

## ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Багаторічний досвід лісорозробок у гірських умовах як у нашій країні, так і за кордоном показав, що канатні лісотransпортні установки є ефективним засобом первинного транспорту, який найбільше відповідає сучасним екологічним та індустріальним вимогам. Привод є одним із найбільш складних та відповідальних елементів, від якого залежить надійність та діапазон технологічних операцій всієї канатної установки. Дослідження роботи канатних лісотransпортних установок у виробничих умовах [1] показали, що миттєве зусилля в тяговому та тягово-вантажопідіймальному канатах привода може перевищувати вагу транспортованого вантажу в 1,2–1,7 рази. Спостереження роботи канатних установок показали також, що їхня практична вантажопідіймальність може виявитись нижчою за паспортну через недостатню потужність двигуна при роботі привода на верхніх витках каната [1]. Тому актуальною є задача дослідження режимів експлуатації приводів та обґрунтування їх конструктивних параметрів із врахуванням особливостей роботи.

З огляду на природно-кліматичні умови, технологічні схеми розроблення лісосік та сучасний стан мережі лісових доріг при лісозаготівлі використовуються, в основному, мобільні лісотransпортні установки на базі існуючої тракторної техніки. При цьому передача крутного моменту до приводних барабанів здійснюється шляхом з'єднання вала відбору потужності базової машини за допомогою карданної передачі із механізмами привода. Таким чином, елементи трансмісії базової машини є частиною привода лісотransпортної канатної установки. На лісозаготівельних підприємствах України в якості базових машин як для вітчизняних, так і для зарубіжних мобільних канатних установок, використовуються, в основному, колісні трактори МТЗ-80, МТЗ-82 та Т-150К. Для вказаних тракторів стандартом встановлено два режими роботи вала відбору потужності (ВВП): із частотою обертання  $540 \pm 15$  об/хв та 1000 об/хв. Для забезпечення цих режимів трансмісія тракторів містить відповідні редуктори. Тому необхідно дослідити обидва режими спільної роботи базової машини та привода канатної установки.

Для забезпечення нормальної роботи установки необхідно щоб потужність рушійних сил  $N_{PC}$ , яку розвиває двигун базової машини

була не меншою ніж сума потужностей, яку розвивають сили опору  $N_{CO}^{CA}$ , зведені до валу двигуна:

$$N_{PC} \geq N_{CO}^{3B}. \quad (1)$$

В процесі роботи канатних лісотransпортних установок крутний момент сил опору на барабана привода і швидкість транспортування вантажу змінюються, в залежності від діаметра намотування тягово-вантажопідіймального каната на барабан і, як наслідок, змінюється значення потужності, яку розвивають сили опору. Дослідження спільної роботи приводів канатної установки і базової машини слід проводити при максимальному значенні зусилля в тягово-вантажопідіймальному канаті, тобто у фазі стопоріння каретки із вантажем при намотуванні каната на верхніх витках.

Потужність двигуна внутрішнього згорання базової машини при встановленій частоті обертання колінчастого валу можна визначити за формулою С.Л. Лейдермана [2]:

$$M_e(n) = 9550 \frac{N_{emax}}{n} \left[ a \left( \frac{n}{n_N} \right) + b \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2)$$

де  $a, b, c$  – коефіцієнти, значення яких залежать від типу і конструкції двигуна;  $n_N$  – частота обертання колінчастого валу двигуна, яка відповідає максимальній потужності двигуна;  $n$  – частота обертання колінчастого валу двигуна.

Потужність, яку розвивають сили опору на валу приводного барабана, можна визначити за формулою:

$$N_{CO}^{3B} = M_{CO}^{3B} \cdot \omega_{ДВ} = M_{CO}^{3B} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3)$$

де  $\omega_{ДВ}$  – кутова швидкість приводного барабана;  $M_{CO}^{3B}$  – зведений момент сил опору.

Зведений момент сил опору є змінною в часі величиною, оскільки сили опору залежать від багатьох факторів. Для подальших розрахунків використовуємо максимальне значення моменту, який діє на приводний барабан у фазі стопоріння. Із врахуванням передавальних чисел та ККД приводів базової машини і канатної установки зведений момент опору можна визначити за формулою:

$$M_{CO}^{3B} = \frac{M_{CO}^{max}}{\eta_{TP} \cdot \eta_{DP} \cdot u_{TP} \cdot u_{DP}}, \quad (4)$$

де  $\eta_{TP}$ ,  $u_{TP}$  – відповідно ККД і передавальне відношення механізмів трансмісії базової машини, які приймають участь в передачі крутного

моменту від двигуна до механізмів привода канатної установки;  $\eta_{\text{ДПР}}, u_{\text{ДПР}}$  – відповідно ККД та передавальне відношення механізмів привода канатної установки;  $\dot{I}_{\text{НІ}}^{\text{max}}$  – максимальний крутний момент сил опору, який діє на приводний барабан при стопорінні вантажу із вантажною кареткою.

Максимальний крутний момент сил опору, який діє на приводний барабан, залежить від коефіцієнта динамічності при стопорінні. Коефіцієнт динамічності залежить від таких факторів як швидкість намотування каната, вага вантажу та координати розміщення каретки в прольоті. Згідно результатів експериментальних досліджень, наведених у роботі [3], середнє значення коефіцієнта динамічності при стопорінні вантажу дорівнює 1,9.

На рис.1 зображено приклади графіків зміни потужності двигуна та потужності, яку розвивають зведені сили опору, в залежності від частоти обертання двигуна. Графіки побудовані для мобільної канатної установки на базі трактора МТЗ-82, вантажопідймальністю 16 кН при значенні передавального відношення передачі привода 16 і величині коефіцієнта динамічності 1,9. Аналіз наведених графіків показав, що при частоті обертання валу відбору потужності 1000 об/хв допустима кількість шарів намотуваного на барабан каната дорівнює 4. Причому на четвертому шарі намотування канату робота привода можлива тільки при частоті обертання вала двигуна в межах від 900 об/хв до 1600 об/хв. Із графіків на рис.1 видно, що експлуатація мобільної канатної установки при частоті обертання двигуна, яка відповідає його максимальній потужності ( 2100 - 2200 об/хв.), не завжди є оптимальним режимом роботи, при якому буде виконуватись умова (1). Наведені графіки підтверджують необхідність подальшого ґрунтовного дослідження конструктивних параметрів та режимів експлуатації приводів мобільних канатних установок, а також розробки відповідних рекомендацій для їх вибору.

Для вибору передавального відношення привода канатної установки, при якому буде забезпечено виконання умови (1), на рис.2 побудовано графіки залежності мінімального значення передавального відношення привода від вантажопідймальності мобільних канатних установок на базі тракторів МТЗ-82 та Т-150К. В результаті апроксимації наведених на рис.2 графіків поліномом другого степеня на проміжку  $Q \in [0;70]$  кН отримано вирази для перевірки вибору передавального відношення привода при інженерних розрахунках. Отримані вирази для інженерних обчислень наведено в таблиці 1.

Із виразів (3) та (4) видно, що на величину зведеного моменту та потужності сил опору найбільше впливають передавальне

відношення привода канатної установки та радіус намотування каната. Проте при виборі вказаних конструктивних параметрів необхідно враховувати не тільки вимоги щодо виконання умови (1), але й той факт, що при зменшенні діаметра барабана збільшуються згинальні напруження в намотуваному канаті і знижується його довговічність. За результатами наукових досліджень [6] встановлено, що мінімальний діаметр барабана дорівнює 15..20 діаметрів намотуваного каната, тобто, крім умови (1), повинна виконуватись ще наступна умова:

$$d_B \geq 15 \cdot d_K . \quad (5)$$

Із врахуванням виразів (1–5), умова, із якої необхідно вибрати діаметр намотування каната на приводний барабан матиме вигляд:

$$15 \cdot d_K \leq d_H \leq \frac{2N_e \cdot u_{TP} \cdot u_{PP} \cdot \eta_{TP} \cdot \eta_{PP}}{S_{max} \cdot \omega_N}, \quad (6)$$

де  $\omega_N$  – значення кутової швидкості колінчастого вала при максимальній потужності двигуна.

На основі виразу (6) було проведено розрахунки та побудовано графіки залежності максимально допустимого діаметра намотування каната від передавального відношення привода мобільних канатних установок, змонтованої на базі трактора МТЗ-82. Графіки побудовано із врахуванням вантажопідймальності канатних установок та частоти обертання вала відбору потужності (ВВП) базової машини. На рис.4 наведено графічні залежності для мобільних канатних установок на базі трактора МТЗ-82. Розрахунки проведені для стандартних значень передавального відношення привода в інтервалі  $u_{PP} \in [1; 40]$ . Для практичного використання отриманих результатів запропоновано вирази для визначення допустимих значень діаметра намотування каната та передавального відношення привода мобільної канатної установки.

Дослідженнями [3], встановлено, що для оснащення приводів канатних установок тяговими і тягово-вантажопідймальними канатами рекомендовано використовувати пасмові канати типів ЛКР ГОСТ 2688 і ЛКО ГОСТ 3077 ( $\sigma_B = 1900 \dots 2000 \text{ МПа}$ ) із запасом міцності 3...3,5. На рис.4 наведено графіки залежності максимально-допустимого числа шарів намотування каната від передавального відношення привода канатної установки на базі трактора МТЗ-82, при якому буде виконуватись умова (6). Графіки побудовано для канатів типу ЛКР ГОСТ 2688 із коефіцієнтом запасу міцності 3.

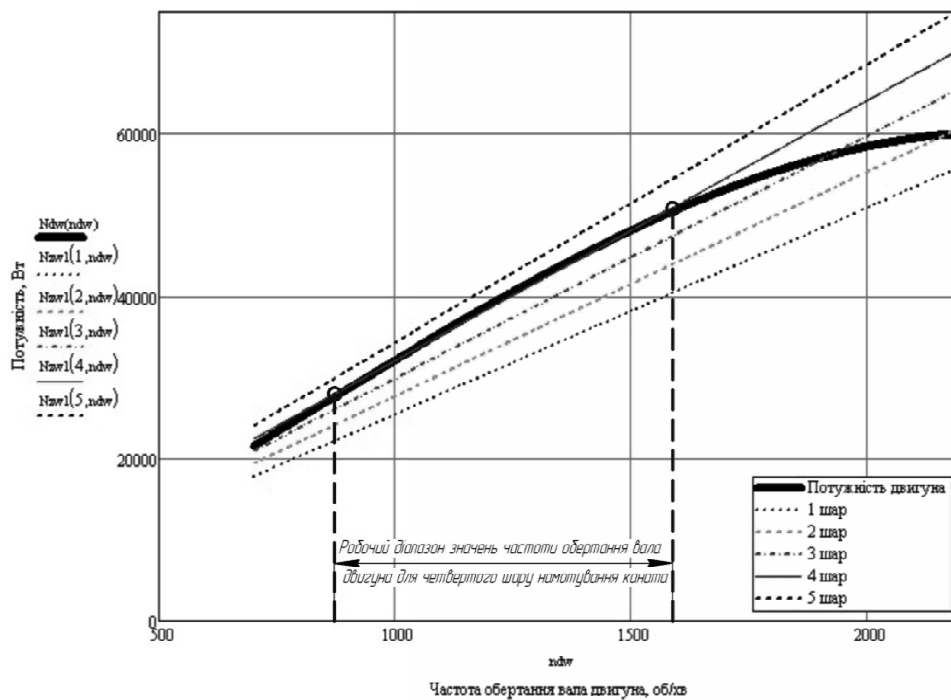


Рисунок 1 – Графік зміни потужності двигуна та потужності, яку розвивають зведені до валу двигуна сили опору, в залежності від частоти обертання валу двигуна та кількості шарів намотування каната.

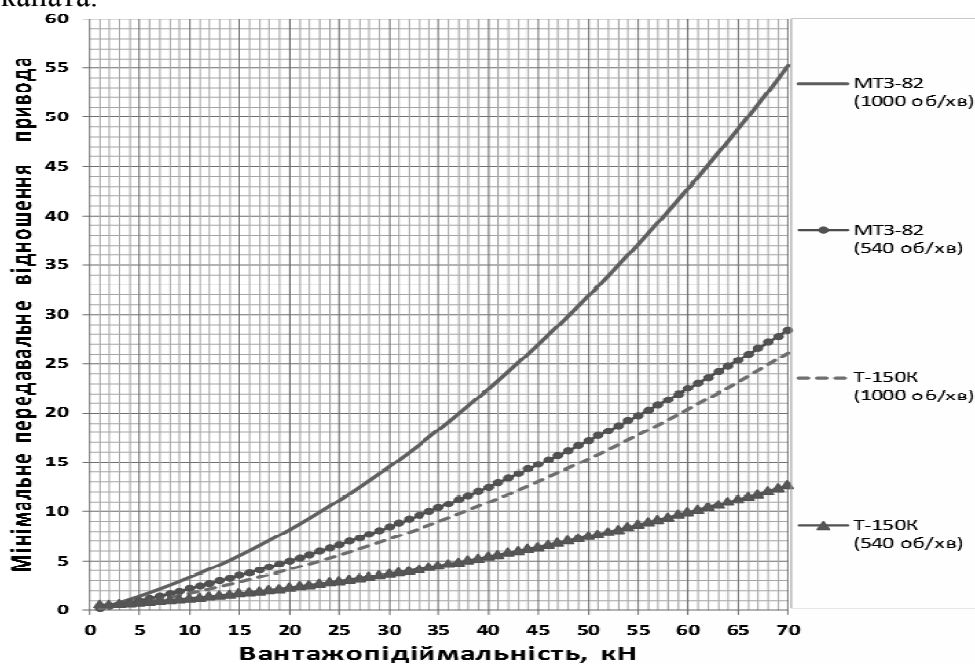
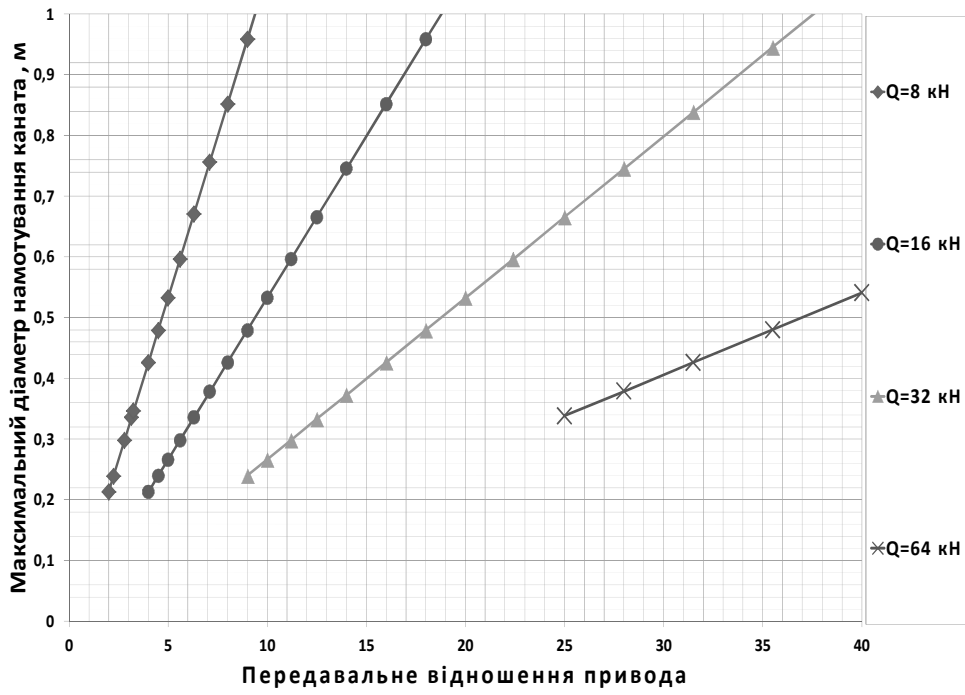
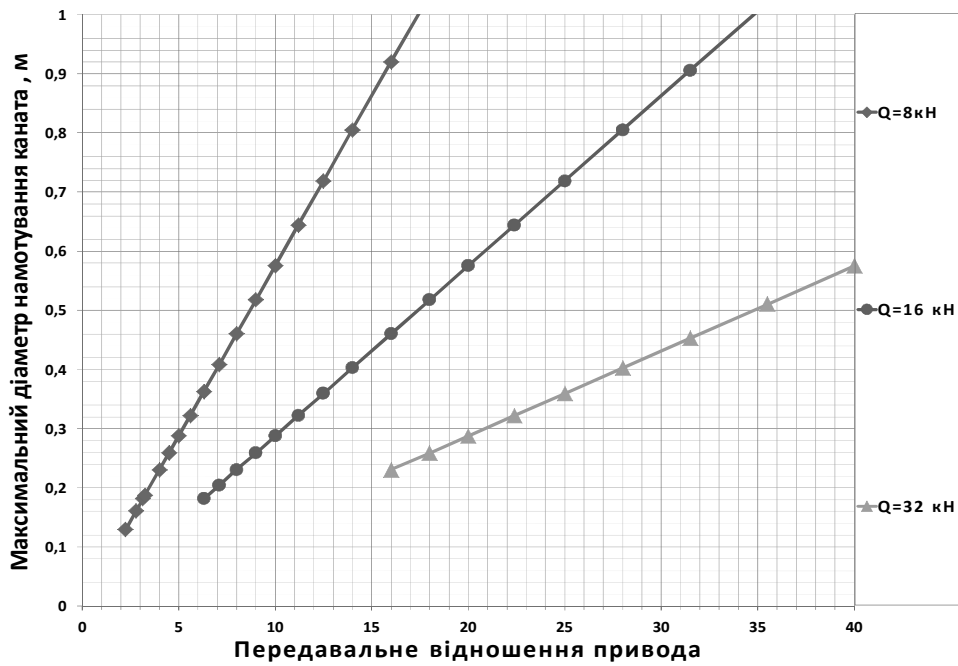


Рисунок 2 – Графіки залежності мінімального значення передавального відношення привода від вантажопідймальності мобільної канатної установки.



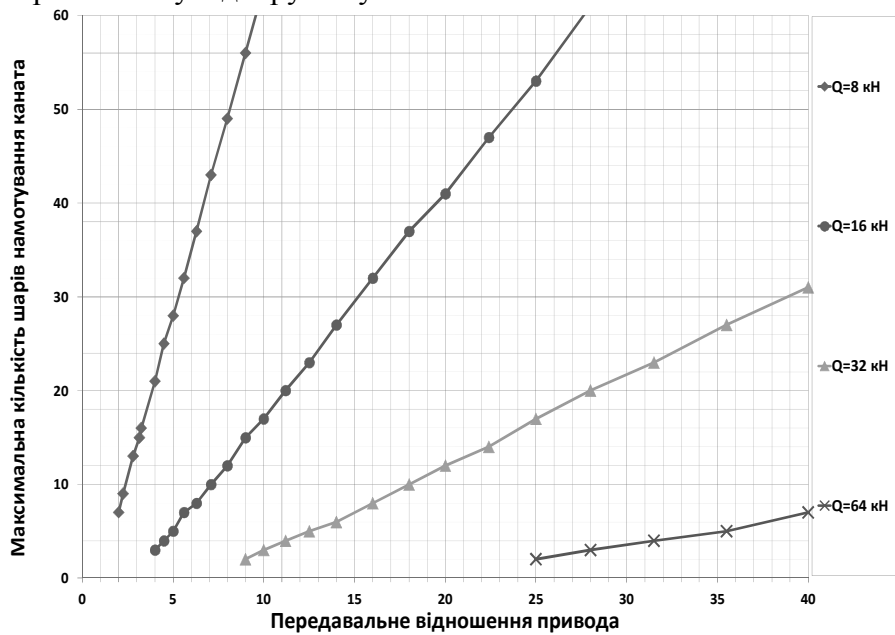
а



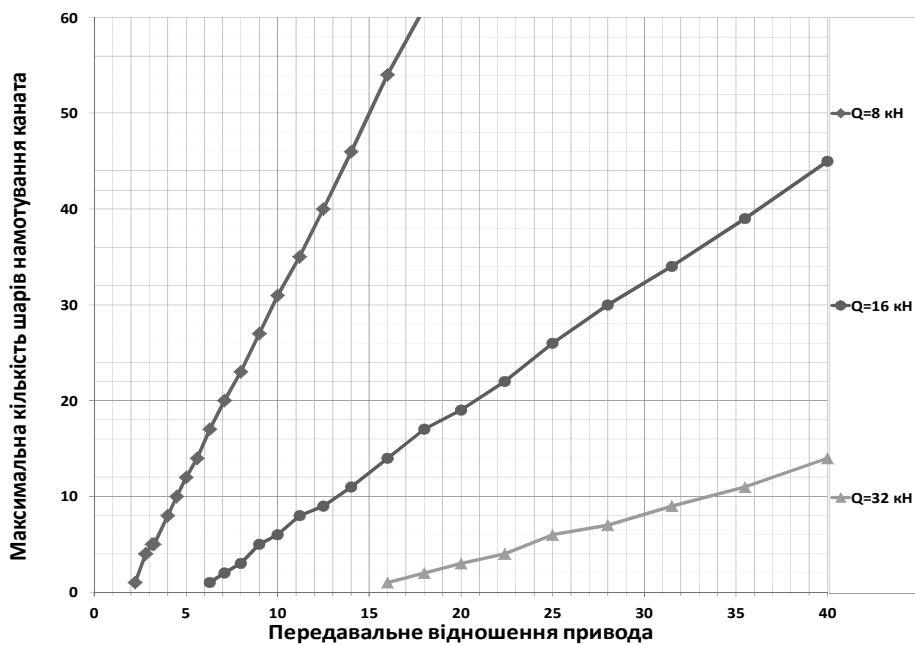
б

Рисунок 3 – Графіки залежності максимально допустимого діаметра намотування каната від передавального відношення привода мобільної канатної установки на базі трактора МТЗ-82: а – при частоті

обертанні валу відбору потужності 540 об/хв; б – при частоті обертанні валу відбору потужності 1000 об/хв.



а



б

Рисунок 4 – Графіки залежності максимально допустимого числа шарів намотування каната (ЛКР ГОСТ 2688) від передавального відношення привода мобільної канатної установки на базі трактора МТЗ-82: а – при частоті обертанні валу відбору потужності 540 об/хв; б – при частоті обертанні валу відбору потужності 1000 об/хв.

Таблиця 1 – Вирази для вибору конструктивних параметрів приводів мобільних канатних установок на базі трактора МТЗ-82.

Вантажопідіймальність	Частота обертання валу відбору потужності базового трактора МТЗ-82	
	540 об/хв	1000 об/хв
	$u_{\text{ПП}} \geq 0,0031 \cdot Q^2 + 0,189 \cdot Q$	$u_{\text{ПП}} \geq 0,0076 \cdot Q^2 + 0,2575 \cdot Q$
Q=8 кН	$u_{\text{ПП min}} = 2$ $d \leq 0,106 \cdot u_{\text{ПП}}$	$u_{\text{ПП min}} = 2,24$ $d \leq 0,057 \cdot u_{\text{ПП}}$
Q=16 кН	$u_{\text{ПП min}} = 4$ $d \leq 0,053 \cdot u_{\text{ПП}}$	$u_{\text{ПП min}} = 6,3$ $d \leq 0,029 \cdot u_{\text{ПП}}$
Q=32 кН	$u_{\text{ПП min}} = 9$ $d \leq 0,027 \cdot u_{\text{ПП}}$	$u_{\text{ПП min}} = 16$ $d \leq 0,014 \cdot u_{\text{ПП}}$
Q=64 кН	$u_{\text{ПП min}} = 25$ $d \leq 0,014 \cdot u_{\text{ПП}}$	–

Необхідно зазначити, що використання наведених на рис. 3 і 4 графіків при виборі конструктивних параметрів приводних барабанів забезпечує виконання тільки умови (6). Проте, при проектуванні нових приводів перед розробником постає набагато більше вимог, ніж ті які враховані у виразі (6). Зокрема, важливою характеристикою технологічності привода є його габаритні розміри. Тому при остаточному виборі конструктивних параметрів приводного барабана необхідно керуватись, в першу чергу вимогами до компоновання конкретного привода та його окремих вузлів, а графіки, наведені на рис.3 і 4 можна використати для подальшої перевірки прийнятих значень.

На основі аналізу наведених на рис. 1–4 графічних залежностей, а також результатів досліджень [4,5,6], можна запропонувати наступні рекомендації для проектування та ефективної експлуатації приводів мобільних канатних установок на базі тракторної техніки:

- Конструктивні параметри приводів мобільних канатних установок повинні відповідати умовам, які наведені в таблиці 1;
- Вантажопідіймальність 64 кН для мобільної канатної установки на базі трактора МТЗ-82 у діапазоні значень передавального



відношення привода ( $u_{\text{ДР}} \in [1; 40]$ ) може бути досягнута тільки при роботі ВВП із частотою обертання 540 об/хв, що значно зменшує експлуатаційні можливості установки. Тому монтаж і експлуатацію канатної установки, вантажопідймальністю 64 кН доцільно проводити тільки на базі тракторів Т-150К або подібного класу;

– З метою раціонального використання експлуатаційних можливостей трактор МТЗ-82 рекомендовано використовувати в якості базової машини для канатних установок із вантажопідймальністю 8–32 кН, а трактор Т-150К – для канатних установок із вантажопідймальністю 32–64 кН;

– Для забезпечення транспортування вантажу, вага якого близька до максимальної вантажопідймальності установки, підймання і стопоріння необхідно здійснювати при частоті обертання двигуна (1400–1600 об/хв), яка є дещо меншою за частоту обертання при максимальній потужності двигуна. Привод базового трактора при цьому повинен працювати на передачі, яка відповідає роботі ВВП із частотою обертання 540 об/хв.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Белая Н.М., Прохоренко А.Г. Канатные лесотранспортные установки. – М.: Лесная промышленность, 1964.
2. Білик Б.В. Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин: – Київ-Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.
3. Адамовський М. Г., Мартинців М. П., Бадера Й. С. Підвісні канатні лісотransпортні системи. – Київ. ІЗМН, 1997, - 156с.
4. Карл-Хайнц Векінг. Экспериментальное исследование многослойной навивки канатов //Стальные канаты: Сб. научных трудов. – Одесса: Изд-во "Астропринт". 2003. –Вып. 3– с.235-250.
5. Малиновский В.А. К вопросу о многослойной навивке стального каната на барабан //Стальные канаты: сб. научных трудов. – Одесса: Изд-во "Астропринт". 2005. –Вып. 4– с.151-162.
6. Мартинців, Удовицький О.М., Барияк В.В. Робота тягово-вантажопідймальних канатів при багатшаровому навиванні їх на барабани приводів підвісних лісотransпортних установок//Наук. вісник УкрДЛТУ: зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2005, вип. 15.2– с.63-67.