути заякорена за допомогою розтяжок з метою надання їй необхідної стійкості. Логічно допустити, що зусилля, які виникатимуть у розтяжках, залежатимуть не тільки від максимального навантаження в тяговому канаті, але й від положення розтяжок та кутів їхнього кріплення, як вертикальних, так і горизонтальних. Приведемо окремі теоретичні дослідження стійкості всієї системи під час роботи в режимі канатної установки.

Нехай комбінована канатно-трелювальна система перебуває в стані спокою під дією сили T , натягу тягового каната, сил T_1 і T_2 натягу в розтяжках, сил нормальних реакцій (їх чотири – N_1, N_2, R_1, R_2) ґрунту в опорних точках і восьми сил зчеплення опорних точок рами з ґрунтом через наявність тертя ($F_{1x}, F_{1y}, F_{2x}, F_{2y}, Q_{1x}, Q_{1y}, Q_{2x}, Q_{2y}$), рис. 2.

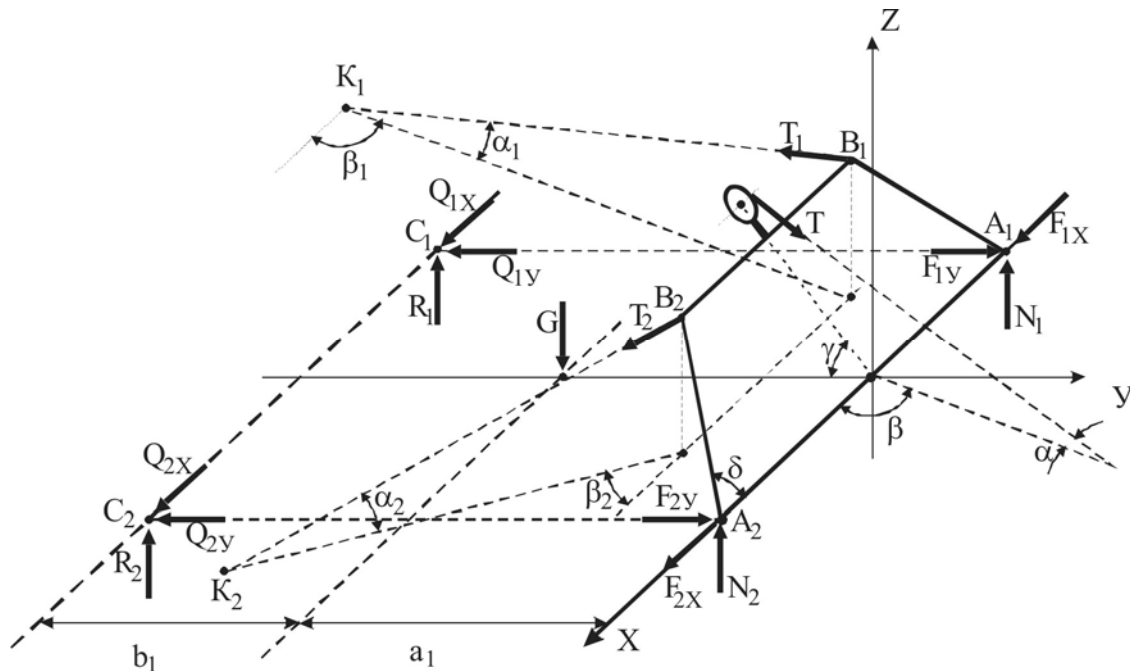


Рис. 2. Розрахункова схема канатно-трелювальної системи

У процесі трелювання деревини (стовбурів, сортиментів, дерев) згадані сили зрівноважені. Це означає, що мають місце рівняння рівноваги. Системі координат (показано на рис. 2) вибрано так, що площина VOZ є площиною симетрії.

$$\sum X_i = F_{1x} + F_{2x} + Q_{1x} + Q_{2x} + T \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta - T_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \beta_2 = 0; \quad (1)$$

$$\sum Y_i = F_{1y} + F_{2y} - Q_{1y} - Q_{2y} + T \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta - T_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \beta_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \sin \beta_2 = 0; \quad (2)$$

$$\sum Z_i = N_1 + N_2 + R_1 + R_2 - G - T \cdot \sin \alpha - T_1 \cdot \sin \alpha_1 - T_2 \cdot \sin \alpha_2 = 0; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum m_{ix} = & G \cdot a_1 - (R_1 + R_2) \cdot (a_1 + b_1) + T \cdot (h + R) \cdot \sin \alpha \cdot \cos \gamma - T \cos \gamma \sin \beta (h + R) \times \\ & \times \sin \gamma + T_1 \cos \alpha_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot h \sin \gamma + T_1 \sin \alpha_1 \cdot h \cos \gamma + T_2 \cos \alpha_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot h \sin \gamma + \\ & + T_2 \sin \alpha_2 \cdot h \cos \gamma = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\sum m_{iy} = (N_1 + R_1)(c + h \operatorname{ctg} \delta) - (N_2 + R_2)(c + h \operatorname{ctg} \delta) + T \cos \alpha \cdot \cos \beta (h + R) \sin \gamma - T_1 \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1 \cdot h \sin \gamma - T_1 \sin \alpha_1 \cdot c + T_2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \cdot h \sin \gamma + T_2 \sin \alpha_2 \cdot c = 0; \quad (5)$$

$$\sum m_{iz} = ((F_{2y} - F_{1y}) + (Q_{1y} - Q_{2y}))(c + h \operatorname{ctg} \delta) + (Q_{1x} + Q_{2x})(a_1 + b_1) + T \cos \alpha \cos \beta (h + R) \cos \gamma - T_1 \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \cdot h \cos \gamma + T_1 \cos \alpha_1 \sin \beta_1 \cdot c + T_2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \cdot h \cos \gamma - T_2 \cos \alpha_2 \sin \beta_2 \cdot c = 0 \quad (6)$$

У записі рівняння (4), (5) і (6) знехтувано внутрішнім радіусом робочого блока, порівняно з розміром h рами. У поданих вище рівняннях складові сил зчеплення (тертя) опорних точок рами з ґрунтом $F_{1x}, F_{1y}, F_{2x}, F_{2y}, Q_{1x}, Q_{1y}, Q_{2x}, Q_{2y}$ виражаються через нормальні сили реакцій і коефіцієнти зчеплення.

Отже, система рівнянь (1...6) рівноваги містить шість невідомих $N_1, N_2, R_1, R_2, T_1, T_2$ і силу T – натяг тягового каната.

У випадку втрати стійкості системи (наприклад, відрив від ґрунту в точках A_1, C_1 і C_2), рівняння (1...6) набувають вигляду:

$$F_{2x} + T \cos \alpha \cos \beta - T_1 \cos \alpha_1 \cos \beta_1 + T_2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2 = 0 \quad (1^1)$$

$$F_{2y} + T \cos \alpha \sin \beta - T_1 \cos \alpha_1 \sin \beta_1 - T_2 \cos \alpha_2 \sin \beta_2 = 0 \quad (2^1)$$

$$N_2 - G - T \sin \alpha - T_1 \sin \alpha_1 - T_2 \sin \alpha_2 = 0 \quad (3^1)$$

$$G \cdot a_1 + T(h + R)(\sin \alpha \cos \gamma - \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma) + T_1 \cdot h(\cos \alpha_1 \sin \beta_1 \sin \gamma + \sin \alpha_1 \cos \gamma) + T_2 h(\cos \alpha_2 \sin \beta_2 \sin \gamma + \sin \alpha_2 \cos \gamma) = 0 \quad (4^1)$$

$$-N_2(c + h \operatorname{ctg} \delta) + T \cos \alpha \cos \beta (h + R) \sin \gamma - T_1 \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \cdot h \sin \gamma - T_1 \sin \alpha_1 \cdot c + T_2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \cdot h \sin \gamma + T_2 \sin \alpha_2 \cdot c = 0 \quad (5^1)$$

$$F_{2y} \cdot (c + h \operatorname{ctg} \delta) + T \cos \alpha \cos \beta \cdot (h + R) \cos \gamma - T_1 \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \cdot h \cos \gamma + T_1 \cos \alpha_1 \sin \beta_1 \cdot c + T_2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \cdot h \cos \gamma - T_2 \cos \alpha_2 \sin \beta_2 \cdot c = 0 \quad (6^1)$$

Тепер із рівнянь (3¹) і (5¹) маємо:

$$N_2 = G + T \sin \alpha + T_1 \sin \alpha_1 + T_2 \sin \alpha_2 \quad (7)$$

$$N_2(c + h \operatorname{ctg} \delta) = T \cos \alpha \cos \beta (h + R) \sin \gamma - T_1(h \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \sin \gamma + c \cdot \sin \alpha_1) + T_2(h \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \sin \gamma + c \sin \alpha_2) \quad (8)$$

Звідси, вилучаючи невідому N_2 , знайдемо

$$G(c + h \operatorname{ctg} \delta) + T[-(h + R) \cos \alpha \cos \beta \sin \gamma + (c + h \operatorname{ctg} \delta) \sin \alpha] + T_1[(c + h \operatorname{ctg} \delta) \sin \alpha_1 + h \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \sin \gamma + c \sin \alpha_1] + T_2[(c + h \operatorname{ctg} \delta) \sin \alpha_2 - h \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \sin \gamma - c \sin \alpha_2] = 0 \quad (9)$$

Із (4¹) отримаємо:

$$G \cdot a_1 + T(h + R)(\sin \alpha \cos \gamma - \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma) + T_1 h(\sin \alpha_1 \cos \gamma + \sin \beta_1 \sin \gamma) + T_2 h(\sin \alpha_2 \cos \gamma + \cos \alpha_2 \sin \beta_2 \sin \gamma) = 0 \quad (10)$$

Введемо, з метою спрощення записів, позначення

$$-(h + R) \cos \alpha \cos \beta \sin \gamma + (c + h \operatorname{ctg} \delta) \sin \alpha = t$$

$$(c + h \operatorname{ctg} \delta) \sin \alpha_1 + h \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \sin \gamma + c \sin \alpha_1 = t_1$$

$$(c + h \operatorname{ctg} \delta) \sin \alpha_2 - h \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \sin \gamma - c \sin \alpha_2 = t_2$$

$$(h + R) \sin \alpha \cos \gamma - \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma = z$$

$$h(\cos \alpha_1 \sin \beta \sin \gamma + \sin \alpha_1 \cos \gamma) = z_1$$

$$h(\cos \alpha_2 \sin \beta_2 \sin \gamma + \sin \alpha_2 \cos \gamma) = z_2$$

Тепер рівняння (9) і (10) запишемо так:

$$G(c + hctg\delta) + T \cdot t + T_1 \cdot t_1 + T_2 \cdot t_2 = 0 \quad (9^1)$$

$$Ga_1 + T \cdot z + T_1 \cdot z_1 + T_2 \cdot z_2 = 0 \quad (10^1)$$

Із системи рівнянь (9¹) і (10¹) можемо знайти зусилля, що виникають в розтяжках:

$$T_1 = - \left[G \left(\frac{c + hctg\delta}{t_2} - \frac{a_1}{z_2} \right) + T \left(\frac{t}{t_2} - \frac{z}{z_2} \right) \right] / \left(\frac{t_1}{t_2} - \frac{z_1}{z_2} \right) \quad (11)$$

$$T_2 = - \left[G \left(\frac{c + hctg\delta}{t_1} - \frac{a_1}{z_1} \right) + T \left(\frac{t}{t_1} - \frac{z}{z_1} \right) \right] / \left(\frac{t_2}{t_1} - \frac{z_2}{z_1} \right) \quad (12)$$

Як видно із отриманих залежностей, до їхнього складу входять кутові параметри положення розтяжок, а також геометричні параметри точок місця їхнього кріплення у прийнятій системі координат. Це дає змогу при подальшому аналізі даних залежностей визначити найбільш оптимальні кути встановлення розтяжок – $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$.

Величина реакції сил тертя, F_{2y} , в опорній точці рами A_2 , виходячи із рівняння (2¹), рівна

$$F_{2y} = T_1 \cos \alpha_1 \cdot \sin \beta_1 + T_2 \cos \alpha_2 \sin \beta_2 - T \cos \alpha \sin \beta \quad (13)$$

Значення величини реакції сил тертя, F_{2y} , можемо також знайти, використовуючи залежність (6'). Виконавши певні математичні перетворення, отримаємо:

$$F_{2y} = \frac{T_1(h \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \cos \gamma - c \cdot \cos \alpha_1 \sin \beta_1) - T_2(h \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \cos \gamma - c \cos \alpha_2 \sin \beta_2) - T(h + R) \times \cos \alpha \cos \beta \cos \gamma}{c + hctg\delta}$$

Цілком очевидно, що значення F_{2y} , визначені із (13) і (14), будуть різними. Це пояснюється тим, що F_{2y} , визначене із (13), забезпечує неможливість переміщення опорної точки A_2 у напрямку осі Oy , а значення F_{2y} , знайдене із (14), забезпечує неможливість повороту системи навколо осі OZ . Отже, із цих двох значень необхідно вибрати більше із них. Саме воно забезпечить зменшення зусилля у напрямку осі Oy і неможливість повороту системи навколо осі OZ .

Різниця за величиною значення F_{2y} , визначеного із залежностей (13), (14), наводить на думку, що показана на рис. 1 конструкція канатно-трельовальної системи потребує вдосконалення, оскільки за наявності такої принципіальної схеми установки, сили T_1 і T_2 створюють моменти, які можуть спричинити повороти системи навколо осей OZ і Oy .

Щоб уникнути цих поворотів вважаємо, що закріплювати розтяжки необхідно в точці, яка розташована на осі OK повороту рухомого блока і так,

щоби лінії дії сил T , T_1 і T_2 перетинали вісь ОК повороту рухомого блока в одній точці. Це відповідає умові, що $c = 0$.

У цьому випадку рівняння (6¹) запишемо

$$F_{2y} \cdot h \operatorname{ctg} \delta + T(h + R) \cos \alpha \cos \beta \cos \gamma - T_1 \tilde{h} \cos \alpha_1 \cos \beta_1 \cos \gamma + T_2 \tilde{h} \cos \varepsilon_2 \cos \beta_2 \cos \gamma = 0 \quad (6^{11})$$

Де $\tilde{h} \geq h$ і буде близьким до h .

Звідки значення F_{2y}

$$F_{2y} = \frac{(T_1 \cdot \cos \alpha_1 \cos \beta_1 - T_2 \cos \varepsilon_2 \cos \beta_2) \cdot h - T(h + R) \cos \alpha \cos \beta}{h \operatorname{ctg} \delta} \cdot \cos \gamma. \quad (14^1)$$

Висновки. Запропонована конструкція канатно-трелювальної системи, на корисну модель якої отримано патент, є одним із перспективних напрямів створення устаткування для первинного транспортування деревини в складних умовах лісоексплуатації.

Отримані теоретичні залежності (11, 12) дають змогу, виходячи з умов стійкості рамної опори КТС під час роботи, визначити найбільш оптимальні кути встановлення розтяжок та їхніх геометричних параметрів.

Здійснені теоретичні дослідження показали, що найбільш раціональною формою конструкції похилої щогли 5 (рис. 1) є не трапецеїдальна, а у вигляді трикутника, у вершині якого встановлений напрямний блок і напрямки дії сил T , T_1 , T_2 пересікаються в одній спільній точці на напрямному блоці.

Література

1. **Белая Н.М.** Канатные лесотранспортные установки / Н.М. Белая, А.Г. Прохоренко. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1964. – 299 с.
2. **Калуцький І.Ф.** Рекреаційні гірські ліси на Івано-Франківщині та особливості ведення господарства в них / І.Ф. Калуцький., А.М. Гаврусевич, А.П. Іванюк, М.М. Запоточний // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2009. – Вип. 19.5. – С. 152-155.
3. **Мартинців М.П.** Проблеми первинного транспортування деревини в гірських умовах і шляхи їх вирішення / М.П. Мартинців // Наукові праці Лісівничої академії наук України : зб. наук. праць. – Львів : НУ "Львівська політехніка". – 2004. – Вип. 3. – С. 114-118.
4. **Шкіря Т.М.** Машина та обладнання лісосічних і лісо-складських робіт : підручник / Т.М. Шкіря. – Львів : Вид-во "Тріада Плюс", 2005. – 436 с.

Кий А.В., Магура Б.О. Стойкость рамной опоры канатно-трелевочной системы

Предложена конструкция перспективного оборудования для освоения лесосек в сложных условиях лесозексплуатации, исследована стойкость рамной опоры канатно-трелевочной системы (КТС) во время первичной транспортировки древесины. Осуществленные теоретические исследования показали, что наиболее рациональной формой конструкции наклонной мачты является не трапецеидальная, а в виде треугольника, в вершине которого установлен направляющий блок.

Kyj A.V., Magura B.O. Stability of frame support of cable-skidding system

The construction of a new-designed equipment for cutting areas development in hard forest usage conditions has been proposed. It has been studied stability of a frame support of the cable-skidding system during the primary transporting of timber. Carried out theoretical researches described that the most rational form of construction of sloping mast is not razor, but as a triangle a sending block is set in the top of which.