

синусоїдним законом, що принципово неможливо для класичних мальтійських механізмів. Синтез проводився за таких параметрів: $\lambda_a = 0.15$, $\lambda_b = 0.15$, $\lambda_c = 0.05$, $z = 4$. Як бачимо, синтезований профіль випуклий, а різниця між максимальним і мінімальним значеннями радіуса-вектора дорівнює

$$\delta r = 1.048 - 0.95017 = 0.0964,$$

що становить 10,1 % від початкового значення. Обчислені початкові кути нахилу ланок дорівнюють: початковий кут нахилу води́ла $\varphi_{10} = 36.8^\circ$, ланки АС – $\varphi_{a0} = 117^\circ$.

Висновки

- отримано аналітичні залежності для синтезу комбінованих мальтійських механізмів з коромисловим штовхачем;
- показано, що реальний синтез комбінованих мальтійських механізмів з коромисловим штовхачем можливий.

Література

1. Фишин М.Е. Расчет механизмов транспортно-подающих систем полиграфических машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 256 с.
2. Пасіка В.Р. Регулювання часу повороту хреста в комбінованих мальтійських механізмах. Міжнародна наук.-техн. конференція: "Надежность и долговечность приводных механизмов и машин". Севастополь, 5-8 вересня. – 2005. – 10 с.
3. Кухаренко П.Г. Систематика кулисно-рычажных механизмов прерывистого движения// Сб.: Анализ и синтез механизмов. – К.: Наука. – С. 127-141, 1970.

УДК 630.0370

Проф. М.П. Мартинців¹, д-р техн. наук;
інж. І.В. Бичинюк¹ – НЛТУУ

АНАЛІЗ СХЕМ ТА РОЗРАХУНОК ОПОР ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Виконано аналіз схем існуючих кінцевих та проміжних опор канатних лісо-транспортних установок. Запропоновано розрахункову схему та методику розрахунку опор, а також практичні рекомендації для вибору їх основних параметрів.

Prof. M.P. Martynciv; eng. I.V. Bychynyuk – NUFWT of Ukraine

Analysis of charts and calculation of the supports of suspended cable timbertransporting plants

The analysis of charts of existent eventual and intermediate supports of cable timbertransporting plants is executed. A calculation chart and method of calculation of supports and practical recommendations for the choice of their basic parameters is offered.

Підвісні канатні установки широко використовуються в усіх країнах світу, які освоюють гірські ліси [1-3]. Вони забезпечують правильне транспортування деревини не пошкоджуючи підріст та ґрунтовий покрив, а також мають мінімальну метало- та енергоємність порівняно з іншими видами первинного транспортування деревини.

¹ НЛТУУ, вул. ген. Чупринки 103, каф. прикладної механіки, м. Львів, 79057, Тел. роб.: (032) 233-96-57, E-mail: igor_b@bigmir.net

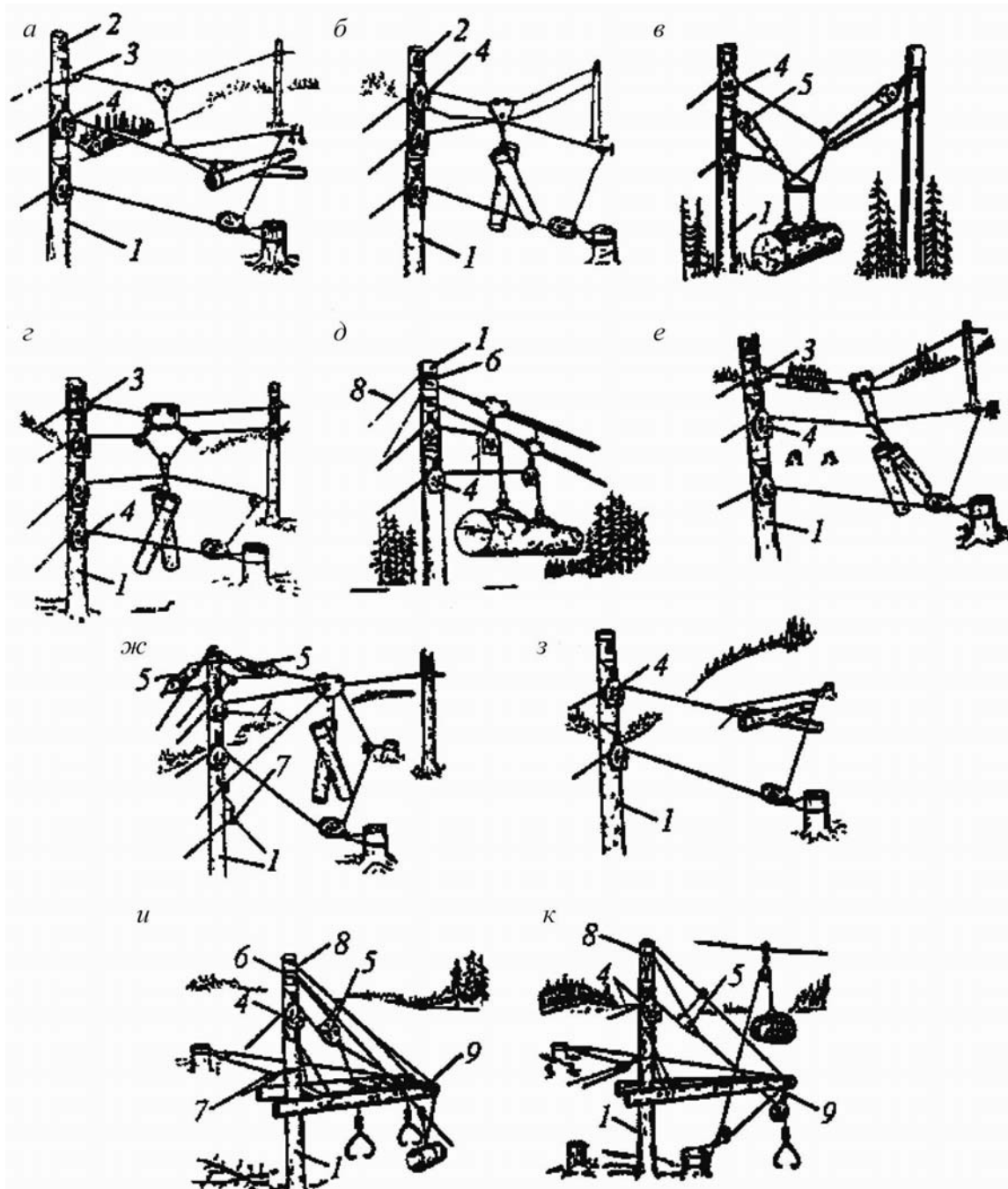


Рис. 1. Варіанти оснащення головної опори канатної системи: а – башмаком і двома блоками; б – монтажним і трьома напрямними блоками; в – двома блоками і поліспастом; г – трьома напрямними блоками і башмаком; д – двома блоками та закріпленим кінцем несучого каната; е – двома блоками і башмаком; ж – двома поліспастами, трьома допоміжними та двома напрямними блоками; з – монтажним і двома напрямними блоками; и, к – навантажувальною стрілою, поліспастом, напрямним та допоміжним блоками.

1 – опора; 2 – монтажний блок; 3 – башмак; 4 – направляючий блок;
5 – поліспаст; 6 – кінець каната; 7 – допоміжний блок; 8 – вантажний канат;
9 – навантажувальна стріла

Одним з основних елементів канатних установок, які ще недостатньо досліджені, є опори [3-5]. Для мобільних канатних установок як опор використовуються металеві щогли. Вони можуть бути телескопічними, нетелескопічними, у вигляді ферм, змонтовані на власному або самохідному шасі. Зараз широко використовуються щогли з додатковими опорами, які забезпечу-

ють їх стійкість. Такі щогли виготовляються в заводських умовах, а їх конструкції широко висвітлені в [2, 3, 5]. Довжини щогл становлять від 3 до 40 м. опорами багатопрольотних канатних установок здебільшого слугують ростучі дерева. Тому надійність таких установок значною мірою залежить від правильного вибору схеми та основних параметрів опор. Залежно від технологічних операцій, які виконує установка, головна опора може бути оснащена за різними варіантами (рис. 1).

Опори оснащуються розтяжками, які забезпечують їх стійкість. При розрахунку такі опори розглядаються, як стійки з шарнірно закріпленими кінцями. Вони розраховуються на поздовжній згин [6]. Зусилля, що діє на щоглу, можна визначити з рівняння рівноваги, спроектувавши сили на вертикальну вісь [5].

Умова міцності для щогли має вигляд:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A \cdot \varphi} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де: $\sigma_{\max}$ – максимальні напруження, що виникають в перерізі опори; F – зусилля, що діє на опору; A – площа поперечного перерізу опори; $[\sigma]$ – допустимі напруження на стиск; φ – коефіцієнт зменшення допустимих напружень (0-1,0);

$$\varphi = f(\lambda); \quad \lambda = \frac{h}{i_{\min}}, \quad (2)$$

де: $i_{\min}$ – радіус інерції поперечного перерізу опори; h – висота опори.

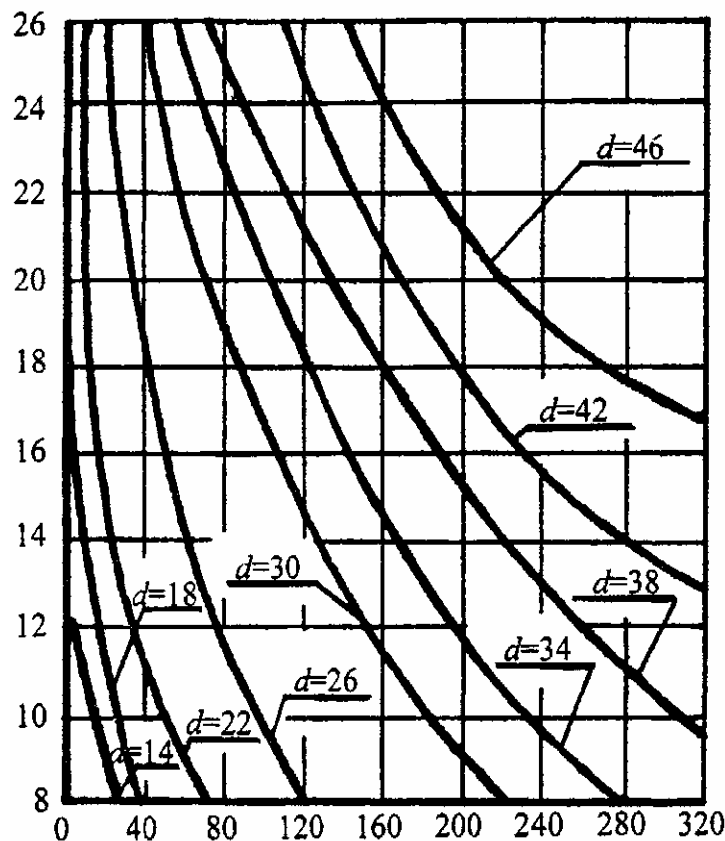


Рис. 2. Залежність довжини стійки опори і її діаметра від осьового навантаження

Для опори круглого перерізу:

$$\lambda = \frac{4 \cdot h}{d_{on}},$$

де d_{on} – діаметр поперечного перерізу опори.

Висоту опори визначають з умови забезпечення гравітаційного руху вантажу і проходження ним проміжних опор та найбільш складних ділянок траси. Методика розрахунку висоти опор наведена в роботах [4, 5].

Залежно від осьового навантаження і необхідної висоти вибирається діаметр дерева. Така залежність наведена на рис. 2, з якого видно, що при діаметрі дерева 46 см можна висоту опори визначити 26 м для осьового навантаження $N=140$ кН і 17 м для $N=320$ кН.

Під час монтажу багатопрольотних установок найбільш складним є влаштування проміжних опор. Несучий канат проміжної опори навішується на ростучі дерева, а опора являє собою трипрольотну установку. Для її влаштування необхідно мати ростучі дерева відповідного діаметра, які розташовані на одному рівні [4, 5]. У виробничих умовах часто немає таких дерев, що значно ускладнює вибір траси. В таких випадках рекомендується використовувати штучні опори. Вони можуть бути виготовлені із стовбурів у формі трапеції або трикутників, нахилених до основної траси для кріплення башмаків [2, 3]. Але такі опори можуть використовуватися для однієї установки з певними параметрами. Знизити собівартість монтажно-демонтажних робіт і підвищити ефективність роботи підвісних канатних установок можна, розробивши штучні проміжні опори багаторазового використання. Така опора може складатися з трьох металевих стійок, з'єднаних вверху шарніром, а внизу кожна стійка має клиновий упор і опорний диск. Схема опори показана на рис. 3.

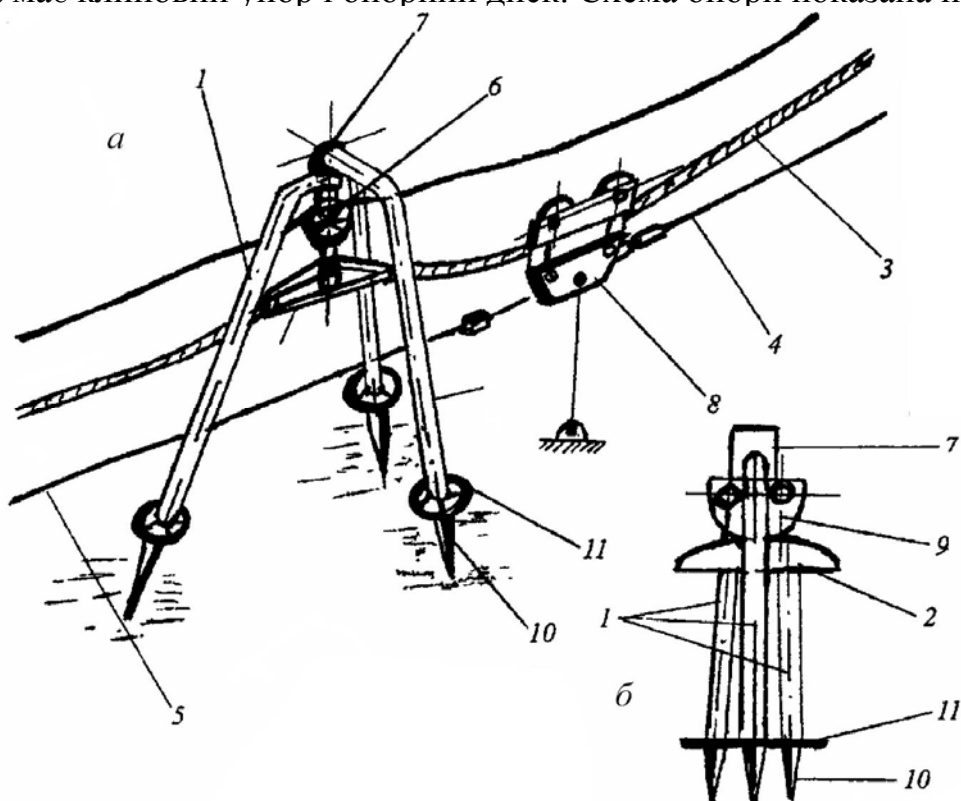


Рис. 3. Штучна проміжна опора багатопрольотної канатної установки:

а – робоче положення опори; б – транспортне положення опори.

- 1 – стійки; 2 – башмак; 3 – несучий канат; 4 – холостий канат; 5 – тяговий канат;
6 – блок; 7 – головне кріплення опори; 8 – каретка; 9 – шарнір; 10 – клиновий упор;
11 – опорний диск

В середині опори кріпиться башмак, на який навішується несучий канат. В робочому положенні стійки розставлені і утворюють робочу піраміду. В транспортному положенні стійки за допомогою шарнірів складаються і в такому вигляді проміжна опора перебазовується на нову трасу багатопрольотної установки. Монтаж опори здійснюється за допомогою ручних або малогабаритних приводних лебідок. Приводами таких лебідок можуть слугувати бензомоторні пилки. При необхідності змінювати висоту опор, стійки можна виготовити у вигляді телескопічних труб круглого або прямокутного перерізів.

Для вибору основних геометричних параметрів опору розглядаємо у вигляді розрахункової схеми, наведеної на рис. 4.

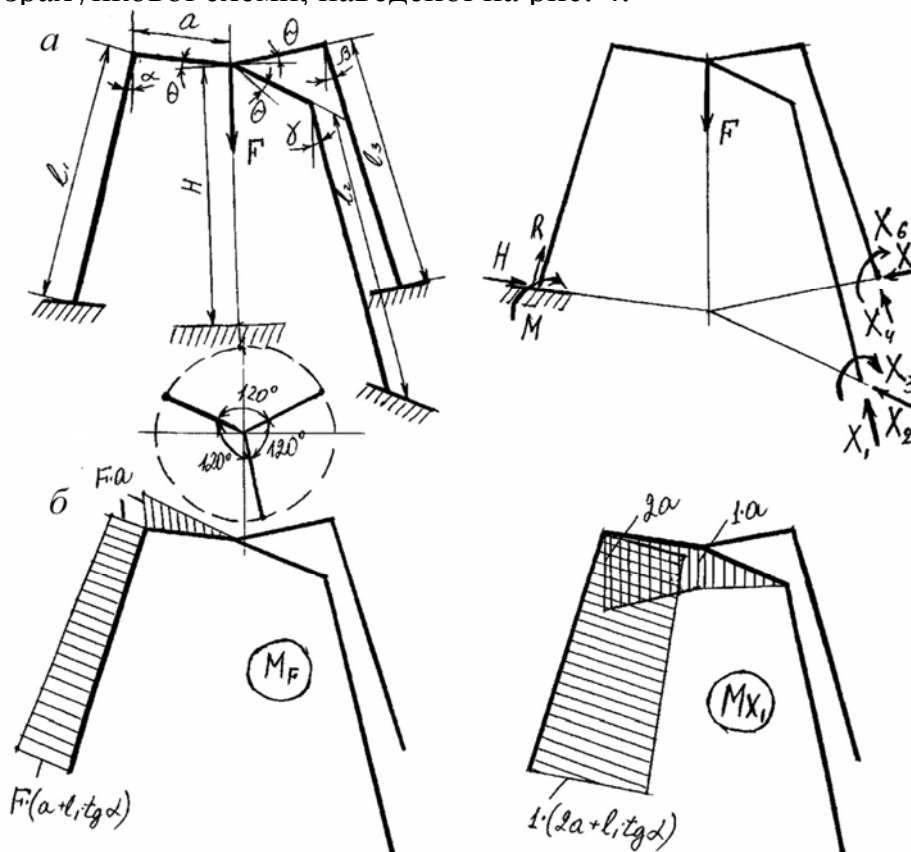


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення внутрішніх зусиль в основних елементах опору: а) розрахункова схема; б) основна система; в) епюра згинальних моментів від зовнішньої сили; г) епюра згинальних моментів від одиничної сили $\bar{X}_1$; α, β, γ – кути нахилу стійок опори до вертикалі; θ – кут нахилу поперечних опор до горизонталі; l_1, l_2, l_3 – довжини стійок; a – довжина поперечини; H – висота опори

Представлена рама шість разів статично невизначена, тому для її розв'язку скористаємося методом сил, розглянувши систему канонічних рівнянь у вигляді [6]:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \delta_{13} \cdot X_3 + \delta_{14} \cdot X_4 + \delta_{15} \cdot X_5 + \delta_{16} \cdot X_6 + \Delta_{1F} &= 0 \\ \dots \\ \delta_{61} \cdot X_1 + \delta_{62} \cdot X_2 + \delta_{63} \cdot X_3 + \delta_{64} \cdot X_4 + \delta_{65} \cdot X_5 + \delta_{66} \cdot X_6 + \Delta_{6F} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Відповідно матриці коефіцієнтів наберуть вигляд:

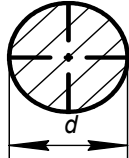
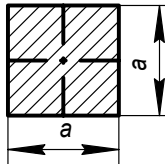
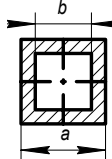
$$A = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} & \delta_{14} & \delta_{15} & \delta_{16} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} & \delta_{24} & \delta_{25} & \delta_{26} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} & \delta_{34} & \delta_{35} & \delta_{36} \\ \delta_{41} & \delta_{42} & \delta_{43} & \delta_{44} & \delta_{45} & \delta_{46} \\ \delta_{51} & \delta_{52} & \delta_{53} & \delta_{54} & \delta_{55} & \delta_{56} \\ \delta_{61} & \delta_{62} & \delta_{63} & \delta_{64} & \delta_{65} & \delta_{66} \end{vmatrix}; \quad B = \begin{vmatrix} \Delta_{1F} \\ \Delta_{2F} \\ \Delta_{3F} \\ \Delta_{4F} \\ \Delta_{5F} \\ \Delta_{6F} \end{vmatrix}, \quad (4)$$

де: A, B – матриці, відповідно, коефіцієнтів при невідомих та вільних членів системи лінійних рівнянь; $\delta_{11}, \delta_{12}, \dots, \delta_{66}$ – параметричні коефіцієнти, отримані

шляхом перемноження одиничних епюр основної системи; $\Delta_{1F}, \dots, \Delta_{6F}$ – коефіцієнти, отримані шляхом перемноження епюр одиничних та зовнішніх сил основної системи, (рис. 4).

Як приклад, на цьому рисунку показано епюру згинальних моментів від сили F та одиничної сили X_1 . Для реальної розрахункової схеми (рис. 4.) визначаємо параметричні коефіцієнти і, розв'язуючи систему рівнянь (4) за допомогою ЕОМ, знаходимо значення зусиль $X_1, \dots, X_6$.

Скориставшись відомою методикою [6], та залежностями (1, 2) з умови міцності і стійкості визначаємо основні геометричні параметри опор:

- для круглого перерізу  $i_{\min} = \frac{d}{4}$;
- для кільцевого перерізу  $i_{\min} = \frac{D}{4} \sqrt{1 + \alpha^2}$; де $\alpha = \frac{d}{D}$;
- для квадратного перерізу  $i_{\min} = \frac{a}{\sqrt{2}}$;
- для трубчастого перерізу  $i_{\min} = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{12}}$.

Література

1. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт – Львів: Тріада плюс, 2003. – 346 с.
2. Занегин Л.А., Воскобойников И.В., Еремеев Н.С. Машины и механизмы для канатной трелевки. – М.: МГУ леса, 2004, ч. I. – 445 с.
3. Ливанов А.П. Эксплуатация горных лесов. – М.: Лесн. пром-сть, 1983. – 224 с.
4. Белая Н.М., Прохоренко А.Г. Канатные лесотранспортные установки. – М.: Лесн. пром-сть, 1964. – 298 с.
5. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – Львів: ІЗМН, 1997. – 156 с.
6. Писаренко Г.С., Яковлєв А.Г., Матвєєв В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наук. думка, 1988. – 734 с.