

$$A_{31} = \frac{16 \cdot 24 \cdot 256}{45 \cdot 105} S^8 \gamma^3 \left\{ \frac{1}{11E_2} + \frac{\gamma^4}{7E_1} \right\};$$

$$A_{33} = \frac{8 \cdot 16 \cdot 256}{15 \cdot 105} S^9 \left\{ \frac{3\gamma^4}{143E_2} + \frac{2}{77} \left[\frac{1}{G_{12}} - \frac{2\nu_{21}}{E_2} \right] \gamma^2 + \frac{2}{7E_1} \right\};$$

$$B_1 = \frac{128}{15} \mu_1 \beta_y W^* S^4 \gamma \left\{ -3 - \frac{6}{\mu_1^2 Bi} + \frac{1}{\mu_1^2} + \frac{6}{\mu_1^4} \right\};$$

$$B_2 = 256 \beta_y W^* S^5 \frac{\sin(\mu_1)}{\mu_1} \left\{ \frac{90}{\mu_1^2 Bi} - \frac{9}{Bi} + \frac{39}{\mu_1^2} - \frac{90}{\mu_1^4} - 1 \right\};$$

$$B_3 = 256 \beta_y W^* S^5 \gamma^2 \frac{\sin(\mu_1)}{105 \mu_1} \left\{ \frac{3}{\mu_1^2} - \frac{3}{Bi} - 1 \right\};$$

$$W^* = A_1 \left([W_{II} - W_P] - 2\Delta W \left[\frac{1}{Bi} - \frac{1}{\mu_1^2} \right] \right); \quad S = aR; \quad \gamma = a/R.$$

За знайденими d_1, d_2, d_3 із (7) визначаємо залежності для інженерного розрахунку компонентів напружень у поперечному перерізі висушувачого пиломатеріалу:

$$\sigma_x(x, y) = \frac{(x^2 - S/\gamma)^2}{\Delta} \{ G_1 \Delta_1 + x^2 G_1 \Delta_2 + (30y^4 - 24S\gamma y^2 + 2S^2 \gamma^2) \Delta_3 \} \cdot \exp(-\mu_1^2 Fo);$$

$$\sigma_y(x, y) = \left\{ G_2 \Delta_1 + y^2 G_2 \Delta_3 + \left(30x^4 - 24 \frac{S y^2}{\gamma} + 2 \left(\frac{S}{\gamma} \right)^2 \right) \Delta_2 \right\} \cdot \frac{(y^2 - S/\gamma)^2}{\Delta} \exp(-\mu_1^2 Fo). \quad (16)$$

$$\tau_{xy}(x, y) = -\frac{2(x^2 - S/\gamma)(y^2 - S/\gamma)xy}{\Delta} \{ 3\Delta_1 - 4((S/\gamma)\Delta_2 + S\gamma\Delta_3) + 12\Delta_2 x^2 + 12\Delta_3 y^2 \} \exp(-\mu_1^2 Fo);$$

де: $G_1 = 12y^2 - S\gamma$; $G_2 = 12x^2 - S/\gamma$.

Отримані формули (16) дозволяють оцінити вплив анізотропії пружних властивостей деревини та параметрів агента сушіння на напружено-деформівний стан пиломатеріалу у період регулярного режиму зміни вологості за- лежно від його геометричних розмірів.

Визначення диференціальної усадки пиломатеріалів на етапі регулярного режиму зміни вологості

Для визначення диференціальної усадки підставимо знайдені із (16) компоненти напружень $\sigma_x(R, y)$, $\sigma_x(0, y)$ і $\sigma_y(R, y)$, $\sigma_y(0, y)$ у (5). Тоді, враховуючи, що

$$W(0, y) - W(R, y) = (1 - \cos \mu_1) W^* \exp(-\mu_1^2 Fo), \quad (17)$$

після математичних перетворень отримаємо

$$\Delta U = \left\{ \beta_y (1 - \cos \mu_1) W^* \sqrt{S\gamma} - \frac{3\nu_{12} S^3 \sqrt{S\gamma} \Delta_1}{\gamma E_1 \Delta} - \frac{2S^3 \gamma}{E_1 \Delta} \left[S\gamma \Delta_3 + \frac{8\sqrt{S\gamma}}{5} \left(2\Delta_1 + \frac{S\Delta_2}{\gamma} \right) \right] \right\} \exp(-\mu_1^2 Fo) \quad (18)$$

Встановлена залежність (18) дозволяє кількісно описати вплив анізотропії фізико-механічних властивостей деревини на залежність диференціальної усадки з напружено-деформівним станом у висушуваних пиломатеріалах.

Література

1. Уголев Б.Н., Лапшин, Ю.Г., Кротов. Контроль напряжений при сушке древесины. – М.: Лесн. пром-сть, 1971. – 174 с.
2. Лапшин Ю.Г. Напряженное состояние древесины при изменении влажности// Рефераты, доклады НТК МЛТИ. – М.: МЛТИ. 1985. – С. 8-10.
3. Соколовський Я.І. Дослідження плоского напружено-деформівного стану деревини у процесі сушіння// Науковий вісник. Львів: УкрДЛТУ, 1997, вип. 8. – С. 161-168.
4. Соколовський Я.І., Побережко Б.П. Напружено-деформівний стан торцевої зони пиломатеріалів у процесі сушіння// Науковий вісник. Львів: УкрДЛТУ, 1997, вип. 8. – С. 141-147.
5. Лыков А.В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 470 с.
6. Билей П.В. Сушка древесины твердых лиственных пород. – М.: Экология, 1992. – 322 с.

УДК 621.825

Доц. Є.В. Харченко, канд. техн. наук;
аспир. К.К. Колесник – НУ "Львівська політехніка"

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ПУСКУ ПРИВІДНОЇ УСТАНОВКИ З ПРУЖНОЮ ВТУЛКОВО-ПАЛЬЦЕВОЮ МУФТОЮ

Наводяться результати експериментальних досліджень пускових режимів роботи установки, яка складається з електродвигуна АО-31-4, пружної втулково-пальцевої муфти, черв'ячного редуктора і гальмівного пристрою. Проводиться експериментальна перевірка результатів математичного моделювання вказаних режимів.

Doc. E.V. Kharchenko;
Doctorate K.K. Kolesnik – NU "Lvivska politechnika"

Comparative analysis of results of theoretical and experimental researches of processes of setting in motion of power-plant with bush-finger clutch

The results of experimental researches of starting regimes of power-plant are considered. The power-plant consists from the induction motor АО-31-4, the elastic bush-finger clutch, the worm gear and the block brake. The experimental verification of results of mathematical modeling of the indicated regimes is conducted.

З метою вивчення динамічних процесів у привідній системі з пружною втулково-пальцевою муфтою в лабораторії кафедри "Деталі машин" Національного університету "Львівська політехніка" було розроблено і складено лабораторну установку. Установка складається з електродвигуна АО-31-4 1, пружної втулково-пальцевої муфти 2, черв'ячного редуктора 3 і гальмівного пристрою 4, змонтованих на спільній основі 5. Для проведення експериментальних досліджень використовували комплект тензометричної апаратури, до складу якого входили тензометричний підсилювач 8 АНЧ-7 М 6 та світло-променевий осцилограф НО41 У4.2 7 (рис. 1).

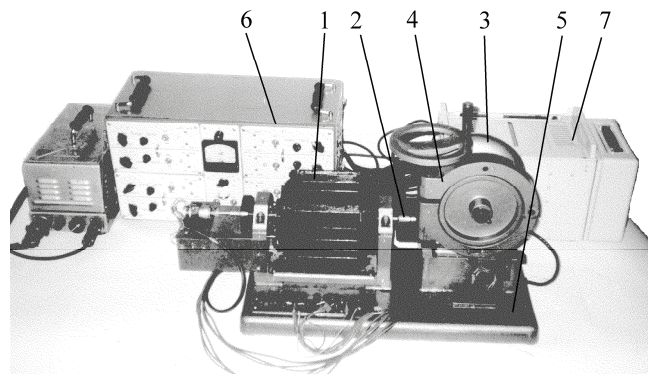


Рис. 1. Загальний вид експериментальної установки з апаратурою для тензометрування

Технічні параметри установки наведені у табл. 1.

Табл. 1. Технічні параметри експериментальної установки

Асинхронний короткозамкнений електродвигун АО 31-4 (ГОСТ 186-52)	
Потужність двигуна, кВт	0,6
Напруга живлення, В	380 при частоті 50 Гц
Частота обертів ротора двигуна, об/хв.	1410
Струм в обмотках статора, А	1,6
ККД, %	74
Коефіцієнт потужності, cosφ	0,76
Пружна втулково-пальцева муфта (ГОСТ 21424-75)	
Номинальний момент $M_{\text{фн}}$, Н·м	31,5
Черв'ячний самогальмівний редуктор	
Передатне число редуктора	28
Кількість зубців черв'ячного колеса	84
Число витків черв'яка	3
Кут підйому гвинтової лінії черв'яка	11°19'
Колодкове гальмо	
Максимальний гальмівний момент, Н·м	25

Вал ротора двигуна встановлений з можливістю обертання навколо поздовжньої осі на опорах з кульковими підшипниками. Статор встановлений на валі ротора на підшипникових опорах. Рух статора в обертальному напрямі обмежується плоскою пружиною, через яку статор взаємодіє з жорсткою нерухомою основою.

Для створення моменту на вихідному валі редуктора використовується гальмівний пристрій, який імітує корисний опір. Пристрій складається з гальмівного шків, закріпленого на вихідному валі черв'ячного редуктора і двох скоб з гальмівними колодками. З одного боку скоби з'єднані між собою шарнірно, з іншого боку – за допомогою пружного регульованого затискача. На нижній скобі гальмівного пристрою закріплена призма, яка під час обертання черв'ячного колеса впирається в плоску пружину, прикріплену до основи. Це

обмежує кут повороту скоб навколо осі обертання черв'ячного колеса. Конструкція гальмівного пристрою забезпечує можливість регулювання моменту взаємодії накладок зі шківом шляхом обертання спеціальної рукоятки.

Згин плоских пружин, які включає вимірвальна система, можна зафіксувати осцилографом за допомогою тензометричних датчиків. Датчики наклеєно на поверхні пружин з двох сторін (один навпроти одного) і з'єднано за мостовою схемою, що включає два активних тензорезистори (один тензорезистор в кожному плечі). Тарування пружин і датчиків здійснювали за допомогою двох важелів і двох тягарців відомої ваги. Для визначення моментів, які створюють статор та гальмівний пристрій, використовували дріт'яні тензорезистори типу 2 ПКП-30-400 ГА базою 20 мм. Живлення датчиків та підсилення їх сигналу здійснювали за допомогою тензопідсилювача. Запис параметрів проводився світло-променевим осцилографом. Живлення підсилювача та осцилографа здійснювали за допомогою блоків живлення від мережі змінного струму напругою 220 В.

Для визначення швидкості обертання ротора двигуна під час його пуску використовуємо тахогенератор постійного струму ДПМ-30-Н1, який встановлений на рамі, що прикріплена до опори. Покази тахогенератора записуємо безпосередньо на осцилограф.

Під час проведення експерименту на стрічку осцилографа записували також сигнали позначника часу у вигляді поперечних до напрямку її руху ліній з інтервалом 0,01 с.

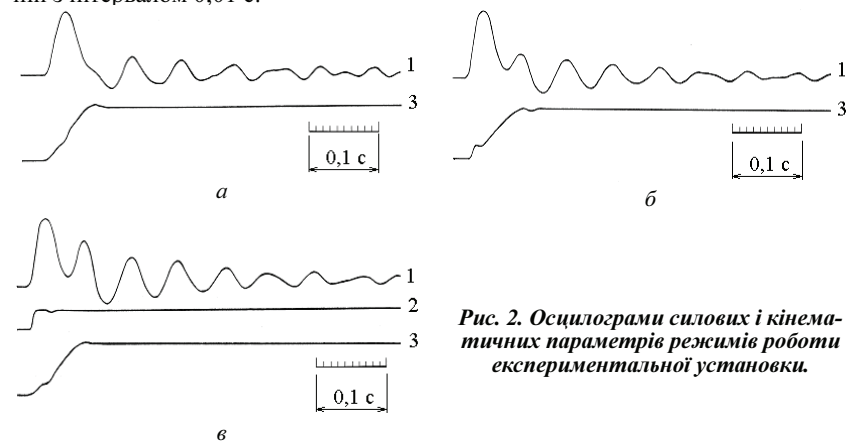


Рис. 2. Осцилограми силових і кінематичних параметрів режимів роботи експериментальної установки.

На рис. 2 зображено найбільш характерні осцилограми, отримані в ході експериментальних досліджень. Осцилограми відповідають таким режимам роботи експериментальної установки: а – неробочий пуск двигуна без приєднаного черв'ячного редуктора (рис. 2, а), б – пуск привідної установки без навантаження (рис. 2, б); в – пуск установки з навантаженням (рис. 2, в). Кривою 1, на осцилограмах, зображено момент, що передається з боку статора двигуна на основу, кривою 2 – момент, який створює колодкове гальмо, кривою 3 – швидкість обертання ротора двигуна.

З одержаних осцилограм видно, що час розгону двигуна становить 0,08 с, а час розгону привідної системи, що включає двигун, муфту і редуктор з гальмівним пристроєм, не перевищує 0,096 с. Мала розбіжність вказаних інтервалів часу пов'язана з тим, що зведений момент інерції редуктора є значно меншим порівняно з моментом інерції ротора двигуна.

Найбільший момент, що передається з боку статора двигуна на основу, виникає на початку перехідного процесу. Наступне екстремальне значення моменту є в 1,5...2,5 рази менше, ніж перше. Під час холостого пуску експериментальної установки, а також під час її пуску під навантаженням коливання статора проявляються більшою мірою, ніж у випадку холостого пуску відєднаного від редуктора двигуна. Це пояснюється впливом інерційних властивостей редуктора та дією сил опору рухові механічної системи.

Момент сил тертя, що розвивається гальмівним пристроєм, практично не залежать від швидкості обертання шківів. Його наростання від нуля до усталеного значення відбувається по мірі вибирання зазорів у кінематичному ланцюзі привідної системи протягом короткого проміжку часу, що не перевищує 0,005 с.

Частота вільних коливань статора становить приблизно 13,5 Гц. Механічні коливання у привідній системі, а також електромагнітні перехідні процеси в двигуні деякою мірою проявляються на характері зміни кутової швидкості ротора в часі.

Коефіцієнт динамічності моменту, що передається статором на основу, котрий обчислювали як відношення максимального значення моменту до номінального, набуває значень 4,5...4,8.

Табл. 2. Результати експериментальних досліджень пускових режимів роботи привідної установки

№ п/п	Найменування задіяних пристроїв установки	c_ϕ , Н·м/рад	M_0 , Н·м	t , с	n , хв ⁻¹	M_{Smax} , Н·м	M_{Ey} , Н·м	$K_{SH} = \frac{M_{S, max}}{M_{En}}$
1	двигун з півмуфтою	—	—	0,08	1495	17,1	—	4,5
2	двигун, муфта, редуктор	2000	—	0,085	1485	17,7	—	4,66
3	двигун, муфта, редуктор, гальмо	2000	2,578	0,086	1482	17,8	0,93	4,68
			4,297	0,086	1478	17,9	1,1	4,71
			10,31	0,087	1470	17,95	1,5	4,72
			11,82	0,089	1467	18	1,66	4,74
			13,396	0,092	1462	18,1	1,88	4,76
			25,3	0,096	1460	18,2	1,984	4,79

Основні результати експериментальних досліджень пускових режимів роботи привідної установки зведено в табл. 2, де c_ϕ – жорсткість муфти; M_0 – момент гальма; t – тривалість перехідного процесу; n – частота обертання ротора двигуна в усталеному русі; M_{Smax} – максимальний момент, що передається статором на основу; M_{Ey} – момент двигуна в усталеному режимі ро-

боти; K_{SH} – коефіцієнт динамічності моменту, що передається статором на основу; $M_{En} = 3,8$ Н·м – номінальний електромагнітний момент двигуна.

Теоретичне дослідження пускових режимів роботи експериментальної установки проводилося на основі сумісного інтегрування рівнянь руху елементів системи і рівнянь електромагнітного стану двигуна [1-3]. Розрахункова схема установки зображена на рис. 3, де J_0 – момент інерції статора; J_1 – момент інерції ротора двигуна з півмуфтою; J_2 – зведений до вала двигуна момент інерції редуктора зі шківом та іншою півмуфтою; c_ϕ , μ – жорсткість та коефіцієнти лінійного опору муфти; c_0 , μ_0 – жорсткість та коефіцієнт лінійного опору елемента взаємодії статора двигуна з основою; M_E – електромагнітний момент двигуна; M_0 – зведений момент сил корисного опору; ϕ_S , ϕ_R , ϕ_2 – кутові координати руху елементів системи.

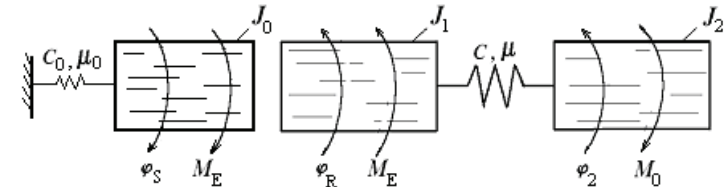


Рис. 3. Розрахункова модель експериментальної установки

Диференціальні рівняння руху механічних ланок записуємо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 J_0 \frac{d^2 \phi_S}{dt^2} + c_0 \phi_S + \mu_0 \omega_S &= -M_E, \\
 J_1 \frac{d^2 \phi_R}{dt^2} + c(\phi_R - \phi_2) + \mu(\omega_R - \omega_2) &= M_E; \\
 J_2 \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} - c(\phi_R - \phi_2) - \mu(\omega_R - \omega_2) &= -M_0,
 \end{aligned} \quad (1)$$

де t – час; ω_S , ω_R , ω_2 – кутові швидкості елементів, що мають моменти інерції J_0 , J_1 , J_2 .

Електромагнітний момент двигуна для довільного моменту часу визначаємо з рівнянь електромагнітного стану машини [3], які утворюють єдину систему з рівняннями руху (1).

Початкові умови розв'язування рівнянь руху записуємо у вигляді

$$\phi_R = \phi_{R0}; \quad \phi_2 = \phi_{20}; \quad \phi_S = \phi_{S0}; \quad \omega_R = \omega_{R0}; \quad \omega_2 = \omega_{20}; \quad \omega_S = \omega_{S0}, \quad (2)$$

де ϕ_{R0} , ϕ_{20} , ϕ_{S0} і ω_{R0} , ω_{20} – початкові кутові координати руху і початкові кутові швидкості елементів системи з моментами інерції J_0 , J_1 , J_2 .

Аналізуючи процес пуску двигуна, початкові значення переміщень, кутових швидкостей і проєкцій струмів приймаємо за нуль. Параметри електро-механічної системи, що використовувалися під час проведення порівняльного аналізу теоретичних і експериментальних результатів, наведено в табл. 3.

Табл. 3. Параметри електромеханічної системи експериментальної установки

Момент інерції статора J_0 , кг·м ²	0,12
Зведений момент інерції ротора і півмуфти з пальцями до вала двигуна J_1 , кг·м ²	$4 \cdot 10^{-3}$
Зведений момент інерції редуктора, шків та півмуфти до вала двигуна J_2 , кг·м ²	$1,5 \cdot 10^{-3}$
Жорсткість муфти c_ϕ , Н·м/рад	$2 \cdot 10^3$
Коефіцієнт лінійного опору муфти μ , Н·м·с/рад	40
Жорсткість плоскої пружини c_0 , Н·м/рад	$0,75 \cdot 10^3$
Коефіцієнт лінійного опору пружини μ_0 , Н·м·с/рад	1
Кутова швидкість обертання поля статора двигуна ω_0 , рад/с	157
Індуктивність розсіювання статора L_s , Гн	0,027
Індуктивність розсіювання ротора L_r , Гн	0,039
Взаємна індуктивність L_m , Гн	0,97
Активний опір фаз статора R_s , Ом	15,144
Активний опір фаз ротора R_r , Ом	10,91
Амплітуда напруги живильної мережі U_m , В	310,5
Число пар магнітних полюсів двигуна p_0	2

Результати розрахунків перехідних процесів холостого пуску двигуна АО-31-4, холостого пуску експериментальної установки та пуску установки під навантаженнями наведені в табл. 4. В табл. 5 наведені додаткові результати математичного моделювання процесів пуску експериментальної установки, де $M_{\phi max}$ – максимальний момент сил пружності муфти; $M_{E max}$ – максимальний електромагнітний момент двигуна; κ_n – коефіцієнт динамічності електромагнітного моменту двигуна; $\kappa_{\phi n}$ – коефіцієнт динамічності сил пружності муфти.

Табл. 4. Результати теоретичних досліджень пускових режимів роботи привідної установки

№ п/п	Найменування задіяних пристроїв установки	c_ϕ , Н·м/рад	t , с	n , хв ⁻¹	$M_{S, max}$, Н·м	$M_{E, H}$, Н·м	$\kappa_{sn} = M_{S, max} / M_{E, H}$
1	двигун з півмуфтою	—	0,085	1500	17,1	—	4,5
2	двигун, муфта, редуктор	2000	0,09	1500	17,4	—	4,58
3	двигун, муфта, редуктор, гальмо	2000	0,1	1480	17,4	0,93	4,58
			0,1	1480	17,4	1,1	4,58
			0,105	1470	17,45	1,5	4,59
			0,11	1468	17,5	1,66	4,6
			0,112	1461	17,6	1,88	4,63
			0,113	1461	17,6	1,984	4,63

Виходячи з наведених диференціальних рівнянь руху механічних ланок власні частоти системи, утвореної ротором з редуктором f і системи статора f_0 , будуть визначатися за такими формулами:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}}; f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{J_0}}. \quad (3)$$

Табл. 5. Розрахункові максимальні значення і коефіцієнти динамічності електромагнітного моменту двигуна та моменту сил пружності муфти

№ п/п	Найменування задіяних пристроїв установки	$M_{E max}$, Н·м	$\kappa_n = M_{E max} / M_{E n}$	$M_{\phi max}$, Н·м	$\kappa_{\phi n} = M_{\phi max} / M_{\phi n}$
1	двигун з півмуфтою	18	4,73	—	—
2	двигун, муфта, редуктор	18,5	4,87	5,03	0,16
3	двигун, муфта, редуктор, гальмо	18,5	4,87	5,76	0,18
		18,5	4,87	5,88	0,187
		18,57	4,88	6,18	0,196
		18,6	4,89	6,3	0,2
		18,7	4,92	6,45	0,204
		18,7	4,92	6,55	0,208

Підставляючи в дані формули значення жорсткостей і моментів інерції елементів привідної системи, отримуємо значення власних частот $f=215,5$ Гц; $f_0 = 12,6$ Гц. Порівнюючи одержані розрахункові значення частот з осцилограмами (рис. 2), бачимо, що частота коливання моменту M_S майже збігається з частотою вільних коливань статора.

Порівнюючи дані, наведені в табл. 2 і 4, можна зауважити, що розбіжність максимальних значень моменту, що передається статором на основу, одержаних теоретичним та експериментальним шляхом, не перевищує 3 %, а розбіжність відповідних значень часу розгону установки – 15 %. Це свідчить про достатню для інженерної практики точність математичного моделювання перехідних процесів в електромеханічних привідних системах з пружними муфтами.

Література

1. Харченко Є.В., Колесник К.К. Розрахунок динамічних процесів в електромеханічній привідній системі з пружною муфтою // Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць. – Львів: УкрДЛТУ, 2001, вип. 11.1. – С. 124–129.
2. Харченко Є.В., Гаршин Ю.Г., Колесник К.К. Вплив нелінійних жорсткісних властивостей муфти на перехідні режими роботи привідного модуля // Technologia i automatyzacja montażu/Dodatek specjalny do Nr 4/1999: Modulowe technologie i konstrukcje w budowie maszyn. II Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Warszawa: Tekoma, 1999. S. 17-19.
3. Чабан В.И. Основы теории переходных процессов электромашиных систем. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.

УДК 634.0377.2

Проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук;
інж. І.М. Рудько – УкрДЛТУ; доц. М.В. Матійшин, канд. техн. наук –
Технологічний університет Поділля, м. Хмельницький

ПРО ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ НЕСУЧИХ КАНАТІВ БАГАТОПРОЛЬОТНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК В ЗОНІ ОПОРНОГО БАШМАКА

Розглянуто особливості роботи несучих канатів багатопрольотних установок в зоні опорного башмака. Отримано залежності для визначення зусиль та напружень, що виникають в несучому канаті при русі вантажної каретки. На основі аналізу аналітичних залежностей розроблено рекомендації для вибору основних параметрів башмака і ходових частин вантажної каретки.